СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА

ТОЧНОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

Под общей редакцией д-ров техн. наук *К. Н. Явленского*, *Б. П. Тимофеева* и канд. техн. наук *Е. Е. Чаадаевой*



Ленинград
"Машиностроение"
Ленинградское отделение
1989

ББК 34.9я2
С74
УДК 681.2.001.66 (035)

Авторы: Г. А. Веркович, Е. Н. Головенкин, В. А. Голубков, И. А. Губкин, Н. С. Заборовская, В. А. Коновалов, Ю. С. Кулешов, В. П. Ларин, А. Н. Лукичев, Л. С. Лукичева, А. П. Мелкумян, В. П. Миронович, Г. Н. Никифорова, Г. Л. Плехоткина, В. И. Прохоров, А. И. Скалон, Н. П. Скафтымова, Г. А. Смирнов, К. Г. Смирнов-Васильев, Ю. Н. Соколов, Б. П. Тимофеев, Е. Е. Чаадаева, А. К. Явленский, К. Н. Явленский

С74 **Справочник** конструктора точного приборостроения/ Г. А. Веркович, Е. Н. Головенкин, В. А. Голубков и др.; Под общ. ред. К. Н. Явленского, Б. П. Тимофеева, Е. Е. Чаадаевой. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. — 792 с.: ил.
ISBN 5-217-00416-9

Справочник содержит систематизированные сведения по расчету и конструированию точных приборов, механизмов и их элементов. В справочник включены следующие разделы приборостроения: материалы; покрытия; допуски и посадки; разъемные и неразъемные соединения; механизмы, узлы и детали приборов; механические чувствительные элементы; опоры и направляющие для вращательного и поступательного движения. Даны расчеты собственных вибраций и шума механизмов и приборов, их точности и надежности, а также описаны нестандартные методы испытания приборов.

Справочник предназначен для инженерно-технических работников приборостроительной промышленности.

С $\frac{2706010000-284}{038\ (01)-89}$ 284—89 ББК 34.9я2

ISBN 5-217-00416-9

© К. Н. Явленский, Б. П. Тимофеев, Е. Е. Чаадаева и др., 1989

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научно-технический прогресс невозможен без создания точных приборов, что определяет тот большой интерес, который проявляют инженерно-технические работники к вопросам расчета, проектирования и конструирования приборов, а также контроля и диагностики их качества.

Имеющаяся в настоящее время научно-техническая литература по точным приборам посвящена, как правило, изучению отдельных их видов, механизмов или устройств. Вопросы расчетов, проектирования и конструирования изучаются раздельно. Это, естественно, затрудняет работу разработчиков точных приборов, приводит к потере времени и в ряде случаев влияет на их техническое совершенство. Возникла необходимость издания справочника, в котором в комплексе были бы рассмотрены основные вопросы, возникающие при проектировании.

Руководствуясь этой задачей, авторы включили в него кроме материала по проектированию механизмов приборов, их элементов и устройств вопросы выбора материалов, точности изготовления, вида соединений, диагностики качества.

Для удобства пользования структура справочника отражает последовательность проектирования. При этом материал первого раздела включает сведения, необходимые конструктору на начальных этапах проектирования. Второй и третий разделы являются основными при проектировании, поскольку содержат материал по расчету и конструированию механизмов, устройств и элементов приборов. Заключает справочник раздел о методах и средствах диагностики качества.

Особое внимание уделено главным критериям качества — точности и надежности. Характерной особенностью справочника является оформление всех расчетов в виде конкретных методик, поясняемых примерами. Для каждой из методик указан алгоритм проведения расчетов на ЭВМ. Для типовых механизмов, устройств и их элементов приведены наиболее характерные варианты конструкции, размеры и рекомендации по применению.

В написании справочника принимали участие Г. А. Веркович (п. п. 2.5, 14.3), Е. Н. Головенкин (п. п. 3.4, 7.2, 10.1—10.3), В. А. Голубков (п. п. 12.2, 12.3), И. А. Губкин (приложения),

Н. С. Заборовская (п. 2.5), В. А. Коновалов (п. 9.6), В. П. Ларин (п. 8.3), А. Н. Лукичев (гл. 8), Л. С. Лукичева (гл. 8), Ю. С. Кулешов (гл. 1, п. п. 2.1—2.4), А. П. Мелкумян (п. п. 9.1, 9.2), В. П. Миронович (п. 7.2), Г. Н. Никифорова (гл. 4), А. И. Скалон (п. 10.4), Н. П. Скафтымова (п. п. 5.3, 7.1, 7.3, 8.7), Г. А. Смирнов (п. 6.5), К. Г. Смирнов-Васильев (п. п. 7.2, 8.7, 10.1—10.3), Ю. Н. Соколов (п. п. 10.1—10.3), В. И. Прохоров (п. п. 12.2, 14.3, приложения), Г. Л. Плехоткина (гл. 4), Б. П. Тимофеев (гл. 6, кроме п. 6.5), Е. Е. Чаадаева (гл. 3, 9, кроме п. 9.6, гл. 11, п. п. 5.1, 5.2, 14.3), А. К. Явленский (гл. 12, 13, п. п. 11.1, 14.1, 14.2), К. Н. Явленский (гл. 4, 9, кроме п. 9.6, гл. 12, 13, п. п. 5.1, 5.2).

Все замечания и пожелания просим направлять в адрес издательства: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, д. 10.

Раздел 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Приступая к проектированию точного прибора, конструктор прежде всего должен выбрать материал деталей, определить параметры их изготовления и способы соединения как в сборочной единице, так и в сборке прибора и его устройств. Выбор материала на начальной стадии проектирования характерен как для машиностроения, так и для приборостроения. Что же касается последних двух вопросов, то они особенно важны для точного приборостроения, так как при расчетах геометрических характеристик механизмов приходится задавать параметры точности изготовления звеньев и кинематических пар. В свою очередь, они зависят от вида используемых соединений. Значимость указанных вопросов для точного приборостроения и рассмотрение их на начальной стадии проектирования обусловили их объединение в один раздел.

Глава 1

МАТЕРИАЛЫ В ПРИБОРОСТРОЕНИИ

1.1. Общие сведения о материалах

Техническая характеристика и работоспособность приборов во многом зависят от правильности выбора материалов для отдельных деталей. В приборостроении применяют обширную номенклатуру технических материалов. Специфика их работы состоит в том, что они испытывают разнообразные внешние воздействия: механическую нагрузку, электрические и магнитные поля, световые потоки, радиационное облучение и т. д. Часто эти факторы действуют одновременно, поэтому при выборе материалов для отдельных деталей приборов приходится учитывать до 20—30 характеристик разных свойств материалов.

При выборе материала для детали прибора необходимо предварительно сформулировать требования к материалу исходя из конкретных условий работы данной детали, представить весь

ее технологический цикл обработки и влияние этого цикла на характеристики выбираемого материала. Все применяемые в приборостроении материалы делят на металлические и неметаллические. Металлические, в свою очередь, подразделяют на конструкционные сплавы общего назначения (черные и цветные металлы) и специальные сплавы с особыми физическими свойствами (магнитные материалы, сплавы с малым и заданным температурным коэффициентом линейного расширения, сплавы с особыми упругими свойствами и т. д.). Неметаллическими могут быть материалы органического и неорганического происхождения. К первым относят пластмассы и волокнистые изоляционные материалы, ко вторым — стекла, слюды, керамику. Иногда классифицируют материалы по их применению: оптические, контактные, смазочные материалы для приборов и т. д.

При рассмотрении физико-механических свойств материалов в гл. 1 и всех последующих приняты следующие обозначения:

$\sigma_т$ — предел текучести;
$\sigma_в$ — временное сопротивление (предел прочности при растяжении);
$\sigma_и$ — предел прочности при изгибе;
$\sigma_{сж}$ — предел прочности при сжатии;
$\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести;
$\sigma_{0,005}$ — предел упругости при допуске на остаточную деформацию 0,005;
σ_{-1} — предел выносливости;
δ — относительное удлинение;
ψ — относительное сужение;
$a_н$ — ударная вязкость;
E — модуль нормальной упругости;
$E_{сж}$ — модуль сжатия;
$E_и$ — модуль изгиба;
G — модуль сдвига;
HB — твердость по Бринеллю;
$HRC_э$ — твердость по Роквеллу;
HV — твердость по Виккерсу;
γ — плотность;
$T_{пл}$ — температура плавления;
$T_м$ — теплостойкость по Мартенсу;
$T_{раб}$ — температура работы;
θ — температура Кюри;
c — удельная теплоемкость;
λ — коэффициент теплопроводности;
B_s — индукция насыщения;
$B_{0,4}$; B_{10}; B_{2500} — индукции при напряженности 0,4; 10; 2500 А/м соответственно;
B_r — остаточная индукция;
H_c — коэрцитивная сила;
$(BH)_{max}$ — максимальная магнитная энергия;

λ_s — магнитострикция насыщения;
$\mu_н$ — начальная относительная магнитная проницаемость;
μ — относительная магнитная проницаемость;
μ_{max} — максимальная относительная магнитная проницаемость;
$P_{1,5/50}$ — удельные потери при индукции 1,5 Т и частоте 50 Гц;
$P_{1,0/400}$ — удельные потери при индукции 1,0 Т и частоте 400 Гц;
$TK\mu_н$ — температурный коэффициент начальной магнитной проницаемости;
ТКМУ — температурный коэффициент модуля нормальной упругости;
ТКЛР — температурный коэффициент линейного расширения;
ρ — удельное электросопротивление;
ρ_V — удельное объемное электросопротивление;
ρ_s — удельное поверхностное электросопротивление;
$\operatorname{tg}\delta$ — тангенс угла диэлектрических потерь;
ε — относительная диэлектрическая проницаемость;
$E_{пр}$ — электрическая прочность;
f — частота.

1.2. Физико-механические свойства сталей и чугунов

Стали. Представляют собой сплавы железа с углеродом (от 0,04 до 2 % С) и другими элементами, обладают удачным сочетанием прочности и пластичности. В зависимости от состава стали относят к углеродистым и легированным, а в зависимости от назначения — к конструкционным, инструментальным шарикоподшипниковым, коррозионно-стойким, теплоустойчивым и т. д. [36, 75].

Углеродистые конструкционные стали по содержанию серы и фосфора делят на стали углеродистые общего назначения ($S \leqslant \leqslant 0{,}06$ %; $P \leqslant 0{,}07$ %) и стали углеродистые качественные конструкционные ($S \leqslant 0{,}04$ %; $P \leqslant 0{,}35$ %).

Стали углеродистые общего назначения (ГОСТ 380—71*) маркируют буквами Ст и условным номером от 0 до 6 [1], в марке отражаются группа (А, Б, В) и степень раскисления: сп — спокойная, пс — полуспокойная, кп — кипящая (табл. 1.1). Стали группы А производят и поставляют с гарантированными механическими свойствами. По числу и виду нормирующих показателей их делят на три категории: 1, 2, 3. Применяют для изготовления деталей, не подвергающихся термической обработке. Стали группы Б

[1] С увеличением условного номера содержание углерода и прочность стали повышаются.

1.1. Характеристики механических свойств углеродистых сталей группы А 3-й категории (ГОСТ 380—71*)

Марка стали	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ, %	Марка стали	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ, %
Ст0 Ст1кп	300 300—390	—	23—20 35—32	Ст3Гпс *	370—490	245—205	26—23
Ст1пс Ст1сп	310—410		34—31	Ст4кп	400—510	255—225	25—22
Ст2кп	320—410	215—185	33—30	Ст4пс Ст4сп	410—530	265—235	24—21
Ст2пс Ст2сп	330—430	225—195	32—29	Ст5пс Ст5сп	490—625	285—255	20—17
Ст3кп	360—460	235—195	27—24	Ст5Гпс *	450—575		
Ст3пс Ст3сп	370—480	245—205	26—23	Ст6пс Ст6сп	575	310—295	15—12

* Сталь содержит марганец.

имеют гарантированный химический состав. Выпускают двух категорий: 1, 2. Детали, изготовленные из этих сталей, можно обрабатывать термически. Окончательные механические свойства зависят как от состава, так и от режима обработки. Стали группы В имеют гарантированные химический состав и свойства. Изделия из них можно сваривать. Выпускают шести категорий: 1, 2, 3, 4, 5, 6.

Примеры обозначений: *Ст3пс2* — сталь 3 группы А, полуспокойная 2-й категории; *Б Ст4кп2* — сталь 4 группы Б, кипящая 2-й категории; *В Ст3сп5* — сталь 3 группы В, спокойная 5-й категории. В приборостроении Ст1, Ст2, Ст3, Ст4 применяют для малонагруженных деталей (из них делают заклепки, гайки, винты, шайбы, валики, оси), а также деталей, изготавливаемых методом глубокой вытяжки. После цементации и цианирования (группа Б) эти стали приобретают высокую поверхностную твердость. Марки Ст5 и Ст6 применяют для средненагруженных деталей в улучшенном состоянии, т. е. прошедших закалку и высокий отпуск, из них делают валы, оси, звездочки, тяги и др.

Стали углеродистые качественные конструкционные (табл. 1.2—1.5) подразделяют: по способу обработки — на горячекатаные и кованые калиброванные, а также круглые со специальной обработкой («серебрянка»); по требованиям к испытанию механических свойств — на категории 1, 2, 3, 4, 5; по состоянию материала — без термической обработки (не обозначаются), термически обра-

1.2. Характеристики механических свойств углеродистых качественных конструкционных сталей 5-й категории (ГОСТ 1050—74)**

Марка стали	Нагартованная			Отожженная и высокоотпущенная		
	$\sigma_в$, МПа	δ, %	ψ, %	$\sigma_в$, МПа	δ, %	ψ, %
	Не менее					
10 15	410 440	8	50 45	290 340	26 23	55
20 25	490 535	7	40	390 410	21 19	50
30	555		35	440	17	45
35	575	6		470	15	
40	605			510	14	40
45 50	635 655		30	540 555	13 12	

1.3. Характеристики механических свойств углеродистых качественных конструкционных сталей 2-й категории после нормализации (ГОСТ 1050—74)**

Марка стали	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ, %	ψ, %	$a_н \cdot 10^{-3}$, кДж/м²
	Не менее				
08	195	320	33	60	—
10 15 20	205 225 245	330 370 410	31 27 25	55	
25 30	275 295	450 490	23 21	50	8,8 7,8
35 40	315 330	530 565	20 19	47 45	6,9 5,9
45 50	350 370	595 625	16 14	40	4,9 3,8
55 60	380 400	645 675	13 12	35	—

1.4. Характеристики механических свойств углеродистых качественных конструкционных сталей при отрицательных температурах

Марка стали	Температура испытаний, °С	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ, %	ψ, %	Марка стали	Температура испытаний, °С	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ, %	ψ, %
08	—196 —253	705 —	715 825	4 0	4 0	35	—196 —253	880 —	900 1030	2 0	3 0
20	—40 —70 —100 —140	380 340—480 400—500 430—615	540 595 615 665	33 34 30 34	64 62 64 60	40	—196 —253	920 —	1000 1080	6 0	5 0
25	—196 —253	860 —	900 115	20 0	34 4	45	—196 —253	960 —	1110 1360	16 0	20 1
						60	—25 —40	510 540	510 540	21 23	—

Примечание. Образцы испытывали после отжига.

1.5. Характеристики физических свойств углеродистых качественных конструкционных сталей

Марка стали	$\gamma \cdot 10^{-3}$, кг/м³	E, ГПа	G, ГПа	ТКЛР·10^6, K^{-1}	$c \cdot 10^{-3}$, Дж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт/(м·К)
0,8	7,83	186	—	11,6	0,530	0,375
10						0,925
15	7,82	—	—	—	0,535	0,890
20						0,895
25						
30				12,6		0,865
35		197		11,1		
40	7,81	209	82,5	12,4		0,675
45		200	—	11,6		0,765
50		216		12,0	0,545	
55	7,82	—		11,0		
60	7,80	204		11,1	0,550	0,770

ботанные (Т) и нагартованные (Н); по назначению (только горячекатаные и кованые) — на подгруппы а, б, в. Подгруппа «а» предназначена для горячей обработки давлением, подгруппа «б» — для холодной механической обработки, а «в» — для холодного волочения. Марка стали состоит из двух цифр, определяющих содержание углерода в сотых долях процента. При обозначении стали в технической документации указывают марку, категорию и подгруппу стали, типоразмер проката и номер стандарта. Пример обозначения стали горячей прокатки со стороной квадрата 50 мм, марки 30, 2-й категории подгруппы «а»

$$\textit{Квадрат}\ \frac{\textit{В—50 ГОСТ 2591—71*}}{\textit{30-2-а ГОСТ 1050—74**}}.$$

В приборостроении стали высокой пластичности (0,8; 08 кп; 10; 10 кп) применяют для малонагруженных, термически необрабатываемых и нецементуемых деталей (прокладок, шайб, заклепок, корпусов), а также для деталей, получаемых методом холодной штамповки (преимущественно стали 0,8; 0,8 кп и 0,5 кп).

Из стали невысокой прочности (15, 15 кп, 20, 25) изготавливают груженые детали (вилки, фланцы, болты, корпусы), термически необработанные, а также подвергающиеся цементации или

1.6. Режимы термической обработки и характеристики механических свойств легированных конструкционных сталей (ГОСТ 4543—71*)

Марка стали	Термическая обработка, температура (в °С), охлаждающая среда	Диаметр заготовки, мм	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ, %	ψ, %	$a_н \cdot 10^{-3}$, кДж/м²	σ_{-1}, МПа	НВ
			Не менее						
20Х	Ц., 920—950; з., 800—820, в., м.; от., 180—200, вз.	40	830	615	10	40	5,8	490	208
40Х	З., 830—850, м.; от., 500, в., м.	60	980	780	8	45		390	235—274
30ХГТ	З., 830—850, м.; от., 160—200, м., в.		1220	1030		40	4,9	—	40—45 $HRC_э$
35ХГСА	З., 870—890, м.; от., 500—560, в., м.	80	1070	880	15	45	7,8		256
38ХН3ВФА	З., 850, м.; от., 550—620, вз.	25	1170	1070	12	50			265
38ХМЮА	З., 930—950, м.; от., 650—670, в., м.; азотирование	60	1020	880	15	52	8,8	605	264 (на поверхности HV 850)

Примечание. В таблице приняты обозначения: з. — закалка, от. — отпуск, в. — вода, м. — масло, вз. — воздух, ц — цементация.

цианированию с последующей закалкой и отпуском (оси, рычаги, кулачковые валы, шестерни, пальцы, звездочки и т. д.).

Стали средней прочности [35, 40, 45, 50] используют после нормализации, улучшения, закалки с низким отпуском, поверхностного упрочнения с нагревом ТВЧ для изготовления разных деталей приборостроения (осей, рычагов, штифтов, храповиков, упоров, шпонок, шестерен).

Легированные конструкционные стали (табл. 1.6) содержат кроме углерода и другие элементы и имеют преимущества перед углеродистыми: более высокую прочность, лучшую прокаливаемость, более низкую температуру перехода к хрупкому разрушению (у ряда марок). Легированные стали маркируют цифрами и буквами. Двузначные цифры в начале марки указывают содержание углерода в сотых долях процента. Буквы обозначают легирующие элементы: Х — хром, С — кремний, Н — никель, Ф — ванадий, Ю — алюминий, Г — марганец и т. д. Цифры после буквы определяют содержание элемента в процентах (если элемента содержится менее 1,5 %, то цифры не ставят). Все легированные стали выпускают качественными ($S \leqslant 0{,}035$ % и $P \leqslant 0{,}035$ %), а часть — высококачественными ($S \leqslant 0{,}025$ % и $P \leqslant 0{,}025$ %) и особо высококачественными ($S \leqslant 0{,}025$ % и $P \leqslant 0{,}015$ %).

1.7. Режимы термической обработки и характеристики механических свойств сталей для пружин

Марка стали	Температура, °С		$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ, %	ψ, %
	закалки	отпуска				
60	950	450	1520	1300	5	10
70	830	480	1050	850	8	30
60Г	950	450	1600	1400	3	8
60СГА	860	460	1560	1370	5	25
50С2	870		1270	1170	6	30
63С2А	860		1560	1370	5	20
50Х	830	490	1270	1170	6	35
70С3А	860	460	1760	1560	5	25

Для обозначения высококачественных и особо высококачественных сталей в конце марки ставят буквы А или Ш соответственно. В технической документации кроме марки указывают типоразмер, сортамент, термическую обработку, подгруппу, номер стандарта. Пример обозначения стали горячекатаной обычной точности прокатки (В), со стороной квадрата 46 мм, особо высококачественной марки 18 ХГТ-Ш, для горячей обработки давлением (а), термически обработанной (Т)

$$Квадрат\ \frac{В—46\ ГОСТ\ 2591—71^*}{18\ ХГТ\text{-}Ш\text{-}а\text{-}Т\ ГОСТ\ 4543—71^*}.$$

Легированные, как и углеродистые стали, делят на цементуемые (до 0,25 % С) и улучшаемые (0,25—0,5 % С). Поверхностная твердость и износостойкость цементованных деталей из легированных сталей остается на уровне цементованных из углеродистых сталей, но свойства сердцевины у таких деталей оказываются выше. Применяют легированные стали для тех же целей, что и углеродистые, но для более ответственных крупных нагруженных и точных деталей и обязательно в термически обработанном виде [36, 75, 87].

Конструкционные стали повышенной обрабатываемости (ГОСТ 1414—75*), например А12, А30, АС14 и др., содержат повышенное количество серы (0,08—0,3 %) и фосфора (0,05—0,15 %), а иногда еще свинец или селен (в марке в этом случае присутствуют буквы С или Е соответственно). Применяют для изготовления на токарных автоматах крепежных и мелких слабонагруженных деталей машин и приборов. По механическим свойствам аналогичны качественным углеродистым сталям невысокой и средней прочности.

Стали для пружин (ГОСТ 14959—79*) делят на углеродистые и легированные. Применяют после закалки и среднего (420—550 °С) отпуска (табл. 1.7). Стали содержат 0,5—0,8 % С, а леги-

1.8. Режимы термической обработки и характеристики физико-механических свойств коррозионно-стойких сталей

Марка стали	Температура, °С		$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	ψ, %	$a_н \cdot 10^{-3}$, кДж/м²	$\gamma \cdot 10^{-3}$, кг/м³	ТКЛР $\cdot 10^6$, $К^{-1}$	ρ, мкОм·м	E, ГПа	μ при $H = 6$ А/м
	закалки	отпуска										
0Х13 1Х13	1000—1050, м	700—800, м	595	410	20	60	9,8 8,8	7,7	10,5	0,55	206	500
2Х13		660—670, вз., м	645		16	55	7,8					—
4Х13		200—300, вз., м	50 HRC$_э$									
1Х17Н2		275—350, вз.	1070	830	10	30	4,5			0,70		
Х17 0Х17Т	Отжиг 740—780		390 490	245 294	20	50 45	—		10	0,60		600
0Х14Г14Н3Т	1050, в.	—	635	225	40	50	9,8	7,8	16	0,75	194	1,03
0Х22Н5Т	1000—1050, в.			340	20		7,8		10	0,73	198	—
Х18Н10Т			490	195	40	55	14,7		16,8	0,75		1,03

Примечание. Условные обозначения приведены в табл. 1.6.

рованные еще кремний, марганец, хром, ванадий, никель, повышающие предел выносливости и релаксационную стойкость.

Коррозионно-стойкие стали (табл. 1.8) легированы значительным (от 13 до 25 %) количеством хрома, а иногда и никелем. Хромистые стали (3Х13, 4Х13) упрочняют термической обработкой, хромоникелевые (0Х22Н5Т, Х18Н10Т и др.) — только пластической деформацией, они немагнитны (ГОСТ 7350—77).

Коррозионная стойкость металлических изделий (ГОСТ 9.076—77) оценивается в баллах показателя коррозии по десятибалльной шкале. Показатели коррозии (отдельно для металлов без покрытия и с покрытиями) устанавливают в зависимости от площади поверхности, подвергшейся коррозионному разрушению, и вида коррозионного разрушения.

Самый высокий балл (1) присваивают металлам и сплавам без покрытия, у которых коррозионное разрушение поверхности не превышает 1 % включительно. При отсутствии на металлических поверхностях видимых невооруженным глазом коррозионных разрушений, а также образования полупрозрачных пленок и (или) пленок побежалости также устанавливают показатель коррозии, равный 1.

Самые нестойкие металлы оцениваются 10 баллами стойкости (коррозией поражается до 80 % поверхности с образованием солеобразных продуктов коррозии).

Стойкость хромистых и хромоникелевых сталей во многих средах оценивается 1—2 баллами стойкости.

Чугуны. Представляют собой литейные железоуглеродистые сплавы, содержащие более 2 % С и затвердевающие с образованием эвтектики. В приборостроении ограниченное применение находят серые чугуны СЧ 10, СЧ 24, СЧ 40 (ГОСТ 1412—85) для изготовления направляющих измерительных приборов, ползунов, маховиков, измерительных линеек.

1.3. Физико-механические свойства цветных металлов и сплавов

Медь и сплавы на ее основе. *Медь* — высокопластичный металл с гранецентрированной кубической решеткой: $T_{пл} = 1083$ °С, $E = 110$ ГПа, $\sigma_в = 160 \div 200$ МПа, $\gamma = 8900$ кг/м³, $\rho = 0{,}017$ мкОм·м. Промышленность выпускает несколько марок чистой меди: МВ4, М00, М0, М1, М2, М3 (ГОСТ 859—78*), которые в приборостроении применяют в качестве проводникового материала (провода, шины, фольга для плат печатного монтажа).

Медные сплавы (латуни, бронзы) характеризуются высокими механическими свойствами, электропроводностью, немагнитностью, хорошими коррозионными свойствами, паяемостью. Они являются надежными материалами для работы при отрицательных температурах [75, 87].

Латуни (табл. 1.9, 1.10) — сплавы меди с цинком (ГОСТ 15527—70*, ГОСТ 17711—80*). При содержании Zn $\leqslant$ 30 %

1.9. Коррозионная стойкость латуней в различных агрессивных средах

Коррозионная среда	Марка латуни	Относительная стойкость
Атмосфера	Все	Весьма стойкие
Пресная вода	Все	Стойкие
Морская вода	Л62, ЛС59-1, ЛМц58-2, ЛМцА57-3-1	Малостойкие
	ЛО62-1, ЛО62-2, ЛК80-3, ЛМц062-3-1	Относительно стойкие
	ЛН65-5, ЛМцА57-3-1	Наиболее стойкие
Атмосфера тропических широт	ЛА67-2,5; Л62; Л96; ЛС59-1	Относительно стойкие

однофазны и высокопластичны, их применяют для изготовления приборных деталей, формообразование которых связано с пластической деформацией. Двухфазные латуни (30—50 % Zn) имеют более высокую прочность и лучшую обрабатываемость резанием. Латуни, содержащие свинец (ЛС59-1, ЛС63-3), относятся к сплавам повышенной обрабатываемости. Их применяют для изготовления мелких приборных деталей на токарных автоматах. Большинство латуней имеют хорошую коррозионную стойкость в атмосфере, пресной и морской воде, органических кислотах, щелочах и сухих газах (галогенах). Добавка олова увеличивает коррозионную стойкость латуней. При содержании Zn $>$ 10 % возможно «самопроизвольное» растрескивание латуней при низких температурах. Для устранения этого недостатка необходимо отжигать латуни после деформации при 175—300 °С.

Бронзы (табл. 1.10, 1.11) — сплавы меди с любыми металлами, кроме цинка (ГОСТ 18175—78* и др.). Имеют большие прочность и упругость по сравнению с латунями, называются по основному легирующему компоненту: оловянистые, алюминиевые, кремнистые, хромовые и т. д.

Оловянистые бронзы подразделяют на литейные и обрабатываемые давлением. Первые применяют для изготовления вкладышей подшипников, колес червячных передач, различных антифрикционных деталей. Вторые — для токопроводящих противомоментных пружин, растяжек (рабочая температура до 150 °С) и других деталей.

Алюминиевые бронзы — дешевые заменители оловянистых бронз, имеют по сравнению с ними более высокую прочность, но худшую паяемость.

Кремнистые бронзы отличают коррозионная стойкость и антифрикционные свойства.

1.10. Характеристики физико-механических свойств медных сплавов

Марка сплава	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ, %	$a_н \cdot 10^{-3}$, кДж/м²	НВ	ρ, мкОм·м	ТКЛР·10^6, K^{-1}	k, %	η
Л96	234 440	— 380	50 2	21 5	58 134	0,043	17	20	—
Л62	325 590	108 490	49 3	13,8	55 143	0,092	20,6	40	0,012 0,39
ЛС59-1	196	146	40	2,5	83	0,068	20,1	80	0,013 0,17
Л070-1	274 510	83 440	45 5	7,35	57 145	0,054	19,4	40	0,008 0,3
БрОФ6,5—0,15	340—440 680—780	195—245 490—635	60—70 7—12	4,9—5,8	68—88 136—195	0,128	17,2		0,01 0,12
БрА7	440 960	—	70 3	17,7	68	0,11	17,8	20	0,012
БрБ2	490 1220	245 1130	35 2—4	14	98 324	0,068	16,6		0,016
БрКд-1	244—274 390—590	78 342	40—50 1,5—6	—	60 95—115	0,02	17,6	—	—

Примечания: 1. В числителе даны цифры для мягкого состояния, в знаменателе — после 50 %-ной деформации, для БрБ2 — после закалки и искусственного старения. 2. k — обрабатываемость резанием (в %) по отношению к латуни ЛС63-3. 3. η — коэффициент трения в паре со сталью (в числителе — со смазкой, в знаменателе — без смазки).

1.11. Виды сортамента безоловянистых бронз (ГОСТ 18175—78*)

Марка стали	Листы	Полосы	Прутки	Профили	Трубы	Ленты	Прово-лока	Поковки
БрА7	+	+	+	—	++	+	+	++
БрАЖН10-4-4	+	++	++		++	++	++	
БрКМц3-1		++	++	+	++	++	++	
БрБ2		++	++					
БрБНТ1,9								
БрКд1								

Хромовые бронзы при электропроводности, близкой к электропроводности чистой меди, имеют повышенную износостойкость и применяются в качестве коллекторного материала. Аналогичными свойствами обладает и кадмиевая бронза.

Бериллиевые бронзы после дисперсионного твердения приобретают наибольшую прочность и упругость среди всех медных сплавов. Применяют их для приборных пружин, работающих при повышенных температурах (до 350 °С).

При обозначении сплавов на основе меди в технической документации кроме марки указывают: сортамент, способ изготовления, форму сечения, точность изготовления, состояние, размеры, особые условия, стандарт. Вместо отсутствующего показателя ставят знак Х.

Марка латуни включает букву Л и двузначное число, обозначающее содержание меди в процентах. Если есть другие легирующие компоненты кроме цинка, то их кодируют буквой (С — свинец, О — олово) и числом, показывающим содержание элемента в процентах.

Бронзы маркируют буквами Бр, буквами, кодирующими легирующие элементы, и числами, обозначающими содержание этих элементов в процентах. Примеры условного обозначения:

1) прутка тянутого (Д), шестигранного (ШГ), нормальной точности (Н), полутвердого (П), диаметром 25 мм, длиной 3000 мм из латуни ЛО62-1

*Пруток ДШГНП 25×3000 ЛО62-1 ГОСТ 2060—73**;

2) ленты холоднокатаной (Д), прямоугольного сечения (ПР), мягкой (М), толщиной 0,6 мм, шириной 15 мм из бронзы БрАМц9-2

*Лента ДПРХМ 0,6×15 БрАМц9-2 ГОСТ 1595—71**.

Алюминий и сплавы на его основе. *Алюминий* (Al) — пластичный металл с гранецентрированной кубической решеткой: $T_{пл} = 659$ °С, $\sigma_в = 79$ МПа, $E = 59 \div 69$ ГПа, $\gamma = 2700$ кг/м$^{-3}$. Промышленность выпускает первичный алюминий нескольких марок: А999, А995, А99, А95, А8, А7, А6, А5 и др., где числа ука-

1.12. Термическая обработка и характеристики механических литейных алюминиевых сплавов группы Al + Si (ГОСТ 2685—75*)

Марка сплава	Термическая обработка	$\sigma_в$, МПа	δ, %	НВ
АЛ2	— Т2	147—157 137—147	4—1 4—2	49
АЛ4	—	147	2	
	Т6	235	3	68
АЛ4-1	— Т6	157 245—265	2 3	49 68
АЛ9	— Т6 Т8	147—157 225 157—167	2—1 — 3	49 68 54
АЛ34	Т5	294—332	2—4	83—88

1.13. Характеристики физических свойств алюминиевых сплавов

Марка сплава (состояние)	$\gamma \cdot 10^{-3}$, кг/м^3	ТКЛР$\cdot 10^6$, К$^{-1}$	$c \cdot 10^{-3}$, Дж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт/(м·К)	ρ, мкОм·м
АМц (М)	2,73	23,2	1,09	1,8	0,035
АМг	2,68	23,8	0,97	1,5	0,0476
Д16 (М)	2,78	22,7	0,92	1,93	0,044
АЛ2	2,65	21,1	0,84	1,67	0,0548
АЛ9	2,66	23	0,89	1,51	0,0457

зывают содержание Al после запятой (ГОСТ 11069—74*). Первичный алюминий применяют для изготовления проводов, конденсаторной фольги. Сплавы на основе Al обладают высокими тепло- и электропроводностью, коррозионной стойкостью, малой плотностью.

Литейные алюминиевые сплавы (табл. 1.12, 1.13) выпускают пяти групп: Al + Si; Al + Si + Cu; Al + Cu; Al + Mg; Al + + прочие компоненты. Сплавы первой группы обладают хорошими литейными свойствами и получили наибольшее распространение в приборостроении для изготовления деталей большой номенклатуры методом литья (корпусов, фланцев, крышек, оснований, арматуры приборов). Свойства сплавов зависят от химического состава, способа литья и вида термической обработки, которая имеет специальное обозначение: Т — закалка и естественное старение, Т1 — искусственное старение без предварительной обработки, Т2 — отжиг, Т3 и Т4 — закалка, Т5 — закалка и неполное искусственное старение, Т6 — закалка и полное искусственное старение, Т7 — закалка и стабилизирующий отпуск деталей.

Деформируемые алюминиевые сплавы (табл. 1.13, 1.14) поставляют в виде определенного сортамента: плит, листов, прутков, проволоки, труб, фасонного профиля. Так, прутки выпускают круглые (КР) диаметром от 5 до 400 мм, квадратные (КВ) с диаметром вписанной окружности от 7 до 100 мм, шестигранные (ШГ) с диаметром от 7 до 100 мм. По точности изготовления прутки могут быть нормальной (без обозначения) и повышенной (П) точности; по состоянию материала — без термической обработки (без обозначения), отожженные (М) и термически обработанные (Т и Т1); по виду прочности — нормальной (без обозначения), повышенной (ПП), высокой (ВП) и повышенной пластичности (Р). Все эти данные наряду с маркой и номером стандарта входят в обозначение.

Пример обозначения прутка из сплава Д16 в закаленном и естественно состаренном состоянии нормальной прочности круглого сечения диаметром 50 мм, длиной 1500 мм, нормальной точности изготовления

*Пруток Д16ТКР50×1500 ГОСТ 21488—76*Е.*

Магний и сплавы на основе магния. *Магний* — металл с гексагональной плотноупакованной решеткой: $T_{пл} = 651$ °С, $\sigma_в = 83 \div 127$ МПа, $E = 42{,}7$ ГПа, ТКЛР-25, $5 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$, $\gamma = 1740$ кг/м^3. Промышленность выпускает первичный магний по ГОСТ 804—72* (Мг96, Мг95, Мг90), литейные и деформируемые сплавы на основе магния.

Литейные магниевые сплавы изготавливают по ГОСТ 2581—78* (сплавы в чушках) и ГОСТ 2856—79* (литейные магниевые сплавы), регламентирующим их химический состав, способ литья, вид термической обработки и механические свойства. По уровню механических свойств они близки к литейным алюминиевым сплавам.

Деформируемые магниевые сплавы (табл. 1.15) выпускают в виде следующего сортамента: листов, прутков, плит, поковок, профилей, труб (ГОСТ 14957—76*). Свойства зависят от химического состава, сортамента, вида термической обработки [1]. Основным достоинством всех магниевых сплавов является их низкая плотность по сравнению с другими металлическими сплавами, что позволяет существенно снизить массу деталей приборов.

[1] Обозначение видов термической обработки см. в п. 1.3 в рубрике «Алюминий и сплавы на его основе».

1.14. Характеристики механических свойств прутков из деформируемых алюминиевых сплавов (ГОСТ 21488—76*)

Марка сплава	Состояние материала	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %
АД0, АД1, АД АМц, АМцС АМг2, АМг3	—	59 100 176	—	25 20 13
АМг5, АМг6		265, 314	118, 157	15
Д16	Т	392—422	275—294	10
В95	Т1	490—530	392—422	6
АК4 АК8		353 432—451	—	8 8—10
1925	Т, Т1 М	353, 353—373 294	216, 245 —	10,8 12

1.15. Характеристики механических свойств деформируемых магниевых сплавов

Марка сплава	Полоса (ГОСТ 20727—75*)			Профиль (ГОСТ 19657—84)			
	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	НВ
МА1	196	98	2	216	—	2	39
МА2	225	127	6	235		6	41
МА2-1	245	146		265	157	9	44
МА8 МА11 *	196 255	98 127	3 5	206 —	—	10 —	39,2 —
МА14 * МА15	314 284	235 216	6	314 —	245 —	6 —	58,8 —

* После искусственного старения.

Магний и его сплавы имеют низкую коррозионную стойкость, поэтому изделия из них должны иметь защитное покрытие. Нежелателен прямой контакт магния и его сплавов с любым другим металлом [1], так как в электрохимическом ряду напряжений магний занимает одно из последних мест. Однако магний устойчив в растворе фтороводородной кислоты, едких щелочей, бензине, керосине и минеральных маслах. Обозначение магниевого сплава содержит марку, сортамент, вид термической обработки и номер стандарта.

Пример обозначения полосы прессованного из магниевого сплава МА11, закаленного и искусственно состаренного сечением 3×20 мм немерной длины

Полоса МА11Т6—3×20 ГОСТ 20727—75.*

[1] См. табл. 2.2.

1.4. Физико-механические свойства сплавов с особыми физическими свойствами

Магнитные материалы. Подразделяют на магнитомягкие (ММ) ($H_c \leqslant 4$ кА/м) и магнитотвердые (МТ) ($H_c > 4$ кА/м) (ГОСТ 19693—74). ММ применяют для изготовления различных магнитопроводов, МТ — постоянных магнитов.

Магнитомягкие материалы включают электротехническую нелегированную сталь, электротехническую нелегированную тонколистовую сталь, железо карбонильное, электротехническую тонколистовую сталь, магнитомягкие сплавы, магнитомягкие ферриты.

Электротехническая нелегированная сталь (ГОСТ 11036—75) поставляется марок 10864, 20864, 10895, 11880, 21880, 21895 и др. Элементы обозначения: первый — класс по виду обработки (1 — горячекатаная кованая, 2 — калиброванная); второй — степень легирования (0 — нелегированная без нормированного коэффициента старения, 1 — легированная с нормированным коэффициентом старения); третий — группа нормируемой характеристики (8 — коэрцитивная сила); четвертый — двузначное число, указывающее коэрцитивную силу (в А/м) [87].

Сталь выпускают круглого и квадратного сечения. Механические свойства горячекатаных образцов: $\sigma_в$ = 265 МПа, δ = = 24 %; калиброванных: $\sigma_в$ = 343 МПа, δ = 4 %. Применяют нелегированную сталь только в постоянных магнитных полях.

Электротехническая нелегированная тонколистовая сталь (ГОСТ 3836—83) изготавливается из марок электротехнической нелегированной стали в виде листов, рулонов, ленты толщиной от 0,1 до 3,9 мм. Широко применяют для изготовления магнитопроводов реле постоянного тока.

Железо карбонильное радиотехническое (ГОСТ 13610—79*) выпускают в виде порошков марок Р-10, Р-20, Р-100, ПС. Применяют для изготовления магнитодиэлектрических сердечников, способных работать на частотах до 100 МГц [19].

Электротехническая тонколистовая сталь (ГОСТ 21427.0—75*) поставляется трех классов по виду проката: 1 — горячекатаная изотропная, 2 — холоднокатаная

изотропная, 3 — холоднокатаная анизотропная с ребровой текстурой (табл. 1.16).

Маркировка стали состоит из четырех элементов. Первый элемент — вид проката; второй — содержание кремния (0 — до 0,4 %; 1 — св. 0,4 до 0,8 %; 2 — св. 0,8 до 1,8 %; 3 — св. 1,8 до 2,8 %; 4 — св. 2,8 до 3,8 %; 5 — св. 3,8 до 4,8 %); третий — группа по основной нормируемой характеристике (0 — удельные потери при магнитной индукции 1,7 Т и частоте 50 Гц $P_{1,7/50}$; 1 — удельные потери $P_{1,5/50}$; 2 — удельные потери $P_{1,0/400}$; 6 — магнитная индукция в полях напряженностью до 0,4 А/м $B_{0,4}$; 7 — индукция B_{10}); четвертый — порядковый номер разработки.

1.16. Характеристики магнитных свойств электротехнических тонколистовых сталей

Марка стали	Толщина, мм	$P_{1,5/50}$, Вт/кг	B_{2500}, Т
1212 1312	0,50	7,2 5,3	1,50 1,48
1412 1512	0,50; 0,35	3,9; 3,2 3,1; 2,8	1,46 1,45
1521	0,35; 0,10	19,5; 10,5 (P1,0/400)	1,44; 1,40
2012 2112	0,65; 0,50	8,0; 6,5 8,0; 6,0	1,62 1,59; 1,60
2212 2312		6,3; 5,0 5,6; 4,0	1,58; 1,60 1,54; 1,56
2412 3411 3413 3416	0,50; 0.35 0,50; 0,35 0,50; 0,30 0,28	3,1; 2,5 2,45; 1,75 1,75; 1,19 0,89	1,50 1,75 1,85 1,90

Горячекатаную изотропную сталь (ГОСТ 21427.3—75) 17 марок (1211, 1212, 1312, 1412, 1512, 1561, 1572 и др.) поставляют в виде листов толщиной от 0,1 до 1 мм; холоднокатаную изотропную сталь (ГОСТ 21427.2—83*) 11 марок (2011, 2013, 2112, 2212, 2412 и др.) выпускают в рулонах толщиной 0,35—0,65 мм; холоднокатаную анизотропную сталь (ГОСТ 21427.1—83*) 9 марок (3411, 3413, 3404, 4505, 3406 и др.) — в рулонах толщиной 0,28—0,50 мм. Все три класса сталей применяют для изготовления магнитопроводов электрических машин и трансформаторов, работающих на частотах 50—400 Гц. Для витых и разрезных ленточных магнитопроводов трансформаторов и дросселей, работающих на частотах $(4 \div 200) \cdot 10^2$ Гц, выпускают тончайшую анизотропную ленту марок 3421, 3422, 3423, 3424, 3441 толщиной 0,05—0,2 мм (потери $P_{1,5/400} = 23 \div 15$ Вт/кг, $B_s = 2{,}1$ Т). Для магнитопроводов электрических машин, работающих на частотах $(4 \div 200) \cdot 10^2$ Гц, выпускают тончайшую изотропную ленту электротехнических сталей марок 2421, 3С10 толщиной 0,1—0,2 мм ($P_{1,0/400} = 10 \div 13$ Вт/кг, $B_{2500} \geqslant 1{,}44$ Т). Для магнитопроводов сложной формы изготавливают ленту с кубической текстурой марки 5421 толщиной 0,05—0,3 мм ($P_{1,5/400} \leqslant 15$ Вт/кг).

1.17. Классификация и применение магнитомягких сплавов

Группа	Марка сплава	Применение
С наивысшей $\mu_н$	79НМ, 80НХС, 78Н, 81НМА, 79НМД и др.	Сердечники трансформаторов, аппаратура магнитной записи, магнитные экраны
С высокими $\mu_н$ и ρ	50НХС, 38НС, 12Ю	Сердечники дросселей, импульсных трансформаторов
С высокими $\mu_н$ и B_s	45Н, 50Н, 50Н-ВИ	Сердечники малогабаритных трансформаторов, реле
С прямоугольной петлей гистерезиса	50НП, 69НП, 79НМ, 80Н2М, 37НКДП, 68НМП и др.	Сердечники импульсных трансформаторов, бесконтактных реле, элементов ЭВМ
С наивысшей B_s	27КХ, 49К2ФА, 48КНФ	Полюсные наконечники, магнитные мембраны
С низкой B_r	47НК, 47НКХ, 68НМ, 40НКМ и др.	Сердечники импульсных и широкополосных трансформаторов
С повышенной деформационной стабильностью	81НМА, 16ЮХ-ВИ, 10СЮ-ВИ и др.	Сердечники магнитных головок записи и воспроизведения
С заданным ТКЛР	52Н, 47НД, 52Н-ВИ, 47НД-ВИ	Магнитные контакты (герконы)
С минимальным ТКЛР:		
кристаллические	36Н, 32НКД, 36НХ, 35НКТ и др.	Детали измерительных приборов, составляющие термобиметаллов
аморфные	86ЖХР-А, 93ЖХР-А, 96ЖХР-А	
С высокой λ_s	Никель, 49К2Ф, 9Ю-ВИ	Магнитострикционные преобразователи, линии задержки
Термомагнитные	31НХ3Г2, 33НХ3, Н38Х14, 30НГ, ТКМ-0,9-1 и др.	Компенсационные магнитные шунты измерительных приборов
Аморфные	45НПР-А, 85КСР-А, 44ИМР-А, 94ЖСР-А	Сердечники магнитных усилителей, трансформаторов, магнитные экраны, головки магнитной записи
Коррозионностойкие	16Х, 00Х13, 36НКМ	Магнитопроводы, работающие без покрытий в агрессивных средах

Магнитомягкие сплавы (табл. 1.17, 1.18) по химическому составу представляют собой сплавы на основе железа, кобальта или никеля с добавками других элементов. Приведенные магнитные характеристики сплавов соответствуют характеристикам, получаемым при изготовлении образцов и проведении термической обработки по рекомендациям ГОСТ 10160-75* или технических условий [111].

Магнитомягкие ферриты (табл. 1.19) — неметаллические материалы, обладающие магнитными свойствами. Наибольшее распространение получили ферриты со структурой шпинели ($MeO \cdot Fe_2O_3$), где Me — двухвалентный металл. Хоро-

1.18. Режимы термической обработки и характеристики физических свойств магнитомягких сплавов

Марка сплава	Термическая обработка, температура, °С, охлаждающая среда, длительность, ч	Толщина, мм	ρ, мкОм·м	ТКЛР×$\times 10^6$ K^{-1}	B_S, Т	H_C, А/м	$\frac{B_r}{B_S}$	$\mu_н$	μ_{max}	$\lambda_S \cdot 10^6$	$P_{0,5/400}$, Вт/кг	θ, °С
79НМ	Отж., 1125, вак., 3—6	0,1	0,55	10,3—10,6	0,73	1,2	0,5—0,8	30 000	200 000	2	0,6	450
78Н		5—18	0,16	12	1,0	5,6		7 000	39 000	12	—	580
81НМА	Отж., 1000, вак., 3	0,1	0,80	11,8	0,5	0,4		120 000	350 000	0,5	0,2	260
50НХС	Отж., 1225, вак., 3—6		0,90	—	1,0	10	—	3 100	28 000	—	—	360
12Ю, 12Ю-ВИ	Отж., 1250, вак., 3	10—20	1,0		0,9	24		—	10 000		—	600
45Н	Отж., 1125, вак., 1—3	0,1	0,54	8,2	1,53			2 000	20 000	25		450
50НП		0,05	0,45	8,9	1,52	11	0,94	—	80 000	—	2,0	500
68НМП		0,1			1,15	1,6	0,93		800 000		$P_{1,0/50}$= = 0,2	580
27КХ	Отж., 950, вак., 3	0,2—0,7	0,20	11	2,40	175	—	—	—	35	$P_{1,5/400}$= =70÷180	940
49К2ФА	Отж., 820—870, вак., 1—3	0,1	0,40	9,5	2,35	20—200				60—100	$P_{1,8/400}$= = 20÷30	950
47НК	Отж., 1100, вак., 3 + ТМО	0,1	0,2	—	—	40	0,05	1 100	1 265	—	—	700
16ЮХ-ВИ	Отж., 1000, вз., 0,5	0,1	1,5	11,8	0,7	3,6	0,3	5 500	40 000	10	1,2	300
10СЮ-ВИ	Отж., 1000, вак., 3	0,35—0,5	0,7—0,8	—	0,8—1,0	8	—	7 000	35 000	—	—	560

Продолжение табл. 1.18

Марка сплава	Термическая обработка, температура, °С, охлаждающая среда, длительность, ч	Толщина, мм	ρ, мкОм·м	ТКЛР×$\times 10^6$ K^{-1}	B_S, Т	H_C, А/м	$\frac{B_r}{B_S}$	$\mu_н$	μ_{max}	$\lambda_S \cdot 10^6$	$P_{0,5/400}$, Вт/кг	θ, °С
52Н	Отж., 950—1050, вак. или вд., 1	0,02—0,25	0,45	9,7—10,5	1,45—1,5	10—6,5	0,6	—	50 000	—	—	515
47НД				3,2—10,1	1,3—1,35	16—10			30 000			440
36Н	З., 830, в.; от., 315, вз., 1	0,1—2,5	0,80	1,5	0,87	125	—	650	4 600			240
94ЖСР-А	З. + ТМО при H = = 800 А/м	0,02—0,04	1,25	—	1,6	4,7		—	—		$P_{1,3/50}$ = = 0,26	370
96ЖР-А	ТКЛР = $0{,}03 \cdot 10^{-6}$ K^{-1} (20—100 °С); ТКЛР = $0{,}22 \cdot 10^{-6}$ K^{-1} (20—200 °С); ТКЛР = $0{,}46 \cdot 10^{-6}$ K^{-1} (20—300 °С)											
НП2Т (никель)	Отж., 1000, вак., 2	0,1—0,2	0,07	13,7	0,61	66—64	—	200—400	1 100—1 600	34	10	358
9Ю-ВИ	Отж., 1200, вак., 20	0,2	0,9—1,0	12	1,4	60—70		—	2 000	30—40	—	710
31НХ3Г2	Не требуется	10—90	—	15,6	ТК$\mu_н$ = 0,009÷0,004 K^{-1}; μ = 30 при H = 112 А/м							
45НПР-А	З. + отп., 300 1,5 при H = 1600 А/М	0,02—0,04	1,4	—	0,78	1,6	0,93	—	310 000	—	—	250
16Х	Отж., 1000, вак., 2	0,2	0,44	9,9	1,6—1,7	12—64	—	—	150 000	26	6—7	700

Примечание. В таблице приняты обозначения: отж. — отжиг, вд. — водород, вак. — вакуум, ТМО — термомагнитная обработка, H — напряженность магнитного поля, остальные по табл. 1.6.

1.19. Характеристики физических свойств магнитомягких ферритов

Марка	$\mu_н$	B_S, Т	H_c, А/м	ρ, Ом·м	θ, °С	$f_{гр}$, МГц при tg δ = = 0,1
20 000 НМ	15 000—35 000	0,35	0,24	0,001	80	0,01
4 000 НМ	4 000—7 000	0,36	8	0,5	140	0,1
400 НМ	320—600	0,23	64	10^3	120	2
100 ВЧ	80—120	0,36	112	10^3	400	25
90 ВЧ	80—100	$H_{пор}$ = 300 А/м		10^3—10^4	400	40
1 000 НМИ	1 000	$H_{пор}$ = 65 А/м		10^3—10^5	120	1

1.20. Классификация и применение магнитотвердых материалов

Группа	Марка	$(BH)_{max}$, кДж/м³	Применение
Литые сплавы	ЮНД4, ЮНД8, ЮНДК15, ЮНДК18, ЮНДК24, ЮНДК24Т2, ЮНДК35Т5А и др.	До 96	Магниты всех назначений, роторы тахогенераторов, магнитные муфты, успокоители
	От ММК1 до ММК11	До 38	Мелкие приборные магниты всех назначений
Ковкие	ЮНДК24, ЮНДК18, ЮНДК15	До 44	Магниты повышенного качества
	25НЮ, 28Х20КЮ	2—28	Магниты малой толщины
	25Х15КЮБ	32—46	Магниты сложной формы
	52К11Ф, 52К13Ф, 52КФТМ и др.	12—32	Магниты до 2 мм, магниты повышенной стабильности
	18Х9Н	До 64	Лента и проволока для магнитной записи
	52К5Ф, 52К7Ф, 52К9Ф, 52К12Ф	4—33	Роторы гистерезисных двигателей
	35КХ4Ф, 35КХ6Ф, 35КХ8Ф	3—8	Машины, работающие на частоте свыше 1000 Гц
	ПлК-78, ПлК-76	40—50	Малогабаритные магниты малой мощности
Ферриты	6БИ240 (бариевые изотропные)	5—8	
	16БА190, 22БА220, 25БА150 и др. (бариевые анизотропные)	14—25	Небольшие магниты с высоким значением коэффициента размагничивания
	3СА; 3,5СА (стронциевые анизотропные)	20—32	
Сплавы на основе редкоземельных элементов (РЗМ)	КС37, КС37А, КСП37, КСП37А	110—130 130—145	Малогабаритные магниты с большой магнитной энергией

1.21. Режимы термической обработки, применение и характеристики физических свойств немагнитных сплавов с малым и заданным ТКЛР

Марка	Термическая обработка, температура, °С, охлаждающая среда	ТКЛР·10^6, K^{-1}	$\sigma_в$, МПа	δ, %	Применение
75 НМ-ВН	Отж., 1100, вд.	11,5—12	1020	42	Спаи с керамикой
72 ТФ	Отж., 700—800, вак.	9,4	1070	10	Спаи с легкоплавкими стеклами
56 ДГНХ	Отж., 750, вз.	17—20	690	46	Для соединения с алюминиевыми сплавами
70 ГНДХ	Отж., 750 вз.	27,2	670	30	Активные составляющие термобиметаллов

Примечание. Обозначения по табл. 1.18.

шими магнитными свойствами обладают сложные по составу ферриты ($NiO \cdot ZnO \cdot Fe_2O_3$; $MnO \cdot MgO \cdot Fe_2O_3$ и т. д.). Основным достоинством магнитомягких ферритов является высокое удельное электрическое сопротивление (10—10^{11} Ом·см), что позволяет использовать эти материалы на высоких и сверхвысоких частотах. Магнитомягкие ферриты служат для изготовления сердечников трансформаторов, дросселей, импульсных трансформаторов, катушек индуктивности, магнитомеханических преобразователей, запоминающих устройств вычислительной техники.

В обозначениях марок ферритов на первом месте стоит число, соответствующее номинальному значению $\mu_н$; на втором — буква Н (низкочастотный) или ВЧ (высокочастотный); на третьем — буква М (марганец-цинковый) или Н (никель-цинковый); на четвертом месте стоит буква, обозначающая режим работы: И — импульсный, С — сильное поле; на пятом — число, обозначающее порядковый номер разновидности феррита. У ферритов сверхвысокочастотного диапазона (СВЧ) на первом месте в обозначении указывается среднее значение длины волны в сантиметрах [19].

Магнитотвердые материалы (табл. 1.20) применяют для изготовления постоянных магнитов, роторов гистерезисных двигателей, ленты, проволоки для магнитной записи.

Сплавы с малым и заданным температурным коэффициентом линейного расширения (ТКЛР). Используют в точном приборостроении для изготовления деталей, которые не должны менять своих размеров (маятниковые подвесы, измерительные линейки) или характера сопряжений с другими деталями при изменении температуры (герметичные спаи со стеклом, слюдой, керамикой, термобиметаллы). Сплавы могут быть магнитными (табл. 1.17, 1.18) и немагнитными (табл. 1.21) в соответствии с ГОСТ 10994—74*.

1.22. **Режимы термической обработки, характеристики физико-механических свойств и применение сплавов с заданными свойствами упругости**

Марка	Термическая обработка, температура, °С, длительность, ч	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,005}$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	*HB*	*E*, ГПа	ТКМУ·10^6, $К^{-1}$	Примечание
36НХТЮ (прутки)	З., 950, ст., 650—670, 4	1130—1220	590—685	785—980	14—18	330	176—196	200—250	Упругие чувствительные элементы
40ХНЮ-ВИ	З., 1150; ст., 520	1960—2350	—	1660	—	57HRC$_э$	216—226	—	Керны приборных подшипников
67КН5Б-ВИ (лента)	З., 1000, ε = 40 %; ст. 650, 1	1450	880	1360	2,5—5	50HRC$_э$	186—196	250—300	Токопроводящие и контактные пружины, ρ = 0,3 мкОм·м
55БТЮ	Н., 1000, ст., 650, 8—10	1060	880—930	1030	2,5	430	98—108	70—80	Упругие элементы с рабочей температурой до 400—500 °С
40КНХМВТЮ	З., 1100—1150, ε = = 85 %, ст., 500—550, 4	2000—2150	1500—1600	1800—2000	4—6	540—590	—	200—250	Заводные пружины, керны, растяжки, торсионы
50МН	ε = 90 %: ст., 1000—1200, 1—2	2700	2100	—	—	—	340	—	Растяжки (могут работать до 900 °С)
42НХТЮ	З., 910, ст. 600, 3	1200	590—690	780—980	10—15	330	177—186	ТКЧ = = +20·10^{-6}	Упругие элементы
90БТ	Ст., 900—1100	1000	650—800	—	—	—	105	ТКЧ = = (3÷30) × × 10^{-6}	Немагнитные упругие элементы

Примечание. В таблице приняты условные обозначения: ст. — старение, н. — нормализация, от. — отпуск, ε — степень холодной деформации, ТКЧ — температурный коэффициент частоты, остальные по табл. 1.18.

Сплавы с заданными свойствами упругости. Применяют (табл. 1.22) в приборах для изготовления упругих чувствительных элементов (мембран, заводных пружин, анероидных коробок), токоподводящих пружин, растяжек, торсионов, керноп, резонаторов и во всех других случаях, когда невозможно применение сталей (см. табл. 1.7) и цветных металлов (см. табл. 1.10) для пружин. Сплавы с малым значением температурного коэффициента модуля упругости (ТКМУ) или температурного коэффициента частоты (ТКЧ) называют элинварами (42НХТ10, 90БТ и др.). Применяют их для изготовления упругих элементов приборов, не требующих термостатирования или термокомпенсации (ГОСТ 10994—74*) [111, 127].

1.5. Физико-механические свойства пластических масс

Пластмассы — сложные материалы на основе высокомолекулярных соединений, способных к полимеризации [60, 611. По строению их подразделяют на линейные (термопластичные) и пространственные (термореактивные). Изделия из пластмасс получают с помощью простых и дешевых технологических операций: прямого и компрессионного прессования (П, КП), литья под давлением (ЛД), экструзии (Э), вакуумного формования (Ф), механической обработки (МО), склеивания (Ск), спекания (Сп), штамповки (Шт), сварки (Св) и т. д.

По виду связующего полимера пластмассы подразделяют на полиолефины, полистирол и материал на его основе, фторопласты, материалы на основе поливинилхлорида и др.

Пластмассы на основе полиолефинов. К ним относятся полиэтилен, полипропилен и их производные (табл. 1.23). В приборостроении эти материалы применяют как конструкционные и изоляционные. Полиэтилен высокого (ГОСТ 16337—77*Е) и низкого (ГОСТ 16338—85*Е) давления выпускают в виде порошков и гранул, перерабатывают в изделие методами КП, Э, ЛД, Ф. На основе полиэтиленов изготавливают многочисленные изоляционные покрытия и композиции. Полипропилен обладает большими прочностью, химической стойкостью, водостойкостью по сравнению с полиэтиленом, но хуже работает при низких температурах. Пластмассы на основе полиолефинов используют для изготовления различных полуфабрикатов: труб, листов, пленки. Для плат печатного монтажа применяют фольгированный полиэтилен.

Пластмассы на основе полистирола. Имеют свойства (ГОСТ 20282—86 Е), подобные полиэтилену, но большую прочность и меньшую пластичность (табл. 1.23). Оптический и светотехнический полистирол применяют для изготовления оптических и светотехнических деталей приборов. На основе стирола и бутадиенового каучука выпускают АБС-пластики, отличающиеся повышенными механическими свойствами, тепло- и химической стойкостью, способностью работать в тропическом кли-

1.23. Характеристики физико-механических свойств пластмасс на основе полиолефинов и полистирола

Материал	γ, кг/м³	$T_{раб}$, °C		ТКЛР × 10^6, K^{-1}	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{сж}$, МПа	δ, %	$E_и$, МПа	ρ_V, Ом·см	ρ_S, Ом	ε при $f = 10^6$ Гц	tg $\delta \cdot 10^4$ при $f = 10^6$ Гц	$E_{пр}$, МВ/м
		min	max											
Полиэтилен низкого давления	948	—60	+100	170—200	22—26	20—30	20—36	300—800	600—850		10^{14}	2,3 (2,3) *	2—4 (2—5) *	45—50
Полиэтилен высокого давления	900—937	—50	+70	220—550	9—16	12—16	12	400—600	140—250	10^{15}—10^{17}	10^{15}		2—3 (2—5) *	28—60
Полипропилен	900—910	—	—	110	28—35	25—40	60	700	670—1190		—	2,3	2—5	—
Полистирол общего назначения	1050—1100	—90	+70	60—80	—	37—45	80—100	1,5—3,0	2700	10^{17}	10^{16}	2,6	2—9	20—22

* При $f = 10^{10}$ Гц.

1.24. Характеристики физико-механических свойств пластмасс на основе фторопластов

Марка материала	γ, кг/м³	$T_{раб}$, °C		ТКЛР × 10^6, K^{-1}	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_и$, МПа	HB	δ, %	$E_и$, МПа	ρ_V, Ом·см	ρ_S, Ом	ε при $f = 10^6$, Гц	tg $\delta \cdot 10^4$ при $f = 10^6$, Гц	$E_{пр}$, МВ/м
		min	max											
Фторопласт-1	1400	—80	200	50	50—75	87—90	10—12	50—150	—	$\cdot 10^{18}$	—	8—9	200—700	25
Фторопласт-2	1700	—60	150	80—120	35	80—100	13—15	До 400	1500—1700	—	$2 \cdot 10^{18}$	—	160—210	14—18
Фторопласт-3	2100	—195	130	60—120	30—45	60—80	10—13	До 200	1160—1450	10^{16}—10^{17}	10^{16}	2,3—2,8	100	20—25
Фторопласт-4	2200	—269	260	80—250	14—35	14—18	3—4	250—500	470—850	10^{17}—10^{20}	10^{17}	2,0—2,1	2	25—27
Фторопласт-4МБ	2150	—190	205	90	17—26	20—30	3—5	300—400	570	10^{17}	10^{16}	1,9—2,1	2—3	25—35
Фторопласт-40	1700	—100	200	60—90	25—50	33—34	—	150—300	800—1000	10^{16}—10^{17}	10^{18}	2,5—2,6	50—70	20—25

мате. Из полистирола и его композиций производят полуфабрикаты: пленку, листы, бумагу, нити и т. д. Фольгированный полистирол используют для плат печатного монтажа. Низкую плотность (20—30 кг/м³) и теплопроводность [$\lambda = 0{,}035 \div 0{,}044$ Вт/(м·К)] имеет вспенивающийся полистирол, что позволяет применять его в качестве теплоизоляционного материала.

Пластмассы на основе фторопластов. Представляют собой продукты полимеризации фторопроизводных этилена (табл. 1.24).

Фторопласт-1 отличают механическая прочность, прозрачность, эластичность, стойкость к истиранию, химическая и радиационная стойкость.

Фторопласт-2 мало деформируется под действием постоянно действующего механического усилия. Фторопласт-1 и фторопласт-2 применяют в качестве конструкционных и подшипниковых материалов.

Фторопласт-3 (ГОСТ 13744—76*) имеет хорошие диэлектрические свойства и высокую химическую стойкость. Из него изготавливают разные изоляционные детали: каркасы катушек, изоляционные панели, основания.

Фторопласт-4 (ГОСТ 13744—76*) обладает наиболее высокими диэлектрическими свойствами среди твердых диэлектриков. Применяют его в качестве изоляционного материала на высоких частотах, а модификацию (фторопласт-4МБ) — в качестве антифрикционного покрытия.

Фторопласт-40 устойчив к радиационному облучению.

На основе фторопластов с добавками стекловолокна, нитрида бора, дисульфида молибдена выпускают антифрикционные композиции:

Композиции	Ф4К20	Ф4С15	Ф4К15М5	Ф4С15М5	Ф4С15В5, Ф4КА15В5
Интенсивность износа, г/ч	$1{,}5 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$0{,}8 \cdot 10^{-3}$	$2{,}5 \cdot 10^{-4}$	$1{,}6 \cdot 10^{-4}$

Из фторопластов производят также полуфабрикаты: суспензии, пленки, листы, трубы, стержни и т. д. Пленки применяют в основном как изоляционный материал в приборах. Наилучшими изоляционными свойствами обладает пленка из фторопласта-4 при толщине 5—40 мкм, $E_{пр} = 220$ МВ/м, $\rho_V = 10^{16} \div 10^{17}$ Ом·см, $\operatorname{tg} \delta_{10^6} = 2{,}5 \cdot 10^{-4}$, $\varepsilon_{10^6} = 2{,}0$. Изготавливают листы и пленки, фольгированные с одной или двух сторон медной электролитической фольгой (ГОСТ 21000—81*), для плат печатного монтажа.

Пластмассы на основе поливинилхлорида. Представляют собой продукты полимеризации винилхлорида (табл. 1.25). Выпускают поливинилхлорид эмульсионный и массовый, которые перерабатывают в изделия методами ЛД, Э, П, КП и др. На основе поливинилхлорида производят композицию: винипласт листовой (ГОСТ 9639—71*), ударопрочный, конструкционные материалы для деталей, работающих при температуре не выше +60 °С, а также полихлорвиниловый пластикат (ГОСТ 5960—72*) — наиболее распространенный материал для изоляции и защиты

1.25. Характеристики физико-механических свойств пластмасс на основе поливинилхлорида и полиакрилатов

Материал, марка	γ, кг/м³	$T_{раб}$, °С min	$T_{раб}$, °С max	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_и$, МПа	E, МПа	ТКЛР·10⁵, К⁻¹	ρ_V, Ом·см	ρ_S, Ом	$\varepsilon/\mathrm{tg}\,\delta$ при $f = 10^6$ Гц	$E_{пр}$, МВ/м
Винипласт листовой	1380	$T_м$ = 65		70—120	40—70	2600	50	10^{16}	10^{14}	4,1 / 0,02	30—45
Пенопласт ПВХ-1	70—100	—60	60	1,5—2,5	1,5—2,8	λ = 0,038 Вт/(м·К)					
Полиакрилат ЛПТ	1200			40	140	2600	90	10^{15}	10^{14}	3,8 / 0,02	27
Компаунд МБК-1	1600		105	7—8	10—16	—	120	10^{13}	—	3 / 0,02	10—25

1.26. Характеристики физико-механических свойств пластмасс на основе фенопластов

Марка пластмассы	γ, кг/м³	$T_{раб}$, °С min	$T_{раб}$, °С max	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_и$, МПа	$a_н$, кДж/м²	ТКЛР·10⁵, К⁻¹	ρ_V, Ом·см	$\varepsilon/\mathrm{tg}\,\delta$ при $f = 50$ Гц	$E_{пр}$, мВ/м
О1-010-02 О1-030-02	1450	$T_м$ = 125		35—45	60—70	5—6	47—53	10^{11}	5,0 / —	10—11
Э2-330-02	1400	—50	110	30—53	—	4,5	—	$5 \cdot 10^{12}$	8,5 / 0,08	—
ВХ1-090-34	1600	—40		—	55—72			10^{12}	6 / 0,01	13
У5-301-41 У6-301-41	1950		130	25	85	20	25	10^{10}	12,5 / 0,8	2,0
Тип Ж АФ-3Т	1760	—70	250	—	70	2—3	17—19	—	—	—

проводов и кабелей. Выпускают также пенопласты и изоляционную винипластовую пленку.

Пластмассы на основе полиакрилатов. Наибольшее распространение получили пластмассы на основе метилметакрилата (табл. 1.25). Литьевой полиметилметакрилат (ЛПТ) изготавливают в виде порошка и гранул и применяют для деталей разнообразного технического назначения (шкал линз, футляров). На основе бутилметакрилата производят компаунд марки МБК-1 для пропитки блоков радио- и электроаппаратуры.

1.27. Характеристики физико-механических свойств гетинаксов

Марка	γ, кг/м³	$\sigma_в$, МПа	$a_н$, кДж/м²	ρ_V, Ом·см	tg δ при $f = 10^6$ Гц	$E_{пр}$, МВ/м
I II	1400	98	11,8	10^{10}	—	12—20
III	1350	88	—	—		13
V V-1, V-2	1340		11,8		0,045 *	25
VI	1350	98	—	10^{10}	0,06	20—26
VII	1400			10^{11}	0,045	22—23
VIII	1350	88	11,8	10^{12}	0,035	25—30

* При $f = 50$ Гц.

В соответствии с ГОСТ 15809—70*Е выпускают стекло органическое конструкционное. Оно легко поддается всем видам механической обработки, склеиванию, формованию и широко применяется для различных технических целей. Для изготовления светорассеивателей используют стекло органическое светотехническое (ГОСТ 9785—75*Е).

Пластмассы на основе фенопластов. Относятся к производным фенолформальдегидных (и иных видов) смол новолачного и резольного типов (табл. 1.26). Новолачные обладают более высокими механическими, а резольные — диэлектрическими свойствами, химической и водостойкостью. Фенопласты выпускают разных типов: общего назначения (О), специальные безаммиачные (СП), электроизоляционные (Э), влагостойкие (ВХ), ударопрочные (У), жаростойкие (Ж). Фенопласты типа О предназначены для изготовления малонагруженных армированных и неармированных изделий для работы при температуре ±60 °С (корпусов приборов, кнопок, патронов, рукояток, декоративных деталей).

Фенопласты типа Э обладают хорошими диэлектрическими свойствами, их применяют для изготовления электроизоляционных изделий. Некоторые из них пригодны для работы в тропиках и при повышенных температурах. Фенопласты ВХ выдерживают воздействие агрессивных сред, тропикоустойчивы. Ударопрочные фенопласты используют для изготовления армированных и неармированных деталей сложной конфигурации (маховиков, фланцев, дисков шестерен и т. п.). Жаростойкие фенопласты содержат в качестве наполнителя асбест, слюду, их применяют для изготовления различных фрикционных деталей, а также деталей радио- и электротехнического назначения. На основе фенопластов выпускают полуфабрикаты: гетинакс, текстолит, асбестолит, древеснослоистые пластики, пенопласты.

1.28. Характеристики физико-механических свойств текстолитов

Марка	γ, кг/м³	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{сж}$, МПа	$a_н$, кДж/м²	ρ_V, Ом·см	tg δ	$E_{пр}$, МВ/м
А	1400	50	90	12	10^{10}	0,07 при $f = 10^6$ Гц	10
Б		55	110	15	10^9		8
Г		50	90	12	10^{10}		10
ВЧ		90	—	—			
ЛТ	1300	100	120	25	10^{13}	0,01 при $f = 50$ Гц	25

1.29. Характеристики физико-механических свойств пластмасс на основе полиэфиров

Материал	γ, кг/м³	$T_{раб\ max}$, °С	$\sigma_в$, МПа	$a_н$, кДж/м²	ρ_V, Ом·см	ε при $f = 10^6$ Гц	tg δ при $f = 10^6$ Гц	$E_{пр}$, МВ/м
Лавсан литьевой	1320	+160	60—70	15—30	10^{14}—10^{17}	3,2	0,008—0,002	15—17
Лавсан стеклонаполненный	1530	+190	120	35	10^{14}—10^{16}	3,5	0,0013	23
Пленка лавсановая изоляционная	1380	+156	60—80	—	10^{16}	3,1		160
Пленка лавсановая конденсаторная	1350	+120	—		$5 \cdot 10^{15}$	3,0		140

Гетинакс (ГОСТ 2718—74*) — изоляционный материал на основе термореактивной смолы и пропиточной или сульфатной бумаги (табл. 1.27). Применяют в основном как изоляционный материал для работы на воздухе и в трансформаторном масле при температуре от —65 до +105 °С. Гетинакс марки III способен работать при влажности до 95 % и напряжении 1000 В. Гетинаксы марок VI, VII, VIII имеют малый tg δ и могут работать на частотах до 10^6 Гц, а марок V, V-1 и V-2 — на воздухе при влажности 45—75 % и температуре 35 °С или в трансформаторном масле при напряжении до 1000 В.

Текстолит конструкционный (ГОСТ 5—78*Е) — материал на основе феноло- или крезолоформальдегидных смол и ткани х/б (табл. 1.28). Используют его для изготовления колес червячных передач, подшипников скольжения, вкладышей и других деталей. Текстолиты всех марок работают в интервале температур от —65 до +105 °С, а текстолит ЛТ — до 120 °С. Текстолит марок А и Г

1.30. Применение пластмасс на основе эпоксидных смол

Марка	Применение
ЭЗК-1, ЭК-3	Литая изоляция. Составы для заливки деталей и узлов приборов
ЭЗК-3	Изоляция высоковольтных трансформаторов
ЭПК-4	Пропитка намоточных изделий
УП-5-184	Повышенные эластичность и диэлектрические свойства
УП-5-186	Повышенные изоляционные свойства, тропикоустойчивость
ЭНКП-2	Повышенные механическая и химическая стойкость. Составы для заливки приборов
БЭН-ФН	Эластичные фрикционные материалы
ЭП-49А, ЭП-49Д12, УП-2164	Герметизация тропикоустойчивых приборов
УП-264П, УП-2197, ЭФП-65	Детали конструкционного и электротехнического назначения

1.31. Характеристики физико-механических свойств композиций и прессматериалов на основе смол ЭП

Марка	γ, кг/м³	$T_{раб}$, °С min	$T_{раб}$, °С max	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{сж}$, МПа	$a_н$, кДж/м²	ТКЛР·10^6, $К^{-1}$	ρ_V, Ом·см	ε при $f = 10^6$ Гц	tg δ при $f = 10^6$ Гц	$E_{пр}$, МВ/м
ЭЗК-1	1850	−60	200	—	190	9	34	10^{14}	3,9	0,013	2,4
ЭПК-4	1230		120		120	16—21	60	10^{15}	4,2	0,017	1,5
ЭНКП-2	1800	$T_в$ = 180 *			200	6—9	34	10^{16}	3,8	0,009	—
ЭП-49А ЭП-49Д/2	—	−60	140	45	—	—	35—40	10^{15}	4,4	0,02	20—60
УП-2164	1300		90	55—60		4	53—55	$3 \cdot 10^{14}$	3,5	0,023	26
УП-2197	1800		250	—		13—18	—		3,4		—

* $T_в$ — теплостойкость по Вика.

имеет хорошие диэлектрические свойства, Б — механические, ВЧ может работать до частот 1 МГц, а ЛТ — в среде с влажностью до 85 %.

Пластмассы на основе полиэфиров. Различают насыщенные и ненасыщенные полиэфиры (табл. 1.29). Первые применяют в производстве лаков и красок. Вторые — в качестве связующих армированных пластиков, заливочных и пропитывающих составов в изделиях радио- и электротехнического назначения. К сложным эфирам принадлежит лавсан, обладающий хорошими диэлек-

1.32. Характеристики физико-механических свойств вибропоглощающих материалов на основе смол ЭП

Марка	γ, кг/м³	$\sigma_в$, МПа	Адгезия к металлу, МПа	Коэффициент механических потерь
Антивибрит-2	1500	8—13	2,5—3,5	0,3—0,45
Антивибрит-5		5—7	2,5—4,0	0,4—0,6
«Радуга»	1450	10—12	1,0	0,25—0,3

1.33. Характеристики физико-механических свойств конструкционных полиарилатов

Марка	γ, кг/м³	$T_{раб}$, °С		$\sigma_в$, МПа	$\sigma_и$, МПа	$a_н$, кДж/м²	ρ_V, Ом·см	ε при $f = 10^6$ Гц	tg δ при $f = 10^6$ Гц	$E_{пр}$, МВ/м
		min	max							
Д-3	1160	—100	180	87	100	50—80	10^{14}	4	0,025	15
Д-4				47	55	35—50		3,7	0,04	10
Д-4С	1210			55	90	90	$4 \cdot 10^{14}$	4,0	0,019	—
Ф-1	1200		268	40	50	19	$5 \cdot 10^{15}$	3,7	0,02	
Ф-2	1140		280	40	60	20—25	$8 \cdot 10^{15}$	3,5	0,01	

трическими свойствами, химической стойкостью и теплостойкостью. Лавсановую электроизоляционную пленку широко применяют в приборостроении в качестве изоляционного материала, а фольгированную — для гибких плат печатного монтажа.

Пластмассы на основе эпоксидных смол. Указанные пластмассы (ГОСТ 10587—84) обладают хорошей клеящей способностью, а после отверждения — высокой механической прочностью, химической стойкостью и хорошими диэлектрическими свойствами (табл. 1.30—1.32). Отверждение смол производится химически. Наибольшее распространение получили немодифицированные ЭП смолы, на основе которых с некоторыми добавками выпускают различные композиции, пресс-материалы, пенопласты, вибропоглощающие материалы.

Пластмассы на основе полиарилатов. Полиарилаты — материалы на основе фенолов (табл. 1.33—1.35). Применяют их для изготовления конструкционных, электроизоляционных изделий, пленок, пенопластов и самосмазывающихся пластиков, работающих при высоких температурах. Устойчивы к радиационным воздействиям.

1.34. Характеристики физико-механических свойств электроизоляционных пленок из полиарилатов

Марка	$T_{раб}$, °С		$\sigma_в$, МПа	$\varepsilon_{отн}$, %	ρ_V, Ом·см	ε при $f = 10^6$, ГЦ	tg δ при $f = 10^6$, ГЦ	$E_{пр}$, МВ/м	Толщина, мкм
	min	max							
Д-4П	—60	180	50—65 / 55	10 / 10	$10^{15} / 1{,}2 \cdot 10^{16}$	2	0,0165 / 0,0165	125 / 125	12—100
Ф-2П		250	70—80 / —	10—15 / 10	$5 \cdot 10^{16} / 1{,}2 \cdot 10^{16}$	2,5	0,015 / 0,015		
ДФ-55П			90	10	$3{,}2 \cdot 10^{16}$	2,5—3	0,015 / 0,014	100	—

Примечания: 1. В знаменателе указаны характеристики после воздействия ионизирующих излучений. 2. $\varepsilon_{отн}$ — относительная деформация.

1.35. Характеристики физико-механических свойств самосмазывающихся пластиков на основе полиарилатов

Марка	γ, кг/м³	$T_{раб}$, °С, не более	$\sigma_{сж}$, МПа	$a_н$, кДж/м²	ТКЛР·10^6, K^{-1}	Коэффициент трения
Аман-1	3600	220	80	1,5	10	0,08
Аман-12	3000	300	130	6	16	0,04
Аман-13	2000	120	130	10	28	0,1
Аман-22	3700	250	150	1,5	12	0,08

Пластмассы на основе полиимидов. Применяют для изготовления изделий конструкционного назначения, узлов трения, термостойких электроизоляционных деталей.

Свойства полиимида ПМ-67: $\gamma = 1390 \div 1420$ кг/м³, $\sigma_в = 120 \div 140$ МПа, $a_н = 60 \div 120$ кДж/м², $\rho_s = 10^{15} \div 10^{16}$ Ом, $\rho_V = 10^{15} \div 10^{16}$ Ом·см, tg $\delta = 0{,}0038$—$0{,}0066$ при $f = 10^6$ Гц, $\varepsilon = 3{,}2 \div 3{,}5$ при $f = 10^6$ Гц, $E_{пр} = 22 \div 29$ МВ/м. На основе ПМ-67 и других полиимидов выпускают антифрикционные самосмазывающиеся материалы, которые могут работать в узлах трения без смазки при температурах от —196 до +250 °С. Коэффициент трения у пластмассы марки ПАМ-50 при 20 °С лежит в пределах 0,07—0,08, а при —196 °С равен приблизительно 0,2 в паре со сталью.

Стеклопластики. Это материалы на основе связующих смол со стекловолокнистым наполнителем (ткани, жгуты, лента, волокна, нити). Их применяют для изготовления армированных и неармированных деталей конструкционного радио- и электротехнического назначения. Стеклопластики одних марок (АГ-4С-6,

АГ-4В-10) могут работать от —196 до +200 °С, других (РТП-170) — выдерживают нагрев до 1000 °С (ГОСТ 20437—75*Е). Обладают повышенными механической прочностью, водостойкостью (К-214-52), способны работать в тропических условиях (ДСВ и др.) в соответствии с ГОСТ 17478—72* и в агрессивных средах (ДСВ-К-1). Широкое распространение получили листовые стеклопластики (стеклотекстолиты). Стеклотекстолиты СТ, СТ-Б, СТ-1, СТ-П и другие (ГОСТ 12652—74*) используют в нормальных климатических условиях, СТВК, СТК, СТЭФ-1 — в тропических. По ГОСТ 10316—78*Е выпускают фольгированный стеклотекстолит.

Глава 2

ПОКРЫТИЯ И СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ В ПРИБОРОСТРОЕНИИ

2.1. Общие сведения о покрытиях

Покрытия в приборостроении позволяют улучшить характеристики применяемых в приборостроении материалов. Детали с покрытиями лучше противостоят вредному действию коррозионно-агрессивных сред, атмосферы, изнашиванию, циклическим контактным нагрузкам и т. д. Они имеют хорошие декоративные свойства [76, 81, 118, 149]. По выполняемым функциям покрытия подразделяются на защитные, защитно-декоративные, декоративные и специальные. По виду наносимого материала — на металлические, неметаллические неорганические, неметаллические полимерные и лакокрасочные. Особое место среди покрытий занимают покрытия для защиты от атмосферной коррозии.

ГОСТ 9.306—85 на покрытия металлические и неметаллические неорганические классифицирует покрытия по способу получения, функциональным и декоративным свойствам, а также способу дополнительной обработки покрытия. Покрытия классифицируют еще в зависимости от условий эксплуатации (табл. 2.1).

Условное обозначение металлических и неметаллических неорганических покрытий записывается в следующем порядке: способ обработки основного металла под покрытие; способ получения покрытия; толщина; материал; функциональные или декоративные свойства; дополнительная обработка покрытия. В обозначении покрытия не обязательно наличие всех перечисленных элементов. Допускается указывать интервал толщин через дефис. Если толщина покрытия равна или меньше 1 мкм, то в обозначении ее не указывают. Запись обозначения покрытия производится в строчку, а все составляющие обозначения отделяют друг от друга точками, за исключением материала покрытия

2.1. Условия хранения и эксплуатации изделий

Группа условий эксплуатации (обозначение)	Условия хранения и эксплуатации	Температура воздуха, °С
Легкая (Л)	Отапливаемые помещения, склады	1—40
Средняя (С)	Помещения без регулируемых климатических условий с большими колебаниями температуры и влажности	(—50) —40
Жесткая (Ж)	Открытые площадки, навесы в районах с умеренным и холодным климатом. Помещения без регулируемых климатических условий в районах с тропическим климатом	(—50) —50
Особо жесткая (ОЖ)	Открытые площадки в районах с любым климатом, включая тропический, с большими колебаниями температуры и влажности	(—50) —60

толщины. Обозначение способа получения и материала покрытия следует писать с прописной буквы, а остальных составляющих — со строчной.

Примеры обозначений: М18. Н 15.Х.зк — хромовое покрытие с подслоем меди толщиной 18 мкм и слоем никеля толщиной 15 мкм, зеркальное; Ц6. окс. ч — цинковое покрытие толщиной 6 мкм, оксидированное в черный цвет; Ц15. хр. ч — цинковое покрытие толщиной 15 мкм с черным хроматированием.

При выборе покрытий следует учитывать изменение размеров деталей, а также изменение свойств материала детали в процессе нанесения покрытий, разность потенциалов между металлом покрытия и деталью и между покрытиями сопрягаемых деталей. Нанесение покрытий всегда изменяет размеры деталей, что может нарушить установленные численные значения допусков. Детали с допусками по квалитетам точности 01—4 следует изготавливать из материалов, не требующих покрытий. Особенно это относится к деталям размерами до 50 мм, однако нанесение окисных (анодированных) покрытий толщиной не более 1 мкм возможно. Детали, изготовленные по 5—8-му квалитетам, можно защищать покрытиями, полученными химическим способом (например, никелевыми), и некоторыми покрытиями, полученными гальваническим путем (цинковыми, кадмиевыми и т. д.) при толщине покрытия не более 6 мкм (для размеров более 10 мм). Детали, изготовленные по 9—17-му квалитетам точности, можно защищать покрытиями

2.2. Допустимые и недопустимые контакты между металлами и покрытиями в различных условиях эксплуатации (ОСТ 4 ГО.014.000)

Сопрягаемые металлы и покрытия	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1. Золото, платина, палладий, родий	0000	0000	0000	0000	0000	0011	0011	0222	0000	0000	1222	2222	2222	2222	2222	2222	2222
2. Серебро	0000	0000	0000	0000	0000	0011	0011	0122	0000	0000	1222	2222	2222	2222	2222	2222	2222
3. Хромоникелевые стали	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0011	0000	0000	0222	0222	0222	0111	1222	1222	2222
4. Хром и хромовые покрытия	0000	0000	0000	0000	0011	0000	0000	0222	0000	0000	0222	0222	0122	0011	0222	0122	2222
5. Медь и ее сплавы	0000	0000	0000	0011	0000	0000	0000	0011	0000	0011	1222	1222	0011	1222	2222	0011	2222
6. Никель	0011	0011	0000	0000	0000	0000	0000	0011	0000	0000	0222	0222	0011	0222	0222	0011	2222
7. Олово и его сплавы	0011	0011	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0222	0011	0000	0011	0011	0000	2222
8. Свинец и его сплавы	0222	0222	0011	0011	0011	0011	0000	0000	0000	0011	0222	0011	0000	0111	0011	0000	2222
9. Титан и его сплавы	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0000	0222	1122	0011	1122	1122	0011	2222
10. Хромистые стали	0000	0000	0000	0000	0011	0000	0000	0011	0000	0000	0222	0222	0222	0111	0222	0222	0222
11. Стали углеродистые низколегированные	1222	1222	0222	0222	0222	0222	0222	0222	0222	0222	0000	0222	0222	0222	1222	0022	2222
12. Кадмий и кадмиевые покрытия хроматированные	2222	2222	0222	0222	1222	0222	0011	0011	1122	0222	0222	0000	0000	0000	0000	0000	2222
13. Кадмий и кадмиевые покрытия фосфатированные	2222	2222	0222	0122	0011	0011	0000	0000	0011	0222	0022	0000	0000	0000	0000	0000	2222
14. Алюминий и его сплавы, в том числе оксидированные	2222	2222	0222	0011	1222	0222	0011	0111	1122	0111	0222	0000	0000	0000	0000	0000	2222
15. Цинк и цинковые покрытия хроматированные	2222	2222	1222	0222	2222	0222	0011	0011	1122	0222	1222	0000	0000	0000	0000	0000	2222
16. Цинк и цинковые покрытия фосфатированные	2222	2222	1222	0122	0011	0011	0000	0000	0011	0222	0022	0000	0000	0000	0000	0000	2222
17. Магний и его сплавы оксидированные	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222	2222

Примечания: 1. 0 — коррозия не возникает; 1 — коррозия слабая: 2 — коррозия сильная. 2. Цифры в четырехзначном числе указывают коррозию при соприкосновении в легких, средних, жестких и особо жестких условиях соответственно.

всех видов при обязательном завышении (занижении) размеров при толщинах покрытий, соизмеримых с допусками на изготовление (особенно это касается диффузионных покрытий). При выборе покрытий для соединений резьбой следует обязательно учитывать допуск на резьбовые сопряжения.

Материал детали может изменять свои свойства в процессе нанесения покрытия. Так, при нанесении диффузионных покрытий на деталь воздействуют высокие температуры, которые вызывают структурные изменения в материале детали (отпуск, отжиг, потерю вторичной твердости и т. д.). При нанесении гальванических покрытий возможно наводороживание материала изделия, что увеличивает его хрупкость. Особенно это относится к углеродистым сталям. Следует применять электролиты, вызывающие меньшее наводороживание (например, аммиакатные вместо цианистых при нанесении цинка) или производить соответствующую термическую операцию (вакуумный отжиг и др.). Разность потенциалов металла покрытия и металла изделия или сопрягаемых деталей с покрытиями должна быть возможно меньшей (желательно менее 0,25 В). При невозможности обеспечить малую разность потенциала контактирующие поверхности разделяют прокладками, смазками или лакокрасочными покрытиями.

В табл. 2.2 даны допустимые и недопустимые контакты между металлами и покрытиями в различных условиях эксплуатации и хранения. Например, при соприкосновении меди и ее сплавов с алюминием и его сплавами, в том числе оксидированными, возникает коррозия 1222 (пересечение столбца 14 со строкой 5 в табл. 2.2): в легких условиях работы слабая (1), а в средних, жестких и особо жестких — сильная (2).

Работа в тропических условиях считается наиболее тяжелой. При этом на материал воздействуют не только температура, влажность, солнечная радиация, которые есть в других климатических условиях, но и грызуны, пресмыкающиеся, плесневые грибки и т. д.

Для получения качественного покрытия необходима тщательная подготовка поверхности изделия под покрытие. Все подготовительные операции осуществляют только механическими и химическими способами. Механические: пескоструйная очистка, галтовка, шлифование, полирование, крацевание. Химические: обезжиривание, травление, активация (декапирование), промывка, защита от покрытия.

2.2. Химические и электрохимические покрытия

Покрытия химические и гальванические получают в специальных растворах без пропускания и с пропусканием электрического тока соответственно.

Цинкование. Цинк является анодом по отношению к железу, поэтому основное изделие не разрушается, пока сохраняется

цинковое покрытие. Такие покрытия эластичны, допускают гибку, вытяжку, развальцовку в интервале от —70 до 260 °С пайку с применением активных флюсов. Твердость покрытия 40—50 НВ. При цинковании применяют кислые, цианистые, аммиакатные, цинковые и пирофосфатные электролиты. Для улучшения защитных свойств цинковых покрытий их обрабатывают в растворах хромовой кислоты или ее солей (хроматирование). При этом на поверхности образуются тонкие (до 0,5 мкм) пленки соединений хрома. Для деталей, работающих в условиях Л, достаточен слой цинка 3—6 мкм, для работающих в условиях С — 9—12 мкм с хроматированием, а для Ж и ОЖ — 30—40 мкм с обязательным хроматированием, фосфатированием или защитой лакокрасочными покрытиями.

Кадмирование. Кадмиевое покрытие аналогично цинковому, но оно лучше работает в кислых и щелочных растворах и особенно при воздействии хлоридов, сульфатов и морской воды, уступая цинковому при воздействии топлив, масел и других нефтепродуктов. Оно значительно дороже цинкового и никелевого покрытий. Продукты коррозии кадмиевого покрытия токсичны. Защитные и декоративные свойства улучшаются, если покрытие дополнительно подвергают хроматированию или фосфатированию. Твердость покрытия 30—50 НВ. Покрытие не является износостойким. Для условий Л достаточна толщина кадмиевого покрытия 6—9 мкм с хроматированием. Для условий Ж и ОЖ применяют слои Кд24 хр. и Кд30 хр., а также Кд24 фос. и т. д. Слой кадмия может быть уменьшен для условий Ж и ОЖ, но дополнительно применяют лакокрасочное покрытие Кд9 хр/лкп. Медные сплавы защищают для условий работы С, Ж и ОЖ кадмиевым покрытием Кд6 хр. и Кд12 хр. Для защиты алюминиевых сплавов для условий С и Ж под кадмиевое покрытие наносят слой гальванического или химического никеля: Н12 Кд12 хр.; хим. Н12 Кд12 хр.; Н18 Кд18 хр.

Никелирование. Никель является катодом по отношению к железу, поэтому защищает железо от коррозии лишь при наличии совершенно беспористого покрытия. Для повышения защитных свойств никелевого покрытия никелирование применяют по подслою меди. Покрытие устойчиво к действию щелочей и органических кислот. Защитные и декоративные свойства никелевых покрытий улучшаются при многослойном никелировании. Осаждение производят из разных электролитов: внутренний слой матового никеля, а наружный — блестящего. Последний содержит повышенное количество серы и является анодом по отношению к внутреннему слою. Это не позволяет электрохимической коррозии распространяться вглубь покрытия.

Твердость никелевого покрытия невелика (250—350 НВ). Для увеличения твердости и износостойкости в электролиты добавляют порошки абразивных материалов: корунда, карбида кремния, вольфрама и т. д. В процессе никелирования при непрерыв-

ном перемешивании электролитов порошки взмучиваются, осаждаются на поверхность детали и заращиваются в слой, сообщая ему высокую твердость (до 700 НВ [1]) и износостойкость. Содержание абразива в слое может доходить до 50 %. После осаждения покрытия обжигают в вакууме при 1000 °С в течение 3 ч. При добавлении солей цинка в сернокислые электролиты получают никелевые покрытия черного цвета. Обычно черный никель имеет плохую адгезию к стали, поэтому его осаждают на подслой меди или светлого никеля. Покрытия обязательно хроматируют. У таких покрытий мал коэффициент отражения, хорошие декоративные свойства.

Химическое никелирование осуществляют из гипофосфита натрия. При этом осаждается не чистый никель, а сплав никеля с 4—10 % фосфора. После отжига при 400—500 °С твердость покрытия возрастает от 450 до 1000 НВ. Никелевое покрытие по меди и медным сплавам для защиты от коррозии и для декоративной отделки и пружинящих деталей выбирают обычно толщиной 3—9 мкм для условий Л, С, Ж и ОЖ (Н3, Н6, Н9), а для придания поверхностной твердости, защиты от коррозии и декоративной отделки корпусов, ручек, дисков и т. п. для тех же условий — 9—21 мкм (Н9, Н12, Н15, Н18, Н21). Покрытия для коррозионностойких сталей и алюминиевых сплавов имеют толщину 18—36 мкм. Титановые сплавы для всех условий работы покрывают Н6 для улучшения способности к пайке.

Хромирование. Хром является катодом по отношению к железу и обеспечивает защиту стальных деталей только при отсутствии пор в покрытии, пассивируется на воздухе и не тускнеет при нагревании до 400—450 °С. Хромовые покрытия имеют хороший декоративный вид. Коэффициент отражения таких покрытий позволяет применять их для изготовления зеркал и отражателей. Хромовые покрытия обычно содержат значительное количество пор, но с увеличением толщины их пористость уменьшается. Наименьшая пористость у «молочного» хрома. Твердость хромовых покрытий значительно выше, чем у других покрытий (500—1000 НВ).

Составы для электролитического хромирования очень разнообразны. Из одного и того же электролита можно получить и блестящее, и износостойкое покрытие изменением режима осаждения, плотности тока и температуры. Блестящие покрытия образуются при минимальных плотностях тока, износостойкие — при максимальных. Хорошим комплексом свойств обладает двухслойное

[1] По ГОСТ 9012—59 максимальное значение твердости по Бринеллю не превышает 450 единиц (450 НВ) при применении стального закаленного шарика в качестве индентера и 650 единиц (650 НВ) при применении шарика из твердого сплава. Твердость по Бринеллю не имеет точного перевода в другие величины твердости, поэтому значения твердости НВ более 650 единиц получены по приблизительным таблицам перевода при измерении твердости другими методами.

покрытие: молочный хром плюс износостойкий. Детали оптических приборов и тепловых радиаторов покрывают черным хромом. Это покрытие является и износостойким. Для покрытия стальных деталей, работающих на трение, и для декоративной отделки выбирают покрытия Х6, Х12, Х36, Х48 для условий Л и С, Х мол. 9, Х мол. 24 и т. д. для условий Ж и ОЖ. На коррозионно-стойких сталях хромовое покрытие имеет подслой никеля Н18Х6. Хромовые покрытия на стальных деталях и деталях из цинкового сплава при наличии никелевого и медного подслоя применяют для защиты от коррозии при всех условиях работы, например покрытия М9Н6Х; М18Н9Х; М30Н12Х и т. д. То же относится и к хромовым покрытиям по меди и медным сплавам. Для коррозионной защиты можно наносить хромовые покрытия только по слою никеля (Н6Х; хим. Н9Х; хим. Н12Х и др.) для всех условий работы. Подслой никеля обязателен при нанесении хромового покрытия по алюминиевым сплавам (Н18Х; хим. Н24Х и т. д.).

Для декоративной отделки различных деталей и получения светопоглощающей поверхности применяют черный хром по подслою никеля или молочного хрома (Н3Х мол. 6Хч.; Х мол. 18Хч.; Н3Х мол. 24Хч.) при всех условиях работы.

Фосфатирование. Представляет собой простой и экономичный способ защиты от коррозии деталей из черных металлов (не фосфатируются только коррозионно-стойкие стали). Обычно фосфатирование осуществляют химическим способом, но процесс можно вести и при наложении переменного электрического тока. Фосфатная пленка (толщиной 7—50 мкм) имеет хорошую адгезию, а также электроизоляционные свойства, которые улучшаются при пропитке их лаками. Фосфатная пленка является наилучшим грунтом под многие лакокрасочные покрытия, она устойчива к топливам, маслам, бензину, толуолу, многим газам, но нестойка в кислотах, щелочах, морской воде, сероводороде, в атмосфере водяного пара.

Распространенным препаратом для фосфатирования является препарат «Мажеф» (смесь фосфорнокислых солей железа и марганца). ГОСТ 9.305—74 рекомендует ряд других готовых фосфатирующих концентратов.

Оксидирование. Это процесс получения оксидных пленок на поверхности металлических деталей. Такие пленки защищают металл от коррозии и имеют хорошие декоративные свойства. Осуществляют оксидирование химическим, термическим и термохимическим способами.

Оксидирование деталей из алюминия и его сплавов осуществляют химическим и электрохимическим способами. Пленка, полученная химическим способом в растворе хромового ангидрида, бесцветна и сохраняет блеск полированного алюминия. Пленка, полученная электрохимическим способом в растворе серной кислоты, имеет снежно-белый цвет, высокую твердость, износостойкость и электроизоляционные свойства. После пассивирования в растворе

хромпика $K_2Cr_2O_7$ приобретает лимонно-желтый цвет. Для улучшения декоративных свойств возможно окрашивание оксидированного алюминия анилиновыми красителями.

Оксидирование титановых сплавов улучшает антифрикционные свойства и предотвращает «схватывание» трущихся деталей и крепежа.

Оксидирование магниевых сплавов применяют для постоянной защиты от коррозии, временной защиты при механической обработке и в качестве грунтовки перед окраской. После оксидирования детали из магниевых сплавов пассивируют в растворе хромпика. Оксидная пленка имеет толщину около 1 мкм и фактически не изменяет габаритных размеров деталей.

Оксидирование черных металлов возможно: а) обработкой в растворе каустической соды и натриевой селитры; б) погружением нагретых на воздухе до температуры 450—500 °С деталей в льняное масло (воронение); в) погружением в расплав натриевой селитры; г) обработкой горячим воздухом или перегретым паром.

Образующаяся окисная пленка имеет обычно состав Fe_3O_4 и толщину от 0,6 до 10 мкм.

Покрытие благородными металлами. Гальванические покрытия благородными металлами (серебром, золотом, палладием, родием) применяют в приборостроении для защиты контактов от окисления и повышения их износостойкости. Наряду с чистыми металлами применяют покрытия сплавами на основе благородных металлов (золото + медь, серебро + сурьма).

Защитные гальванические покрытия деталей приборов в тропическом исполнении. Хромоникелевые покрытия по черным металлам применяют для стран с тропическим климатом: трехслойное покрытие — медь (36 мкм), олово и никель (15 мкм) или медь (20—30 мкм), никель (16—25 мкм), хром (0,5—1,0 мкм). По меди и медным сплавам: никель (15 мкм), хром (0,5—1,0 мкм). Для трущихся деталей можно применять покрытие молочным хромом толщиной 15 мкм, блестящим хромом 35 мкм или хромовое покрытие толщиной 15—25 мкм по цинковому подслою.

Цинковые и кадмиевые покрытия по черным металлам для работы в тропическом климате должны иметь толщины: цинковые 24—48 мкм, кадмиевые 24—36 мкм. Если покрытия в последующем защищают лаками, то толщина покрытия может быть уменьшена до 12 и 8 мкм соответственно. Можно наносить покрытие: медь (9—12 мкм) + олово (15—20 мкм). Медные сплавы в тропическом климате защищают покрытием: никель (6 мкм) + олово (2 мкм). Для уменьшения контактной коррозии соприкасающихся деталей можно применять: серебрение (3—5 мкм), никелирование (10—12 мкм), лужение гальваническое (7—10 мкм) или покрытие родием толщиной 0,1 мкм. Черное никелирование (1,2 мкм) используют для уменьшения отражения и устранения бликов на деталях оптических приборов, изготовленных из коррозионно-стойких сталей, сплавов на основе меди и алюминия.

2.3. Диффузионные покрытия

Диффузионные покрытия по назначению и свойствам делят на коррозионно-стойкие, износостойкие, жаростойкие, пленки-смазки, с особыми электрическими свойствами на металлических и неметаллических материалах, декоративные и др. Диффузионные покрытия к настоящему времени получены на деталях, изготовленных из конструкционных металлов и сплавов, из неорганических материалов (графита, кварца, стекла, керамики), из органических (пластмасс, тканей и т. д.), на порошках и волокнах.

Наиболее распространенными типами диффузионных покрытий являются покрытия, связанные с диффузией неметаллических элементов: цементация, азотирование, цианирование, борирование, сульфоцианирование — и покрытия, связанные с диффузией металлических элементов: хромирование, алитирование, силицирование и т. д.

Цементация. Это процесс поверхностного насыщения стали углеродом. Можно насыщать детали из углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода до 0,3 %. После цементации обязательна закалка и низкий (200 °С) отпуск. Поверхностный слой (около 1 мм) приобретает при этом твердость и износостойкость закаленной стали, а сердцевина детали остается мягкой и вязкой. Цементацию применяют для упрочнения стальных шестерен и других трущихся деталей.

Азотирование. Азотированию (насыщению азотом) подвергают стали, легированные переходными металлами (хромом, алюминием, титаном, вольфрамом, молибденом), способными образовывать нитриды. Процесс протекает при 500—650 °С. Закалка не требуется. Получают твердый (HV 800—1200) износостойкий слой глубиной 0,1—0,3 мм. Применяют для повышения износостойкости, твердости, усталостной прочности и коррозионной стойкости изделий.

Цианирование. Процесс одновременного насыщения стали углеродом и азотом называют цианированием. В зависимости от режима обработки свойства поверхностного слоя приближаются к цементованным или азотированным. Цианированные детали имеют красивую матовую поверхность, улучшающую товарный вид продукции.

Сульфоцианирование. Процесс одновременного насыщения углеродом, азотом и серой. Наличие серы придает поверхности отличные антифрикционные свойства.

Борирование. Это насыщение поверхности стальных деталей бором. Можно насыщать практически любые стали и чистое железо, а также никель, его сплавы и ряд других сплавов. На поверхности образуется боридный слой (HV 1200—1600) высокой твердости и износостойкости.

Хромирование. Насыщение поверхности стальных изделий хромом. Процесс обычно ведут при 1000—1050 °С. Улучшает

окалиностойкость деталей, а также коррозионную стойкость в пресной и морской воде, водяном паре, азотной кислоте. Покрытие имеет высокую твердость (HV 1200—1300), толщина покрытия 0,1—0,2 мм.

Алитирование. Насыщение поверхности стали алюминием. Процесс ведут при 900—1050 °С. Алитированные детали имеют повышенную окалиностойкость (до 850—900 °С) и коррозионную стойкость в ряде агрессивных сред.

Силицирование. Насыщение поверхности стальных деталей кремнием. Процесс ведут при 950—1000 °С. Силицирование придает стали высокую коррозионную стойкость в морской воде, в азотной, серной и соляной кислотах. Слой имеет низкую твердость (HV 200—300), но после пропитки маслом приобретает высокую износостойкость.

Применяют также процессы горячего лужения, цинкования.

2.4. Лакокрасочные покрытия

Лакокрасочные покрытия — наиболее распространенный способ защиты металлических и неметаллических поверхностей от воздействия внешней среды, получения хороших декоративных свойств изделий. Нанесением лакокрасочных покрытий (ЛКП) можно придать поверхности изделия особые свойства: повышенное электрическое сопротивление, теплостойкость, способность к флюоресценции и т. д. [76, 81, 118]. Нанесение ЛКП не изменяет физических характеристик материала детали. Все лакокрасочные покрытия делят на 9 групп по назначению и условиям эксплуатации (табл. 2.3).

К лакокрасочным материалам (ЛКМ) относятся грунтовки, шпатлевки, краски, порошковые краски, лаки, эмали.

Грунтовка — суспензия пигмента с наполнителями в связующем веществе. Применяют для улучшения адгезии покрытия с поверхностью изделия. Шпатлевка — густая, вязкая смесь пигментов и наполнителей в связующем веществе. Применяют для выравнивания поверхности. Лак — раствор пленкообразующего вещества в органическом растворителе или воде. Краска — суспензия пигмента с наполнителями в олифе, масле, суспензии. Порошковая краска — сухая композиция пленкообразующего вещества с пигментами. Эмаль — суспензия пигмента с наполнителями в лаке.

По внешнему виду ЛКМ делят на 7 классов, каждый из которых характеризуется определенной степенью блеска поверхности и ее качеством. Степень блеска оценивают по фотоэлектрическому блескомеру ФБ-2: высокоглянцевые (ВГ) — более 60 %, глянцевые (Г) — 50—59 %, полуглянцевые (ПГ) — 37—49 %, полуматовые (ПМ) — 20—36 %, матовые (М) — 4—19 %, глубокоматовые (ГМ) — не более 3 %.

Классификация ЛКП по типу пленкообразующего вещества. По химическому составу ЛКМ все ЛКП подразделяют на алкидные, алкидностирольные, меламиноалкидные, эпоксидные, полиуретановые и другие.

2.3. Группы лакокрасочных покрытий

Группа	Свойства ЛКП и условия эксплуатации
1. Атмосферостойкие	Стойкие к атмосферным воздействиям в различных климатических условиях, эксплуатируемые на открытых площадках
2. Ограниченно атмосферостойкие	Эксплуатируемые под навесами и внутри помещений
3. Консервационные	Для временной защиты окрашиваемых поверхностей в процессе производства, транспортировки и хранения
4. Водостойкие	Стойкие к пресной воде и ее парам, а также к морской воде
5. Специальные	Стойкие к рентгеновским и другим излучениям, светящиеся, противообрастающие и др.
6. Маслобензостойкие	Стойкие к воздействию минеральных масел, бензина, керосина и других нефтепродуктов, содержащих не более 20 % ароматических соединений
7. Химически стойкие	Стойкие к воздействию кислот, щелочей и других жидких химических реагентов и их паров
8. Термостойкие	Стойкие к воздействию повышенных температур
9. Электроизоляционные	Стойкие к воздействию электрического напряжения, тока, электрической дуги и поверхностных разрядов

Алкидные (*ПФ*, *ГФ*) обладают высокой атмосферостойкостью, эластичностью, хорошей адгезией к металлу. К недостаткам следует отнести длительный процесс сушки, невысокую химическую стойкость. Выпускают грунтовки марок ПФ-0142, ГФ-0119, ГФ-079, ГФ-089 и эмали ПФ-1126, ПФ-1126А и др.

Алкидностирольные (*МС*) превосходят алкидные по скорости высыхания, твердости, водостойкости, лучше противостоят действию масел, слабых растворов щелочей и кислот, устойчивы до +80 °С, но более подвержены старению, склонны к потемнению. Выпускают грунтовки МС-067, МС-0141, лаки МС-25, МС-0154, МС-5Б, эмали МС-17, МС-160 (молотковые), МС-1181, МС-1181А, МС-411 и др.

Фенолформальдегидные (*ФЛ*, *ФА*) имеют повышенную твердость, водостойкость, стойкость к нефтепродуктам и могут работать при температуре до 160 °С, но их отличает хрупкость пленки и слабая адгезия к металлу. Находят ограниченное применение.

Мочевиноалкидные (*МЧ*) характеризуются твердостью пленки, блеском, хорошим декоративным видом, светостойкостью, стойкостью к слабым растворам кислот и щелочей, маслам, но одновременно хрупкостью и слабой адгезией к металлу, поэтому их применяют в сочетании с другими алкидными ЛКМ, реже эпоксидными и акриловыми. Могут быть холодного отверждения (лак МЧ-52, эмаль МЧ-181) для деревянных поверхностей и горячего

отверждения (эмали МЧ-13, МЧ-240) для получения покрытий на металлических поверхностях.

Меламиноалкидные (*МЛ*) обладают лучшей атмосферостойкостью в сравнении с ЛКМ типа МЧ. Выпускают эмали МЛ-12, МЛ-165 (молотковые), МЛ-158, МЛ-152, МЛ-197, МЛ-924 и др.

Эпоксидные (*ЭП*) характеризует хорошая адгезия к металлу, высокая твердость пленки, эластичность, химическая стойкость, способность работать при высоких температурах, устойчивость к морской воде. Однако некоторые из ЭП отличаются низкой светостойкостью, теряют глянец, темнеют в атмосферных условиях, имеют высокую температуру и продолжительное время отверждения, слабую деформационную стойкость покрытия. На основе эпоксидных смол изготавливают порошковые композиции. Краска П-ЭП-177 применяется для электроизоляции изделий сложного профиля, окраски приборов и электрооборудования. Краска П-ЭП-219 — для защитно-декоративных покрытий электроприборов, а П-ЭП-967 — для электроизоляции изделий.

Полиуретановые (*УР*) имеют высокую адгезию к металлическим и неметаллическим поверхностям, стойкость к истиранию, твердость и эластичность пленки, способность работать в широком диапазоне температур (от —60 до 130 °С), химическую стойкость. Ряд эмалей может работать в тропическом климате. Пары полиуретановых ЛКМ токсичны (действуют на органы дыхания), поэтому при работе с этими ЛКМ необходимо соблюдать правила техники безопасности.

Кремнийорганические (*КО*) имеют повышенные термо- и влагозащитные свойства. Эмаль КО-198 обладает тропикостойкостью, устойчива к морской воде, парам серной и соляной кислот, сероводорода и сернистого газа. Эмаль КО-823 не разрушается при перепаде от —60 до +500 °С.

Каждому ЛКП соответствует буквенно-цифровое обозначение: для лаков — из четырех элементов, для пигментированных материалов — из пяти. Первый элемент — вид лакокрасочного материала, обозначаемый словом: лак, краска, эмаль, грунтовка. Для масляных и алкидных красок с одним пигментом — наименование пигмента: белила цинкованные. Второй элемент — тип пленкообразующего вещества, обозначаемый буквами; между первым и вторым элементами в некоторых случаях ставится буквенный индекс, который отделяется от второго элемента тире: Б — для лака без летучего растворителя, В — для водоразбавляемых материалов, П — для порошковых красок, Э — для водоэмульсионных, ОД — для органодисперсионных. Третий элемент — группа условий эксплуатации, обозначаемая цифрой от 1 до 9 (табл. 2.3). Второй элемент от третьего отделяется запятой. Для грунтовок и полуфабрикатных лаков на месте третьего элемента ставится 0, а для шпатлевок — 00. Для масляных густотертых красок 0 ставится после тире перед четвертым элементом. Четвертый элемент — порядковый номер лакокрасочного материала, обозначается одной, двумя или тремя цифрами. Для масляных и алкидных красок на месте четвертого элемента стоит цифра, обозначающая олифу, на которой сделана краска: 1 — натуральная, 2 — оксоль, 3 — глифталевая, 4 — пентафталевая, 5 — комбинированная. Иногда после четвертого элемента ставится буквенный индекс, указывающий некоторые особенности покрытия: М — матовое, Г — глянцевое, ПМ — полуматовое, К — покрытие кистью, Н — с наполнителем и т. д. Пятый элемент — цвет покрытия, обозначаемый словом.

Примеры обозначений: *Лак БТ-99* — лак битумный электроизоляционный (9 — порядковый номер); *лак ЭП-730* — лак эпоксидный химически стойкий (30 — порядковый номер); *эмаль МЛ-165 ПМ зеленая* — эмаль меламиновая атмосферостойкая зеленая полуматовая; *шпатлевка ЭП-0010 красно-коричневая* — шпатлевка эпоксидная красно-коричневая, 10 — порядковый номер.

В технической документации наряду с обозначением марки указывают класс покрытия. Каждому выпускаемому в СССР лакокрасочному материалу присваивается также код из 10 цифровых десятичных знаков по Всесоюзному классификатору промышленной и сельскохозяйственной продукции (ОКП). Введение цифровых кодов позволяет производить обработку информации при планировании и учете производства с помощью ЭВМ.

Перед нанесением лакокрасочного покрытия для лучшей адгезии его с поверхностью изделий осуществляют подготовку поверхности — механическую, химическую, термическую очистку. К механической очистке относятся пескоструйная и гидропескоструйная обработка, дробеструйная очистка, крацевание, зачистка шкурками и т. д. Химическая очистка заключается прежде всего в обезжиривании растворителями или горячими щелочными растворами. Для повышения стойкости покрытия детали из черных металлов перед окраской фосфатируют. Можно хроматировать алюминиевые, магниевые и цинковые сплавы, а алюминиевые — анодировать. Перед окраской коррозионно-стойкие стали пассивируют. Для грубых конструкций (толщина стенок более 6 мм) иногда используют термический способ очистки поверхности перед окраской с помощью пламени кислородно-ацетиленовой горелки. Старые ЛКП удаляют механической очисткой или различными смывками. Возможно также нанесение ЛКП без удаления слоя ржавчины. В этом случае поверхность обрабатывают преобразователями ржавчины.

Первая операция после зачистки — грунтование. Назначение этой операции — создание прочной связи между окрашиваемой поверхностью и последующими слоями. Слой грунта должен быть тонким (15—20 мкм) по сравнению с другими слоями. Вторая операция — шпатлевание. Применяют для выравнивания загрунтованной поверхности. Обычно наносят не более трех слоев шпатлевки максимальной толщиной 0,5 мм для каждого слоя. После

2.4. Марки защитных эмалей в различных условиях эксплуатации

Условия эксплуатации	Марки ЛКМ
Внутри помещений	ГФ-242, ПФ-241М, ПФ-241ПМ, ПФ-241М (для оптических приборов), МЛ-242 (по грунту МЧ-042), МЛ-283, МЧ-240, МЧ-240ПМ, МЧ-240М, МЧ-277
В атмосферных условиях	АК-171 (по грунту МЧ-02)
В умеренном и тропическом климате под навесом	ПФ-163, МЛ-279, МЛ-279ОП, ЭФ-1118ПГ, ЭФ-1118ПМ, ЭФ-1118М (по грунту ЭФ-083)
В умеренном и тропическом климате внутри помещений	УР-175, МЛ-1156, ЭП-148
В тропическом климате	ЭП-274

высыхания каждый слой шлифуют шкурками с зернистостью, выбираемой в зависимости от вида ЛКП (обычно от 16 до 3). Третья операция — нанесение собственно ЛКП. Наиболее часто осуществляют краскораспылителями, но можно применять и другие способы. Четвертая операция — сушка. От качества этой операции зависят внешний вид и свойства лакокрасочного покрытия. Различают холодную сушку (12—20 °С) и горячую (при повышенных температурах). При горячей сушке могут применяться разные способы нагрева: конвективный, терморадиационный, индукционный, ультрафиолетовым и ионизирующим излучениями, потоком электронов и т. д.

Классификация ЛКП по применению. Применение ЛКП определяется свойствами покрытия.

Лакокрасочные защитные покрытия (табл. 2.4, 2.5) используют для защиты деталей приборов от коррозии. Обычно в качестве таких ЛКП применяются покрытия на основе алкидных глифталевых и пентафталевых карбамидо- и меламиноформальдегидных, эпоксидных, масляно-битумных и других ЛКМ.

Лакокрасочные декоративные покрытия (табл. 2.6) наряду с защитными свойствами обладают еще и определенными декоративными свойствами. Так, некоторые из декоративных ЛКП в процессе высыхания образуют рельефную или рисунчатую поверхность, улучшающую декоративные свойства покрытия. К ним относят «молотковые», «шагрень», «мороз», трескающиеся, лессирующие, имитационные и др. Уменьшения бликов на лицевых частях приборов достигают с помощью матовых покрытий. Для получения матовой поверхности существует несколько способов: создание микронеоднородностей в покрытии за счет изменения объемной концентрации пигментов, введение матирующих добавок, механическая обработка абразивами, травление в кислотах, создание в пленке пор, соизмеримых с длиной волны падающего света. В целях образования матовых покрытий на приборах применяют эмали ХС-1107М и ХС-1107ГМ, МЧ-240М, ЭФ-1118М и др. Эмаль

2.5. Свойства защитных эмалей

Марка эмали	Температура сушки, °С	Продолжительность сушки, ч	Твердость пленки, усл. ед.	Адгезия, баллы	Цвет	Блеск, %	Стойкость, ч		
							в воде	в бензине	в масле
АК-171	150	0,5	0,6	2	Белый	58	24	—	—
ГФ-245	80	2,5	0,2	—	Светло-серый	30		24	24
ПФ-163	100		0,3	1	Черный	50		20	24
ПФ-241ПМ	150	2	0,4	—	Черный	—	6	6	
ПФ-241М		1,5					12		
ПФ-241ГМ			0,3		Выпускают шести цветов		2		
УР-175	20	24					—	—	—
	120	1,5							
МЛ-242	100	1	0,55	1	Белый	56	6	3	24
МЛ-279ОП	120				Выпускают шести цветов	20—26			
МЛ-279						20—36			
МЛ-283	100		0,35		Белый	56	6	—	—
МЛ-1156			0,5		Выпускают пяти цветов	50	24	24	24
МЛ-240	110		0,4	0,5					
МЧ-240ПМ	130		—	0,4		20—27			
МЧ-240М						10			
МЧ-277	120		0,5	—	Черный	—		—	—
ЭП-148				1	Белый	55			
ЭП-274	150		0,55	2	Серый, черный	—	—		
ЭФ-1118ПГ	120			1	Черный	32—40			
ЭФ-1118ПМ						22—27			
ЭФ-1118М						8			

2.6. Марки, свойства и условия эксплуатации декоративных эмалей

Марка эмалей	Декоративное свойство	Температура сушки, °С	Продолжительность сушки, ч	Условия эксплуатации
МЛ-165, МЛ-165М	Молотковые	120	1	Для всех климатических зон
НЦ-221		20	24	Для работы в помещении
МА-224	Муар	80 160	12 2	Для отделки радиоаппаратуры при температуре от —60 до 60 °С
МЛ-158	Шагрень	20	0,5	В атмосферных условиях и при действии масел
МЛ-169	Лессирующие	120	1	

черная АК-512 имеет степень блеска не более 3 % и степень черноты 0,90.

Лакокрасочные специальные покрытия кроме защитно-декоративных свойств обладают другими физическими свойствами: высоким электросопротивлением или электропроводностью, повышенной радиационной стойкостью и теплопроводностью, высокой эрозионной стойкостью, большим отражением и т. д.

К этой группе покрытий относятся электроизоляционные лаки и эмали, флуоресцентные покрытия. Первые применяются для окраски внутренних поверхностей электрических машин и токопроводов, резисторов, конденсаторов и других электро- и радиодеталей, для лакирования и эмалирования проводов. Вторые — для нанесения отличительных знаков, улучшения видимости деталей приборов и оборудования. Такие покрытия способны часть поглощаемой энергии возвращать обратно в виде излучения. Промышленность выпускает ЛКМ, флуоресценция которых возникает под действием дневного света, искусственного освещения, электрического поля, радиоактивного распада и т. д. Для флуоресцентных покрытий выпускают эмали АС-554, АС-560, лаки-фильтры АС-528, АС-552 и др.

Флуоресцентная эмаль дневная АС-554 (красная или оранжевая) представляет собой суспензию органического люминофора в лаке АК-0183. Наносят эмаль в два слоя на поверхность, предварительно покрытую тремя слоями грунта ВЛ-02, АК-069 или АК-070 и двумя слоями белой эмали АС-599. Сверху покрытие защищают двумя слоями лака АС-528.

Правильный выбор всех составляющих ЛКП (грунтовки, шпатлевки, эмали) для конкретной поверхности гарантия высокого качества покрытия.

2.7. Свойства грунтовок и шпатлевок

Марка, цвет	Температура сушки, °С	Продолжительность сушки, ч	Растворитель
ГФ-021, красно-коричневый	100—110 20	0,5 24	Сольвент, ксилол, смесь уайт-спирита с сольвентом или ксилолом (1 : 1)
ФЛ-03-К, коричневый	100—110 20	0,5 12	
ФЛ-03-КК, красно-коричневый	100—110	0,5	
ФЛ-03-Ж, желтый	100 20	0,5 12	
ГФ-031, желтый	100	2,5	
ЭП-09-Т, желтый, красный	150	—	Смесь этилцеллозольва с ацетоном
ЭП-00-10, ЭП-00-20, красно-коричневый	20 20 50—60	24 24 8	Р-40, 646 Р-4, Р-5, Р-40
ПФ-002, красно-коричневый	20 80	24 1	Уайт-спирит, скипидар

Для черных металлов широко применяют грунтовки ГФ-021, ФЛ-03-К, ФЛ-03-КК. Без грунта можно наносить ЭП, ВЛ, МА и БТ покрытия, причем ЭП можно наносить по грунтовке ЭП-09-Т.

Битумные (БТ) покрытия наносят по грунтовкам БТ-180 и БТ-538 на все металлические поверхности.

По алюминию, магнию и их сплавам применяют грунтовки ФЛ-03-Ж и ГФ-031. Эпоксидные покрытия наносят по грунту ЭП-09-Т желтый. По меди, латуни и бронзе применяют грунты ФЛ-03К и ФЛ-03-КК. Эпоксидные покрытия наносятся по грунту ЭП-09-Т красный или без грунта. Для выравнивания поверхностей, загрунтованных грунтом ГФ-021, применяют шпатлевку ГФ-0075, для выравнивания стальных поверхностей — шпатлевки ЭП-00-10, ЭП-00-20, ПФ-002, а для выравнивания стальных, титановых, алюминиевых и магниевых поверхностей, подвергавшихся кратковременному нагреву — КО-001. Наиболее распространенные марки грунтовок и шпатлевок приведены в табл. 2.7.

2.5. Смазочные материалы для точных механизмов и приборов

Работоспособность узлов трения в значительной степени зависит от правильного выбора марки и количества смазочного материала (СМ). Особенно возрастает роль СМ при работе узлов трения в экстремальных условиях.

Для смазки узлов трения точных механизмов и приборов применяются СМ различных типов: твердые, жидкие (масла) и пластичные. Твердые СМ используют при высоких температурах (350—400 °С), когда масла и пластичные смазки неработоспособны

2.8. Смазочные масла и области их применения

Марка масла, ГОСТ, ТУ, диапазон рабочих температур, °С	Область применения и особенности эксплуатации
МВП ГОСТ 1805—76 (—60) — (110)	Контрольно-измерительные, медицинские приборы, малонагруженные узлы трения механизмов (контактные напряжения до 80 МПа), пневмоамортизаторы
ВНИИ НП-6 ТУ 38 001168—79 (—50) — (80)	Высокоскоростные и чувствительные подшипники осей подвеса авиационных приборов. Масло кратковременно работоспособно до 150 °С
МП-601 ТУ 38 101787—79 (—60) — (180)	Приборы летательных аппаратов, шарикоподшипники микроэлектродвигателей, узлы трения медицинской аппаратуры, чувствительные подшипники контрольно-измерительных приборов, работающих при атмосферном давлении
МП-605 ТУ 38 10178—80 (—60) — (200)	Шарикоподшипники электродвигателей, камниевые опоры приборов. Масло работоспособно при давлении до $1{,}33 \cdot 10^{-6}$ Па. Используется для подпитки пластичных смазок в подшипниках качения в целях увеличения их ресурса
МП-609 ТУ 38 10176—81 (—70) — (100)	Приборные подшипники с высокой чувствительностью при низкой температуре. Масло обеспечивает минимальный момент трогания при температурах от —60 до —70 °С. Кратковременно работает при 120 °С
МП-610 ТУ 38 101120—76 (—60) — (300)	Авиационные приборы, подшипники сельсинов, часовых приводов приборов, работающих под водой. Масло работоспособно в атмосфере кислорода и воздуха
МП-714 ТУ 38 101610—76 (—40) — (150)	Узлы трения часовых механизмов и точных приборов, работающих в условиях повышенной температуры и радиации
МП-715 ТУ 38 101216—77 (—40) — (150)	Высокоскоростные точные подшипники авиационных приборов, узлы трения карданных подвесов. Используется как заменитель масла ВНИИ НП-6 в опорах, работающих в безвоздушной среде
132-07 (ОКБ-122-4) ТУ 6-02-897—78 (—50) — (100)	Малонагруженные узлы трения контрольно-измерительных приборов и микродвигателей (контактные напряжения свыше 80 МПа)
132-08 (ОКБ-122-5) ГОСТ 18375—73* (—70) — (100)	Малонагруженные (до 1500 МПа) подшипники в редукторах приборов, узлы трения счетно-решающих устройств
132-21 (ОКБ-122-16) (—60) — (100)	Подшипники и узлы трения различных приборов
ВНИИ НП-1-ЧМО (ГОСТ 13374—67*) (—60) — (170)	Приборы времени и другие устройства типа часовых механизмов с длительным ресурсом

или малоэффективны. Масла рекомендуются для узлов трения, работающих при малых значениях нагрузок и частот вращения, а также для подпитки подшипниковых узлов. Пластичные смазки имеют больший по сравнению с маслами срок службы, чем объясняется их широкое применение в узлах трения. Пластичные смазки незаменимы в тех случаях, когда невозможно обеспечить герметизацию узла трения или его пополнение СМ [126]. Любой СМ должен снижать или устранять износ деталей, не допускать задира трущихся поверхностей, обеспечивать отвод тепла, выделяющегося при трении, уплотнять узел, защищать его рабочие поверхности от коррозии и загрязнений. Перечисленные требования к СМ должны удовлетворяться при любом положении узла трения в пространстве, различных условиях эксплуатации и обеспечиваться минимальным количеством СМ, в ряде случаев не сменяемым и не пополняемым в течение всего времени работы и хранения механизма и прибора.

Смазочные масла, рекомендуемые [32] для узлов трения точных механизмов и приборов, приведены в табл. 2.8. В зависимости от области применения масла можно условно разделить на три группы: общего, специального назначения и часовые.

Физико-химические свойства масел даны в табл. 2.9. Основным техническим показателем для выбора марки смазочного масла является его вязкость, определяемая по ГОСТ 33—82* в зависимости от температуры. При выборе масел следует учитывать условия работы прибора. При больших нагрузках и температурах применяют масла с высокой вязкостью. Для скоростных подшипников рекомендуются масла с меньшей вязкостью, так как они уменьшают тепловыделение в узле трения. При отрицательных температурах (от —40 до —60 °С) происходит резкое возрастание вязкости масел, что влияет на пусковые характеристики и работоспособность узлов трения и поэтому ограничивает их применение при низких температурах [133].

Пластичные смазки, используемые в точном приборостроении, приведены в табл. 2.10. Наиболее распространенной приборной смазкой, рекомендуемой для электромеханических устройств приборов (радиоэлектронных, навигационных, счетно-решающих, систем автоматического управления), является смазка типа ОКБ-122-7 или ее модификация ОКБ-122-7-5 [112]. Тем не менее многие опоры приборов, микроэлектродвигателей, зубчатые передачи работают в таких условиях, где применение указанной приборной смазки нецелесообразно. Так, для гироскопических приборов, работающих при больших частотах вращения подшипников, имеющих малые габаритные размеры, рекомендуются смазки типа ВНИИ НП-233, ВНИИ НП-228, ВНИИ НП-260, обладающие хорошими противоизносными свойствами и обеспечивающие безотказную работу гироскопа без смены и пополнения СМ в течение многих лет. Для уменьшения потерь на трение гироскопические двигатели эксплуатируются в вакууме или среде инертного газа

2.9. Основные характеристики смазочных масел

Марка масла	Вязкость кинематическая $\mu \cdot 10^8$, м²/с, (ГОСТ 33—82*) при температуре, °С							Температура застывания, °С
	200	100	50	20	—40	—50	—60	
МВП	—	2,3	6	14	1 600	10 650	—	—60
ВНИИ НП-6	—	3,0	9	24	1 700	5 200	23 000	—65
МП-601	4,0	10	23	45	470	1 500	3 500	—90
МП-605	5,5	17	35	70	1 050	2 500	6 500	—90
МП-609	—	6	12	20	110	200	450	—110
МП-610	17,9	57	116	150	950	1 800	3 300	—90
МП-714	—	12	43	200	15 300	—	—	—10
МП-715	—	5	17	62	18 000	—	—	—53
132-07 (ОКБ-122-4)	—	—	—	28—33	—	1 300	—	—70
132-08 (ОКБ-122-5)	—	7,5	20	50	790	1 300	6 000	—60
ВНИИ НП 1-ЧМО	—	30	103	310	7 000	—	—	—60
132-21 (ОКБ-122-16)	—	—	—	45—65	—	5 000	—	—70

Испаряемость, % (ГОСТ 9566—74) за 100 ч при температуре, °С			Износостойкость, ч, пленки при 150° С. P = 1110 МПа, n = 1500 об/мин	Характеристики пар трения при v = 0,54 см/с				Работоспособность, ч, на установке «Гистерезис» при 150 °С
				Сталь/рубин P = 230 МПа		Сталь/латунь P = 890 МПа		
200	150	100		f	d_0, мкм	f	d_0, мкм	
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	50	1	9000	0,13	100	0,29	510	5,5
50	20	0	20	—	—	—	—	16,5
2,5	0	0	16	0,14	240	0,15	380	—
—	—	5	16	0,21	240	0,31	610	3,5
0,3	0	0	16	0,21	160	0,28	510	7,5
—	8	0,5	—	0,14	190	0,22	340	—
—	8	0,5	9000	—	—	—	—	25,0
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	25	—	0,11	180	0,21	350	—
—	7	3	—	0,17	150	0,15	310	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечания: 1. Приведены усредненные данные результатов анализа масел ряда партий. 2. f — коэффициент трения, d_0 — диаметр пятна износа.

(водорода, гелия), что ужесточает требования, предъявляемые к СМ. Для авиационных приборов предназначены СМ типа ЭРА, ВНИИ НП-254, но в ряде случаев могут быть использованы приборные смазки (ВНИИ НП-223, ВНИИ НП-228, ОКБ-122-7 и др.).

Ассортимент смазок, применяемых в оптических приборах, довольно велик [119]. В табл. 2.10 приведены наиболее рекомендуемые, обеспечивающие длительную (10—15 лет) работу без замены и пополнения: АЦ-1, АЦ-3, «Дельта I», «Дельта III», ВНИИ НП-299, ВНИИ НП-290. В зависимости от условий эксплуатации деталей в оптических приборах могут быть использованы смазки следующих марок: ОКБ-122-7, ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-221, ВНИИ НП-274 и др.

Окружающая среда накладывает ограничения на выбор марки СМ. Рекомендуется использовать смазки в следующих условиях: высокого вакуума — ВНИИ НП-274, ВНИИ НП-293, высоких температур — ЦИАТИМ-221, ВНИИ НП-274, ВНИИ НП-247, ВНИИ НП-501, ВНИИ НП-235, ВНИИ НП-233, низких температур — ВНИИ НП-271, агрессивных сред (неорганические кислоты, щелочи, спирты и др.) — ВНИИ НП-279, ВНИИ НП-282, ВНИИ НП-280. Имеется ряд смазок, предназначенных для работы в арктических (ВНИИ НП-271) и тропических (ВНИИ НП-274, ВНИИ НП-293) условиях, в закрытом объеме (ВНИИ НП-247).

При выборе СМ необходимо учитывать конструкцию узла трения, режим его работы, окружающую среду, а также специальные требования. Пластичные смазки, в состав которых входят сложные эфиры (ВНИИ НП-293, ВНИИ НП-271, ВНИИ НП-282 и др.), не рекомендуются при контакте с пластмассовыми деталями.

Режим работы СМ определяется частотой вращения, нагрузкой и температурой в зоне эксплуатации. При выборе типа СМ определяющей является величина скоростного фактора dn (мм·об/мин). В приборных механизмах пластичные смазки используются практически при любом значении dn. Предельные значения скоростного фактора, при которых целесообразно применение пластичных СМ, равны: для приводных двигателей приборов $dn = 3{,}5 \times \times 10^5$ мм·об/мин, для гироскопических приборов $dn = 10^6$ мм × × об/мин. При значениях dn, превышающих указанные, следует применять масла.

Подшипники качения работают при различных нагрузках в зоне трения. Принято считать нормальными условия работы при действии контактных напряжений в пределах 10^3 — $1{,}5 \cdot 10^3$ МПа, тяжелыми — более $2 \cdot 10^3$ МПа. Чем выше нагрузка, тем большей вязкостью должен обладать СМ (табл. 2.11). Обычно противоизносные и противозадирные свойства почти всех пластичных СМ достаточно высоки, чтобы обеспечить нормальную работу узлов трения. При сочетании высоких нагрузок и больших скоростей следует применять СМ с высокими противозадирными и противоизносными свойствами.

Температура эксплуатации значительно ограничивает выбор СМ. При температурах до 100 °С используют пластичные СМ на минеральных маслах (ВНИИ НП-260, ЭРА, ОКБ-122-7), так

2.10. Пластичные СМ и области их применения

Марка СМ, ГОСТ, ТУ, диапазон рабочих температур, °С	Область применения и особенности эксплуатации
ОКБ-122-7 ГОСТ 18179—72* (—60) — (120)	Узлы трения приборов и точных механизмов, зубчатые червячные зацепления, фрикционные механизмы, винтовые передачи. Основной приборный СМ, рекомендуемый для узлов трения всех типов. Обладает хорошими противозадирными и консервационными свойствами. При средних нагрузках и частотах вращения работоспособен до температуры 80 °С, термоупрочняется при температуре 120 °С
ВНИИ НП-223 (—45) — (150)	Скоростные шарикоподшипники гироскопических устройств, подпятники, подвесы, маломощные зубчатые передачи. Работоспособен при малых нагрузках, высоких частотах вращения (до 60 000 об/мин). Длительно работоспособен при остаточном давлении 13,3 Па
ВНИИ НП-228 ГОСТ 12330—77* (—45) — (150)	Скоростные шарикоподшипники гироскопических устройств, чувствительные опоры точных механизмов и узлов трения счетно-решающих устройств. Условия эксплуатации те же, что и у СМ ВНИИ НП-223. При недостаточной герметизации узлов трения температурный диапазон ограничен до 120 °С. Содержит ядовитую противоизносную присадку
ВНИИ НП-260 ГОСТ 19832—74* (—50) — (180)	Скоростные подшипники гироскопических приборов. Работоспособен при малых нагрузках, частотах вращения до 60 000 об/мин и остаточном давлении 13,3 Па, кратковременно до 0,133 Па. При недостаточной герметизации узлов трения работоспособен при температуре до 80 °С
АЦ-1, АЦ-3 ТУ 38101383—73 (—60) — (65)	Трущиеся поверхности точных механизмов и приборов, резьбовые соединения, шестеренчатые и червячные передачи оптических приборов с зазорами в сопряжениях более 50 мкм (АЦ-1) и менее 20 мкм (АЦ-3). Обладает хорошими противоизносными свойствами
«Дельта I» «Дельта III» ТУ 38 101833—80 (—40) — (60)	Окуляры с многозаходной резьбой в тех случаях, когда смазки типа АЦ нарушают плавность хода и вызывают заедание. При зазорах в резьбе более 20 мкм применяют СМ типа «Дельта I», в узлах с зазором до 20 мкм — «Дельта III»
ВНИИ НП-299 ТУ 38 101324—72 (—30) — (50)	Механизмы панорамирующих устройств кино- и фотоаппаратуры. Обеспечивает плавный ход и четкое фиксирование подвижных деталей при высоких температурах (до 100 °С и выше)
ВНИИ НП-290 ТУ 38 401329—81 (—40) — (50)	Сопряженные оправы объективов кинофотоаппаратуры. СМ кратковременно работоспособен при температуре до 150 °С
ЭРА (ВНИИ НП-268М) ТУ 38 101950—83 (—60) — (120)	Подшипники качения и скольжения электродвигателей, электромеханические модули. Обеспечивает лучшие эксплуатационные свойства, чем СМ ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-221, ОКБ-122-7. Работоспособен при остаточном давлении 666,5 Па. Несовместим с СМ ЦИАТИМ-221 и ВНИИ НП-254

Продолжение табл. 2.10

Марка СМ, ГОСТ, ТУ, диапазон рабочих температур, °С	Область применения и особенности эксплуатации
ВНИИ НП-254 ТУ 38 40146—83 (—60) — (120)	Узлы трения скольжения, работающие при высоких (150—250 МПа) знакопеременных нагрузках, винтовые механизмы. Представляет собой металлоплакирующий СМ с высокими противозадирными свойствами. Обеспечивает работу подшипников скольжения при параметрах $p = 30$ Н/мм²; $pv = 2040$ Н/(мм·с), где v — скорость скольжения, мм/с; p — удельное давление
ВНИИ НП-274 ГОСТ 19337—73* (—80) — (160)	Малогабаритные прецизионные шарикоподшипники, маломощные редукторы, эксплуатируемые в высоком вакууме. Микроэлектромашины, точные механизмы, приборы, работающие при нормальном давлении. Обладает морозоустойчивостью, низкой испаряемостью, высокой механической стабильностью, работоспособен при остаточном давлении $1{,}3 \cdot 10^{-5}$ Па и частотах вращения до 30 000 об/мин
ВНИИ НП-293 ТУ 38 101604—76 (—60) — (150)	Шарикоподшипники (с внутренним диаметром до 6 мм) электрических машин малой мощности и различных приборов. Работоспособен при малых нагрузках и частотах вращения до 14 000 об/мин. При температуре выше 140 °С наработка снижается. Обеспечивает малый момент трения при температуре —60 °С. Может работать в вакууме
ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433—80* (—60) — (150)	Подшипники качения электромашин систем управления, приборов с частотой вращения до 10 000 об/мин, малонагруженные редукторы, узлы трения скольжения при малых нагрузках и ресурсах. Обладает химической стойкостью, инертностью по отношению к резине и полимерным материалам, но плохими противоизносными свойствами. Гигроскопичен, не рекомендуется к применению для чувствительных к моменту трения маломощных электрических машин. Работоспособен при остаточном давлении 666,5 Па, кратковременно работоспособен при температуре до 180 °С
ВНИИ НП-207 ГОСТ 19774—74* (—60) — (200)	Подшипники качения маломощных механизмов (до —40 °С), авиационные электромашины, работающие при высоких температурах (до 150 °С), криогенная техника. Имеет лучшие высокотемпературные и противоизносные свойства, но худшую морозостойкость, чем СМ ЦИАТИМ-221. Влагостоек. Работоспособен при температуре 150—180 °С, кратковременно до 200 °С и остаточном давлении 666,5 Па. Обеспечивает работу подшипников качения при высоких частотах вращения (до 10 000 об/мин) в течение длительного времени (до 3000 ч)
ВНИИ НП-247 (ТОПАЗ) ТУ 38 401541—85 (—60) — (180)	Подшипники качения с частотой вращения до 12 000 об/мин, зубчатые передачи электровентиляторов, микромашин малой мощности. Создает большой момент трения при температуре —60 °С

Продолжение табл. 2.10

Марка СМ, ГОСТ, ТУ, диапазон рабочих температур, °С	Область применения и особенности эксплуатации
ВНИИ НП-501 ТУ 38 101918—82 (—40) — (400)	Узлы трения скольжения. Обладает высокими противоизносными свойствами, инертен по отношению к черным и цветным металлам при температуре 200 °С. Работоспособен при остаточном давлении 666,5 Па
ВНИИ НП-235 ТУ 38 101297—78 (—60) — (250)	Подшипники качения с колебательным движением, работающие при небольших скоростях. Работоспособен при остаточном давлении 666,5 Па. Не обеспечивает стабильности параметров при длительном хранении
ВНИИ НП-233 ТУ 38 101687—77 (—40) — (300)	Подшипники качения и скольжения с качательным и вращательным движением. Рекомендуется для смазывания сопряженных поверхностей металл — резина. Обладает высокими противоизносными свойствами, низким коэффициентом трения, инертностью по отношению к резинам
ВНИИ НП-271 ТУ 38 101603—76 (—60) — (130)	Высокоскоростные шарикоподшипники электро- и гиродвигателей, оптические приборы (для смазывания скоростных элементов шторного затвора). Обеспечивает большой ресурс и малые моменты трогания при температурах до 100 °С и малые моменты трения при температуре —50 °С. Рекомендуется для подшипников с высокими контактными давлениями и скоростями
ВНИИ НП-279 ГОСТ 14296—78* (—50) — (150)	Разъемы, резьбовые соединения, подшипники качения и скольжения, работающие в атмосферном воздухе и в агрессивных средах. Рекомендуется для применения при длительном контакте с горючими веществами и их парами. Обладает высокой стабильностью в агрессивных средах. Максимальная температура в контакте с агрессивными средами 50 °С. Является антифрикционным уплотнительным СМ
ВНИИ НП-282 ГОСТ 24926—81* (—45) — (150)	Резьбовые соединения, узлы трения, узлы автоматики и дыхательной аппаратуры, работающие в агрессивных средах и кислороде. Рекомендуется для подвижных резиновых уплотнений. Обладает хорошими противозадирными свойствами, высокой химической инертностью. Совместим с любыми инертными металлами, сплавами, полимерами, резинами. Влагостоек, нерастворим в кислотах, щелочах, спиртах, углеводородах и др., инертен по отношению к сильным окислителям. Работоспособен в среде газообразного кислорода
ВНИИ НП-280 ТУ 38 101818—80 (—60) — (150)	Кислородно-дыхательная аппаратура, подвижные резьбовые уплотнения. Обладает лучшей морозостойкостью, но более высокой испаряемостью, чем СМ ВНИИ НП-282. Работает в контакте с теми же агрессивными средами, что и СМ ВНИИ НП-282

2.11. Основные характеристики приборных СМ

Марка СМ	Вязкость динамическая ν, Па·с, при градиенте скорости деформации 10 $с^{-1}$ и температуре, °С (ГОСТ 7163—84)					Предел прочности (метод Б), Па, при температуре, °С (ГОСТ 7143—73*)		
	—50	—30	0	20	80	20	50	80
ЦИАТИМ-221	400—250	120—250 (—15 °С)	80—200	40—100	—	250—450	120	60—150
ВНИИ НП-207	—	600—1400	180—200	80—100	20	250—500	200—350	70
ВНИИ НП-223	650—850	200—400 (—40 °С)	60—100	5—60	—	200—300	150—200	50—200
ВНИИ НП-228	1300—3000	400—1000 (—40 °С)	40—80	2—10 (100 $с^{-1}$)	—	110—150	50—150	50—100
ВНИИ НП-233	—	370 (—20 °С)	100	65	15	50—160	150	60—80
ВНИИ НП-235	350 (—40 °С)	5 (—15 °С)	3 (100 $с^{-1}$)	1,5	—	100—150	120—190	100—180
ВНИИ НП-247	740—800	400 (—15 °С)	220	115	20	690	310—340	310
ВНИИ НП-254	400—650	145	50—180	50—70	—	300—400	100—250	110—200
ВНИИ НП-260	—	550 (—15 °С)	100 (100 $с^{-1}$)	20—40	—	110—170	50—180	50—140
ВНИИ НП-271	480	—	75	55	—	100—200	50—170	70
ВНИИ НП-274	300	—	80—100	50—65	45	270—370	100	150—200
ВНИИ НП-279	3000—3500	1000—2000	120—200	50—90	—	200—300	100—180	80—170
ВНИИ НП-280	260	100—600 (—40 °С)	—	—	—	350	220—250	—
ВНИИ НП-282	—	700—850	250	160—280	—	280—750	400—600	140—350
ЭРА (ВНИИ НП-286М)	180—350	200—280	115	50—80	—	200—400	140—300	50—200
ВНИИ НП-290	2500	300—1000	70—150	30—50	—	140—200	120	80—110
ВНИИ НП-293	80	—	18	12	35 (50 °С)	140—170	70—300	140—150
ВНИИ НП-299	2000	—	680	450	—	280	1000	450
ВНИИ НП-501	—	1000—2300	215	65	12	190	100—400	80
ОКБ-122-7	2000—4000	600—1800	500—700	150—200	—	1000—1500	150—400	60—100
АЦ-1	2000	600—650 (—20 °С)	65	35	—	900—1100	—	800—1100 (—70 °С)
АЦ-3	560—1300	200—250 (—20 °С)	55—130	35—85	—	300—550	250—300	160—280 (—70 °С)
«Дельта I» («Крон I»)	1600	120—500	75	30	—	700—1500	380	220
«Дельта III» («Крон III»)	3500—5000	600—700	65—300	20—100	—	200—1000	200—600	100—300

как их работоспособность выше, чем у СМ на базовом синтетическом масле. При более высоких температурах (свыше 120 °С) рекомендуются СМ, приготовленные на основе синтетических масел (ВНИИ НП-223, ВНИИ НП-228, ЦИАТИМ-221, ВНИИ НП-274, ВНИИ НП-293 и др.). При очень высоких температурах (до 300 °С и выше) применяют пигментные смазки (ВНИИ НП-235, ВНИИ НП-233), использование которых при средних температурах (20—150 °С), больших частотах вращения и нагрузках нецелесообразно из-за малого ресурса работы. Масла работоспособны как при низких, так и при высоких температурах. При выборе масла следует учитывать температуру их застывания (табл. 2.9), которая должна быть на 15—20 °С ниже рабочей.

2.12. Значения коэффициента k_c

Условия эксплуатации изделия		k_c
Частота вращения n, об/мин	Температура T, °С	
До 3000	До 85	0,5—0,66
» 6000	» 100	0,33—0,5
6 000—30 000	» 100	0,25—0,33
Более 30 000	Более 100	0,33

Количество СМ зависит от конструкции подшипника и определяется свободным объемом подшипникового узла:

$$M_{см} = k_c \rho_{см} V.$$

Здесь k_c — коэффициент, характеризующий степень заполнения подшипника смазкой и определяемый в зависимости от условий работы изделия по табл. 2.12; V — свободный объем подшипника,

$$V = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)B - \frac{m}{\rho},$$

где D, d — наружный и внутренний диаметры подшипника; B — ширина подшипника; m — масса подшипника без смазки; $\rho_{см}$ — плотность СМ; ρ — плотность материала подшипника.

Экспериментальные исследования показали, что при работе подшипника в изделии часть СМ сбрасывается с рабочих поверхностей, поэтому коэффициент k_c на практике оказывается еще меньше. Так, при работе смазки ВНИИ НП-274 в условиях n = = 10 000 об/мин и $T_{ср} = (85 \pm 3)$ °С получено $k_c = 0{,}22$, для смазки ВНИИ НП-247 при тех же условиях $k_c = 0{,}32$. При малых дозах СМ ($k_c = 0{,}33$), работающего в условиях повышенных частот ($n > 30\,000$ об/мин) и температур, предъявляются жесткие требования по пусковым характеристикам узла трения при температуре —60 °С. В закрытых подшипниках дозы СМ могут быть увеличены, однако при большом количестве СМ возрастает момент сопротивления вращению, что особенно опасно при пониженных рабочих температурах. Учитывая результаты экспериментальных исследований, предложены дозы закладки СМ, приведенные в табл. 2.13. Как правило, конструктор назначает СМ, исходя из опыта его применения в аналогичных или близких по конструкции изделиях. Если подшипниковый узел работает в особых условиях

2.13. Дозы СМ для подшипников со змейковым сепаратором

Тип подшипника	Габаритные размеры $d \times D \times B$, мм	Свободный объем подшипника V, см³	Количество СМ, г	
			ЦИАТИМ-221 ВНИИ НП-246 ВНИИ НП-247 ЭРА	ВНИИ НП-271 ВНИИ НП-274 ВНИИ НП-293
1000092	2×6×2,3	0,019	0,006	0,005
62	2×7×2,5	0,024	0,007	0,005
2000083	3×7×2,5	0,027	0,007	0,005
1000093	3×8×3	0,040	0,012	0,01
23	3×10×4	0,080	0,025	0,02
1000094	4×11×4	0,112	0,03	0,025
24; 60024	4×13×5	0,203	0,06	0,04
60064	4×16×5,5	0,331	0,095	0,06
1000095	5×13×4	0,119	0,04	0,03
25; 60025	5×16×5	0,266	0,08	0,055
35	5×19×6	0,531	0,15	0,1
1000096	6×15×5	0,241	0,07	0,05
26; 60026	6×19×6	0,530	0,15	0,1
2000087	7×14×4	0,131	0,04	0,03
1000097	7×17×5	0,301	0,09	0,06
27; 60027	7×22×7	0,787	0,25	0,20
1000098	8×19×6	0,424	0,15	0,1
18; 60018	8×22×7	0,782	0,25	0,2
1000099	9×20×6	0,554	0,17	0,13
60089	9×22×7	0,791	0,25	0,2
29; 60029	9×26×8	1,262	0,35	0,25
100	10×26×8	1,052	0,35	0,25
60200; 200	10×30×9	1,794	0,6	0,4
10000901; 901	12×24×6	0,752	0,25	0,15
70000101	12×28×7	1,1706	0,35	0,25
6021; 201	12×32×10	2,232	0,7	0,5

(низкие температуры, высокие частоты вращения и т. д.), то эффективность применения СМ проверяют в процессе испытаний опытных образцов. При правильном выборе СМ должна обеспечиваться его сохранность и заданная работоспособность в узле трения. В ряде случаев, несмотря на учет всех требований при выборе СМ, невозможно обеспечить заданный ресурс ($10^4 - 8 \times \times 10^4$ ч) при одноразовой закладке его в узел трения. В том случае, когда исключены регламентные работы по замене и пополнению узлов трения СМ, необходимо применять устройства непрерывной подпитки, позволяющие в несколько раз увеличить ресурс работы подшипникового узла.

Работоспособность СМ в реальных условиях эксплуатации зависит от стабильности рабочих параметров СМ. Существующие методы оценки работоспособности СМ основаны на экспериментальных исследованиях и позволяют определять срок службы СМ по изменению температуры, момента трения в подшипнике или параметров физических процессов, характеризующих старение СМ.

Глава 3

ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ И ИХ СОЕДИНЕНИЙ

3.1. Общие принципы нормирования точности деталей и их соединений

Взаимозаменяемость деталей по геометрическим размерам обеспечивается единой системой допусков и посадок ЕСДП СЭВ и системой ОСТ. Этими системами установлены основные показатели точности изготовления деталей и предусмотрено их нормирование.

Основные термины и определения по допускам и посадкам. Приведены ниже в соответствии с ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 145—75).

Размер — числовое значение линейной величины в выбранных единицах.

Действительный размер — размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Предельные размеры — два предельно допустимых размера, наибольший и наименьший, между которыми должен находиться действительный размер детали.

Номинальный размер — размер, проставленный на чертеже и служащий началом отсчета отклонений.

Предельное отклонение — алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Различают верхнее и нижнее предельные отклонения.

Нулевая линия — линия, соответствующая номинальному размеру, от которой отсчитываются отклонения размеров при графическом изображении.

Допуск — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями.

Вал — термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей.

Отверстие — термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей.

Общепринятыми являются обозначения:

d, D — номинальные размеры вала и отверстия;

d_{max}, d_{min}, D_{max}, D_{min} — наибольший и наименьший размеры вала, отверстия;

es, ei — верхнее и нижнее отклонение вала;

ES, EI — верхнее и нижнее отклонение отверстия;

T, Td, TD, IT — допуск, допуск размеров вала и отверстия, допуск ИСО.

В соответствии с определениями имеем (рис. 3.1):

$$\left.\begin{aligned} es &= d_{max} - d; \quad ES = D_{max} - D; \\ ei &= d_{min} - d; \quad EI = D_{min} - D. \end{aligned}\right\} \qquad (3.1)$$

Посадка — характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов.

Зазор S — разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала (рис. 3.1, *а*).

Натяг N — разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия (рис. 3.1, *б*).

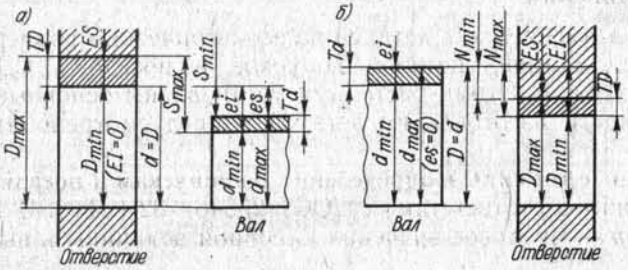


Рис. 3.1. Схема расположения полей допусков посадки: *а* — с зазором; *б* — с натягом

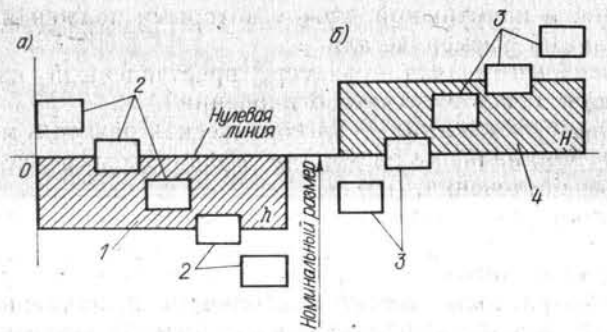


Рис. 3.2. Схема расположения полей допусков: *а* — в системе вала; *б* — в системе отверстия;

1 — поле допуска основного вала; *2* — поля допусков отверстия; *3* — поля допусков вала; *4* — поле допуска основного отверстия

Зазор и натяг определяют по формулам:

$$S = D - d; \quad S_{max} = D_{max} - d_{min}; \quad S_{min} = D_{min} - d_{max};$$
$$N = d - D; \quad N_{max} = d_{max} - D_{min}; \quad N_{min} = d_{min} - D_{max}.$$

Средний зазор (натяг) равен:

$$S_m = 0{,}5\,(S_{max} + S_{min}); \qquad N_m = 0{,}5\,(N_{max} + N_{min}).$$

Посадки разделены на три группы: с натягом, с зазором и переходные, допускающие небольшие натяги и зазоры.

Посадки осуществляют в одной из систем: в системе вала или системе отверстия.

Система вала — совокупность посадок, в которых различные зазоры и натяги получают соединением различных отверстий

с основным валом (рис. 3.2, *а*), на основной вал задают односторонний допуск в «материал» (в минус), верхнее отклонение вала равно нулю. Основному валу соответствует основное отклонение h.

Система отверстия — совокупность посадок, в которой различные зазоры и натяги получают соединением различных валов с основным отверстием (рис. 3.2, *б*). Нижнее отклонение основного

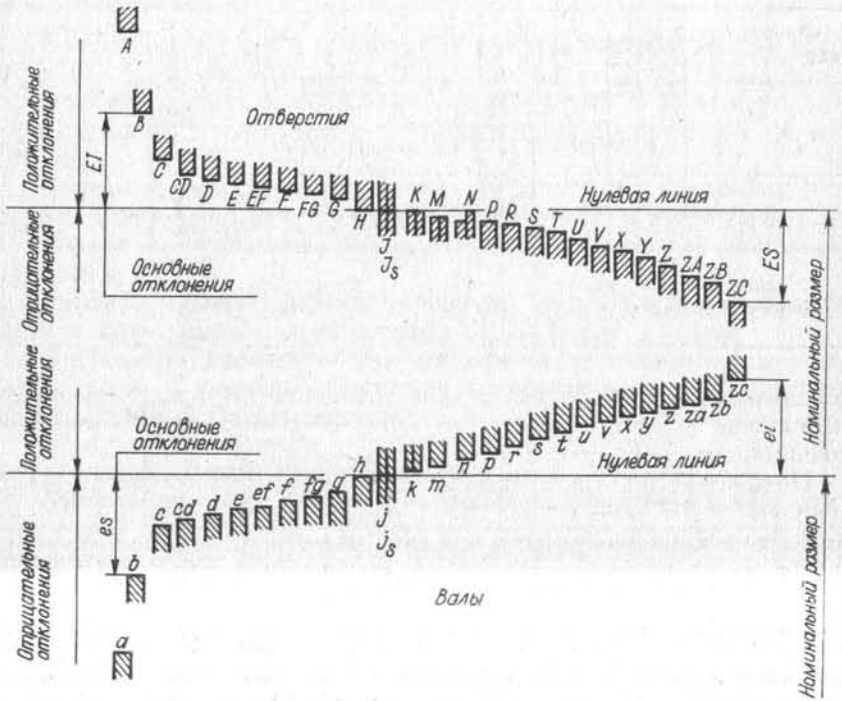


Рис. 3.3. Основные отклонения отверстий и валов в системе ISO ЕСДП СЭВ

отверстия равно нулю, верхнее отклонение — положительно (рис. 3.2, *б*). Основное отклонение основного отверстия обозначают буквой H.

Для одного номинального размера (интервала размеров) и квалитета точности величина допуска и расположение поля допуска основной детали остаются постоянными для всех посадок. Характер посадки обеспечивается изменением расположения поля допуска и значения допуска детали, сопрягаемой с основной (рис. 3.2).

Преимущественное применение должна иметь система отверстия, технически более простая и экономически более выгодная.

Систему вала рекомендуют применять при изготовлении деталей из пруткового калиброванного материала без механической обработки сопрягаемых поверхностей; при расположении на одном валу нескольких деталей с различными посадками; при

3.1. Формулы допусков квалитетов от 5 до 17

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12
Обозначение допуска	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12
Формула допуска	$7i$	$10i$	$16i$	$25i$	$40i$	$64i$	$100i$	$160i$

3.2. Формулы допусков квалитетов 01, 0 и 1

Квалитет	01	0	1
Обозначение допуска Формула допуска	IT01 $0{,}3+0{,}008D$	IT0 $0{,}5+0{,}012D$	IT1 $0{,}8+0{,}020D$

использовании стандартных деталей, посадочные размеры которых выполнены в системе вала (посадка наружных колец шарикоподшипников в корпус и т. д.).

Положение поля допуска относительно нулевой линии характеризуют величиной и знаком ближайшего предельного отклонения. Это отклонение называют основным (отмечено горизонтальной чертой на схеме рис. 3.3). Ряды основных отклонений (всего 28) показаны на рис. 3.3. Основные отклонения валов обозначают строчными буквами латинского алфавита (a — z), а отверстий — прописными буквами (A — Z). Второе предельное отклонение на рис. 3.3 не указано, оно зависит от значения допуска (квалитета).

Квалитет — совокупность допусков, характеризуемых постоянной относительной точностью для всех номинальных размеров диапазона. Введены квалитеты 01; 0; 1; 2; ...; 17, их обозначают буквами IT и цифрой — номером квалитета IT5, IT9 и т. д.). Для квалитетов от 5 до 17 допуск определяют в зависимости от числа единиц допуска (табл. 3.1) и их значения. Единицу допуска i для номинальных размеров менее 500 мм и квалитетов от 5 до 17 рассчитывают по формуле

$$i = 0{,}45\sqrt[3]{D_j} + 0{,}001D_j,$$

где D_j — среднеквадратическое крайних значений j-го интервала размеров; i в мкм при D_j в мм. Значения допусков для квалитетов 01, 0 и 1 вычисляют по формулам табл. 3.2.

Квалитеты 01—4 назначают при изготовлении средств измерения, квалитеты 4—10 — для сопрягаемых размеров (посадок), квалитеты 13—17 — для несопрягаемых размеров [48, 53, 128].

3.3. Нормальные линейные размеры от 1 до 10 мм

Ряд Ra5	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10
Ряд Ra10	1,2; 2,0; 3,2; 5,0; 8,0
Ряд Ra20	1,1; 1,4; 1,8; 2,2; 2,8; 3,6; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0
Ряд Ra40	1,05; 1,15; 1,3; 1,5; 1,7; 1,9; 2,1; 2,4; 2,6; 3,0; 3,4; 3,8; 4,2; 4,8; 5,3; 6,0; 6,7; 7,5; 8,5; 9,5

Примечания: 1. Указаны только значения, которые добавляют к предыдущему ряду, например ряд Ra10 содержит все значения ряда Ra5 и значения, указанные в строке для ряда Ra10. 2. Значения размеров в других десятичных интервалах получают умножением значений таблицы на 10^{-1}, 10^{1}, 10 и т. д.

Числовые значения допусков и основных отклонений определены постоянными для каждого интервала размеров. При известном значении основного отклонения и допуска второе предельное отклонение вычисляют по формулам:

для вала $ei = es - IT$ или $es = ei + IT$;

для отверстия $EI = ES - IT$ или $ES = EI + IT$.

Посадки образуют в системе отверстия или вала сочетанием поля допуска основного отверстия (вала) и поля допуска вала (отверстия), причем отличие допусков вала и отверстия не должно превышать двух квалитетов.

На основе опыта конструирования и эксплуатации определены наиболее рациональные сочетания полей допусков вала и отверстия — посадки и поля предпочтительного применения.

Нормальные линейные размеры. Номинальные размеры детали должны соответствовать значениям, указанным в основных или дополнительных рядах ГОСТ 6636—69* (СТ СЭВ 514—77). В табл. 3.3 приведены основные ряды размеров в диапазоне от 1 до 10 мм. Ниже указаны дополнительные линейные размеры в мм:

1,25; 1,35; 1,45; 1,55; 1,65; 1,75; 1,85; 1,95; 2,05; 2,15; 2,3; 2,7; 2,9; 3,1; 3,3; 3,5; 3,7; 3,9; 4,1; 4,4; 4,6; 4,9; 5,2; 5,5; 5,8; 6,2; 6,5; 7,0; 7,3; 7,8; 8,2; 8,8; 9,2; 9,8.

Значения размеров в других десятичных интервалах получают умножением указанных значений на 10^{-2}, 10^{-1}, 10 и т. д. Например: 0,1; 0,16; 10; 16; 100; 160.

При выборе номинальных размеров основные ряды следует предпочитать дополнительным, ряд Ra5 ряду Ra10, ряд Ra10 ряду Ra20, ряд Ra20 ряду Ra40.

Точность изготовления детали. Ее оценивают по отклонению размера, формы, расположения поверхностей, шероховатости и волнистости. Эти параметры указаны на рис. 3.4. Математически их описывают рядами Фурье.

В поперечном сечении

$$\Delta r(\varphi) \approx \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi), \qquad (3.2)$$

в продольном сечении

$$\Delta r(z) \approx \frac{c_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} c_k \cos \frac{\pi k}{2l} z, \qquad (3.3)$$

где коэффициенты a_0, c_0 характеризуют отклонение размера, a_k, b_k, c_k — отклонения формы при $1 \leqslant k < 20$, волнистость при $20 \leqslant k < 100$ и шероховатость при $k \geqslant 100$. Коэффициенты a_k, b_k, c_k определяют по результатам измерений размеров детали, круглограммам и профилограммам.

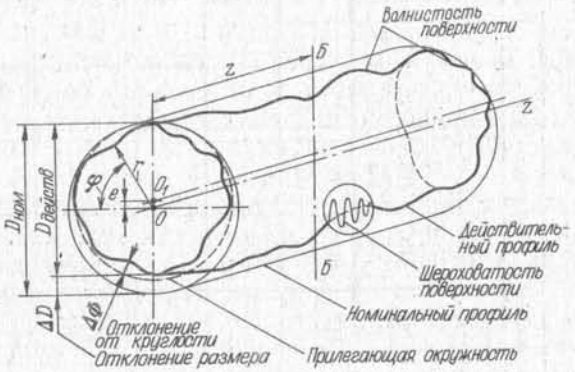


Рис. 3.4. Отклонения геометрических параметров

Деталь считают годной, если действительные отклонения геометрических параметров не превышают допустимых.

3.2. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений

Принципы построения системы допусков и посадок гладких цилиндрических соединений рассмотрены в п. 3.1.

Нормирование допусков и посадок. Допуски, поля допусков и посадки для номинальных размеров от 1 до 500 мм регламентированы ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 145—75) и ГОСТ 25347—82 (СТ СЭВ 144—75). Расположение полей допусков изображено на рис. 3.3. Рекомендуемые посадки приведены в табл. 3.4, 3.5. Численные значения допусков и отклонений основного вала и отверстия даны в табл. 3.6—3.8. Значения отклонений для полей j_s, J_s квалитетов IT4—IT12 приведены в табл. 3.9, для остальных полей допусков — в табл. 3.10 и 3.11. Численные значения отклонений указаны с учетом характерных для приборостроения ограничений номинальных размеров (до 250 мм) и квалитетов (до IT12).

Условное обозначение на чертежах предельных отклонений и посадок. В соответствии с ГОСТ 2.307—68* предельные отклонения линейных размеров указывают одним из трех способов: условными обозначениями полей допусков в соответствии

3.4. Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347—82, СТ СЭВ 144—75)

Поле допуска основного отверстия	Основное отклонение валов																		
	a	b	c	d	e	f	g	h	j_s	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z
	Посадки																		
	с зазором								переходные				с натягом						
H5							H5/g4	H5/h4	H5/j_s4	H5/k4	H5/m4	H5/n4							
H6						H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/j_s5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5				
H7							H7/g6	H7/h6	H7/j_s6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/t6			
					H7/e7	H7/f7									H7/s7		H7/u7		
			H7/c8	H7/d8	H7/e8														
H8						H8/f7		H8/h7	H8/j_s7	H8/k7	H8/m7	H8/n7			H8/s7				
			H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f8		H8/h8									H8/u8	H8/x8	H8/z8
				H8/d9	H8/e9	H8/f9		H8/h9											

Продолжение табл. 3.4

Поле допуска основного отверстия	Основное отклонение валов																		
	a	b	c	d	e	f	g	h	j_s	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z
	Посадки																		
	с зазором								переходные				с натягом						
H9					H9/e8	H9/f8		H9/h8											
				H9/d9	H9/e9	H9/f9		H9/h9											
H10				H10/d10				H10/h9; H10/h10											
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11											
H12		H12/b12						H12/h12											

Примечание. Предпочтительные посадки указаны в рамках, начерченных сплошной линией. Для деталей, изготовленных из металлов и их сплавов, рекомендуются все посадки, для деталей из пластмасс — посадки, отмеченные пунктирной линией.

3.5. Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347—82, СТ СЭВ 144—75)

Поле допуска основного вала	Основное отклонение отверстия																
	A	B	C	D	E	F	G	H	J_s	K	M	N	P	R	S	T	U
	Посадки																
	с зазором								переходные				с натягом				
h4							G5/h4	H5/h4	J_s5/h4	K5/h4	M5/h4	N5/h4					
h5						F7/h5	G6/h5	H6/h5	J_s6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5				
h6						F7/h6	G7/h6	H7/h6	J_s7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6	T7/h6	
				D8/h6	E8/h6	F8/h6											
h7				D8/h7	E8/h7	F8/h7		H8/h7	J_s8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7					U8/h7
h8				D8/h8	E8/h8	F8/h8		H8/h8									
				D9/h8	E9/h8	F9/h8		H9/h8									

Продолжение табл. 3.5

Поле допуска основного вала	Основное отклонение отверстия																
	A	B	C	D	E	F	G	H	J_s	K	M	N	P	R	S	T	U
	Посадки																
	с зазором								переходные				с натягом				
h9								H8/h9									
				D9/h9	E9/h9	F9/h9		H9/h9									
				D10/h9				H10/h9									
h10				D10/h10				H10/h10									
h11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11				H11/h11									
h12		B12/h12						H12/h12									

См. примечание к табл. 3.4.

3.6. Допуски размеров (ГОСТ 25346—82, СТ СЭВ 145—75)

Интервал размеров, мм		Квалитет													
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
св.	до	Допуск IT, мкм													
1	3	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
3	6	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
6	10	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
10	18	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
18	30	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
30	50	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
50	80	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
80	120	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
120	180	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	**4000**
180	250	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	**4600**

3.7. Предельные отклонения основных отверстий * (ГОСТ 25347—82, СТ СЭВ 144—75)

Интервал размеров, мм		Поле допусков основного отверстия							
		H5	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12
св.	до	Верхнее отклонение ES, мкм (нижнее отклонение EI = 0)							
От 1	3	+4	+6	+10	+14	+25	+40	+60	+100
3	6	+5	+8	+12	+18	+30	+48	+75	+120
6	10	+6	+9	+15	+22	+36	+58	+90	+150
10	18	+8	+11	+18	+27	+43	+70	+110	+180
18	30	+9	+13	+21	+33	+52	+84	+130	+210
30	50	+11	+16	+25	+39	+62	+100	+160	+250
50	80	+13	+19	+30	+46	+74	+120	+190	+300
80	120	+15	+22	+35	+54	+87	+140	+220	+350
120	180	+18	+25	+40	+63	+100	+160	+250	+400
180	250	+20	+29	+46	+72	+115	+185	+290	+460

* В рамках указаны предпочтительные поля допусков.

3.8. Предельные отклонения основных валов * (ГОСТ 25347—82, СТ СЭВ 144—75)

Интервал размеров, мм		Поле допуска основного вала								
		h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	h12
св.	до	Нижнее отклонение ei, мкм (верхнее отклонение es = 0)								
От 1	3	—3	—4	—6	—10	—14	—25	—40	—60	—100
3	6	—4	—5	—8	—12	—18	—30	—48	—75	—120
6	10	—4	—6	—9	—15	—22	—36	—58	—90	—150
10	18	—5	—8	—11	—18	—27	—43	—70	—110	—180
18	30	—6	—9	—13	—21	—33	—52	—84	—130	—210
30	50	—7	—11	—16	—25	—39	—62	—100	—160	—250
50	80	—8	—13	—19	—30	—46	—74	—120	—190	—300
80	120	—10	—15	—22	—35	—54	—87	—140	—220	—350
120	180	—12	—18	—25	—40	—63	—100	—160	—250	—400
180	250	—14	—20	—29	—46	—72	—115	—185	—290	—460

* В рамках указаны предпочтительные поля допусков.

3.9. Предельные отклонения полей допусков валов j_s и отверстий J_s, мкм (ГОСТ 25347—82, СТ СЭВ 144—75)

Интервал размеров, мм		Поле допусков j_s, J_s для квалитетов от 4 до 12								
		j_s4 J_s4	j_s5 J_s5	j_s6 J_s6	j_s7 J_s7	j_s8 J_s8	j_s9 J_s9	j_s10 J_s10	j_s11 J_s11	j_s12 J_s12
св.	до									
От 1	3	±1,5	±2,0	±3,0	±5	±7	±12	±20	±30	±50
3	6	±2,0	±2,5	±4,0	±6	±9	±15	±24	±37	±60
6	10	±2,0	±3,0	±4,5	±7	±11	±18	±29	±45	±75
10	18	±2,5	±4,0	±5,5	±9	±13	±21	±35	±55	±90
18	30	±3,0	±4,5	±6,5	±10	±16	±26	±42	±65	±105
30	50	±3,5	±5,5	±8,0	±12	±19	±31	±50	±80	±125
50	80	±4,0	±6,5	±9,5	±15	±23	±37	±60	±95	±150
80	120	±5,0	±7,5	±11,0	±17	±27	±43	±70	±110	±175
120	180	±6,0	±9,0	±12,5	±20	±31	±50	±80	±125	±200
180	250	±7,0	±10,0	±14,5	±23	±36	±57	±92	±145	±230

3.10. Система отверстия. Предельные отклонения валов по ГОСТ 25347—82 (СТ СЭВ 144—75)

Интервал размеров, мм		Поле допуска														
		f6	g6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	e7	f7	k7	m7	n7	s7	u7
св.	до	Предельные отклонения, мкм															
От 1	3	−6 −12	−2 −8	+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	— —	−14 −24	−6 −16	+10 0	— —	+14 +4	+24 +14	+28 +18
3	6	−10 −18	−4 −12	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	— —	−20 −32	−10 −22	+13 +1	+16 +4	+20 +8	+31 +19	+35 +23
6	10	−13 −22	−5 −14	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	— —	−25 −40	−13 −28	+16 +1	+21 +6	+25 +10	+38 +23	+43 +28
10	14	−16 −27	−6 −17	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	— —	−32 −50	−16 −34	+19 +1	+25 +7	+30 +12	+46 +28	+51 +33
14	18									—							
18	24	−20 −33	−7 −20	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	— —	−40 −61	−20 −41	+23 +2	+29 +8	+36 +15	+56 +35	+62 +41
24	30									+54 +41							+69 +48
30	40	−25 −41	−9 −25	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+64 +48	−50 −75	−25 −50	+27 +2	+34 +9	+42 +17	+68 +43	+85 +60
40	50									+70 +54							+95 +70
50	65	−30	−10	+21	+30	+39	+51	+60 +41	+72 +53	+85 +66	−60	−30	+32	+41	+50	+83 +53	+117 +87
65	80	−49	−29	+2	+11	+20	+32	+62 +43	+78 +59	+94 +75	−90	−60	+2	+11	+20	+89 +59	+132 +102
80	100	−36 −58	−12 −34	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91	−72 −107	−36 −71	+38 +3	+48 +13	+58 +23	+106 +71	+159 +124
100	120							+76 +54	+101 +79	+126 +104						+114 +79	+179 +144
120	140	−43 −68	−14 −39	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+177 +92	+147 +122	−85 −125	−43 −83	+43 +3	+55 +15	+67 +27	+132 +92	+210 +170
140	160							+90 +65	+125 +100	+159 +134						+140 +100	+230 +190
160	180							+93 +68	+133 +108	+171 +146						+148 +108	+250 +210
180	200	−50 −79	−15 −44	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+151 +122	+195 +166	−100 −146	−50 −96	+50 +4	+63 +17	+77 +31	+168 +122	+282 +236
200	225							+109 +80	+159 +130	+209 +180						+176 +130	+304 +258
225	250							+113 +84	+169 +140	+225 +196						+186 +140	+330 +284

Продолжение табл. 3.10

Интервал размеров, мм		Поле допуска														
		d8	[e8]	f8	c8	u8	x8	z8	[d9]	e9	f9	d10	[d11]	a11	b11	c11	b12
св.	до	Предельные отклонения															
От 1	3	−20 −34	−14 −28	−6 −20	−60 −74	+32 +18	+34 +20	+40 +26	−20 −45	−14 −39	−6 −31	−20 −60	−20 −80	−270 −330	−140 −200	−60 −120	−140 −240
3	6	−30 −48	−20 −38	−10 −28	−70 −88	+41 +23	+46 +28	+53 +35	−30 −60	−20 −50	−10 −40	−30 −78	−30 −105	−270 −345	−140 −215	−70 −145	−140 −260
6	10	−40 −62	−25 −47	−13 −35	−80 −102	+50 +28	+56 +34	+64 +42	−40 −76	−25 −61	−13 −49	−40 −98	−40 −130	−280 −370	−150 −240	−80 −170	−150 −300
10	14	−50 −77	−32 −59	−16 −43	−95 −122	+60 +33	+67 +40	+77 +50	−50 −93	−32 −75	−16 −59	−50 −120	−50 −160	−290 −400	−150 −260	−95 −205	−150 −330
14	18					+60 +33	+72 +45	+87 +60									
18	24	−65 −98	−40 −73	−20 −53	−110 −143	+74 +41	+87 +54	+106 +73	−65 −117	−40 −92	−20 −72	−65 −149	−65 −195	−300 −430	−160 −290	−110 −240	−160 −370
24	30					+81 +48	+97 +64	+121 +88									
30	40	−80 −119	−50 −89	−25 −64	−120 −159	+99 +60	+119 +80	+151 +112	−80 −142	−50 −112	−25 −87	−80 −180	−80 −240	−310 −470	−170 −330	−120 −280	−170 −420
40	50				−130 −169	+109 +70	+136 +97	+175 +136						−320 −480	−180 −340	−130 −290	−180 −430
50	65	−100 −146	−60 −106	−30 −76	−140 −186	+133 +87	+168 +122	+218 +172	−100 −174	−60 −134	−30 −104	−100 −220	−100 −290	−340 −530	−190 −380	−140 −330	−190 −490
65	80				−150 −196	+148 +102	+192 +146	+256 +210						−360 −550	−200 −390	−150 −340	−200 −500
80	100	−120 −174	−72 −126	−36 −90	−170 −224	+178 +124	+232 +178	+312 +258	−120 −207	−72 −159	−36 −123	−120 −260	−120 −340	−380 −600	−220 −440	−170 −390	−220 −570
100	120				−180 −234	+198 +144	+264 +210	+364 +310						−410 −630	−240 −460	−180 −400	−240 −590
120	140	−145 −208	−85 −148	−43 −106	−200 −263	+233 +170	+311 +248	+428 +365	−145 −245	−85 −185	−43 −143	−145 −305	−145 −395	−460 −710	−260 −510	−200 −450	−260 −660
140	160				−210 −273	+253 +190	+343 +280	+478 +415						−520 −770	−280 −530	−210 −460	−280 −680
160	180				−230 −293	+273 +210	+373 +310	+528 +465						−580 −830	−310 −560	−230 −480	−310 −710
180	200	−170 −242	−100 −172	−50 −122	−240 −312	+308 +236	+422 +350	+592 +520	−170 −285	−100 −215	−50 −165	−170 −355	−170 −460	−660 −950	−340 −630	−240 −530	−340 −800
200	225				−260 −332	+330 +258	+457 +385	+647 +575						−740 −1030	−380 −670	−260 −550	−380 −840
225	250				−280 −352	+356 +284	+497 +425	+712 +640						−820 −1110	−420 −710	−280 −570	−420 −880

Примечания: 1. Предельные отклонения валов с полями допусков h и j_s приведены в табл. 3.8 и 3.9. 2. В рамке указаны предпочтительные поля допусков.

3.11. Система вала. Предельные отклонения отверстий по ГОСТ 25347—82 (СТ СЭВ 144—75)

Интервал размеров, мм		Поле допуска												
		F7	G7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7	D8	E8	F8	K8
св.	до	Предельные отклонения, мкм												
От 1	3	+16 +6	+12 +2	0 —10	—2 —12	—4 —14	—6 —16	—10 —20	—14 —24	— —	+34 +20	+28 +14	+20 +6	0 —14
3	6	+22 +10	+16 +4	+3 —9	0 —12	—4 —16	—8 —20	—11 —23	—15 —27	— —	+48 +30	+38 +20	+28 +10	+5 —13
6	10	+28 +13	+20 +5	+5 —10	0 —15	—4 —19	—9 —24	—13 —28	—17 —32	— —	+62 +40	+47 +25	+35 +13	+6 —16
10	18	+34 +16	+24 +6	+6 —12	0 —18	—5 —23	—11 —29	—16 —34	—21 —39	— —	+77 +50	+59 +32	+43 +16	+8 —19
18	24	+41	+28	+6	0	—7	—14	—20	—27	— —	+98	+73	+53	+10
24	30	+20	+7	—15	—21	—28	—35	—41	—48	—33 —54	+65	+40	+20	—23
30	40	+50	+34	+7	0	—8	—17	—25	—34	—39 —64	+119	+89	+64	+12
40	50	+25	+9	—18	—25	—33	—42	—50	—59	—45 —70	+80	+50	+25	—27
50	65	+60	+40	+9	0	—9	—21	—30 —60	—42 —72	—55 —85	+146	+106	+76	+14
65	80	+30	+10	—21	—30	—39	—51	—32 —62	—48 —78	—64 —94	+100	+60	+30	—32
80	100	+71	+47	+10	0	—10	—24	—38 —73	—58 —93	—78 —113	+174	+126	+90	+16
100	120	+36	+12	—25	—35	—45	—59	—41 —76	—66 —101	—91 —126	+120	+72	+36	—38
120	140							—48 —88	—77 —117	—107 —147				
140	160	+83 +43	+54 +14	+12 —28	0 —40	—12 —52	—28 —68	—50 —90	—85 —125	—119 —159	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+20 —43
160	180							—53 —93	—93 —133	—131 —171				
180	200							—60 —106	—105 —151	—149 —195				
200	225	+96 +50	+61 +15	+13 —33	0 —46	—14 —60	—33 —79	—63 —109	—113 —159	—163 —209	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+22 —50
225	250							—67 —113	—123 —169	—179 —225				

Продолжение табл. 3.11

Интервал размеров, мм		Поле допуска											
		M8	N8	U8	D9	E9	F9	D10	A11	B11	C11	D11	B12
св.	до	Предельные отклонения, мкм											
От 1	3	— —	—4 —18	—18 —32	+45 +20	+39 +14	+31 +6	+60 +20	+330 +270	+200 +140	+120 +60	+80 +20	+240 +140
3	6	+2 —16	—2 —20	—23 —41	+60 +30	+50 +20	+40 +10	+78 +30	+345 +270	+215 +140	+145 +70	+105 +30	+260 +140
6	10	+1 —21	—3 —25	—28 —50	+76 +40	+61 +25	+49 +13	+98 +40	+370 +280	+240 +150	+170 +80	+130 +40	+300 +150
10	18	+2 —25	—3 —30	—33 —60	+93 +50	+75 +32	+59 +16	+120 +50	+400 +290	+260 +150	+205 +95	+160 +50	+330 +150
18	24	+4	—3	—41 —74	+117 +65	+92 +40	+72 +20	+149 +65	+430 +300	+290 +160	+240 +110	+195 +65	+370 +160
24	30	—29	—36	—48 —81									
30	40	+5	—3	—60 —99	+142 +80	+112 +50	+87 +25	+180 +80	+470 +310	+330 +170	+280 +120	+240 +80	+420 +170
40	50	—34	—42	—70 —109					+480 +320	+340 +180	+290 +130		+430 +180
50	65	+5	—4	—87 —133	+174 +100	+134 +60	+104 +30	+220 +100	+530 +340	+380 +190	+330 +140	+290 +100	490 +190
65	80	—41	—50	—102 —148					+550 +360	+390 +200	+340 +150		+500 +200
80	100	+6	—4	—124 —178	+207 +120	+159 +72	+123 +36	+260 +120	+600 +380	+440 +220	+390 +170	+340 +120	+570 +220
100	120	—48	—58	—144 —198					+630 +410	+460 +240	+400 +180		+590 +240
120	140			—170 —233					+710 +460	+510 +260	+450 +200		+660 +260
140	160	+8 —55	—4 —67	—190 —253	+245 +145	+185 +85	+143 +43	+305 +145	+770 +520	+530 +280	+460 +210	+395 +145	+680 +280
160	180			—210 —273					+830 +580	+560 +310	+480 +230		+710 +310
180	200			—236 —308					+950 +660	+630 +340	+530 +240		+800 +340
200	225	+9 —63	—5 —77	—258 —330	+285 +170	+215 +100	+165 +50	+355 +170	+1030 +740	+670 +380	+550 +260	+460 +170	+840 +380
225	250			—284 —356					+1110 +820	+710 +420	+570 +280		+880 +420

Примечания: 1. Предельные отклонения отверстий с полями допусков H и J_s приведены в табл. 3.7 и 3.9. 2. В рамке указаны предпочтительные поля допусков.

с ГОСТ 25346—82 (22 H7, 22k6); численными значениями предельных отклонений ($22^{+0,021}$, $22^{+0,015}_{+0,002}$); условным обозначением полей допусков с указанием справа в скобках численных значений предельных отклонений ($22H7^{(+0,021)}$). Третий способ применяют для обозначения предельных значений размеров, не включенных в ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636—69*, размеров уступов с несимметричным полем допуска, при назначении предельных отклонений, не предусмотренных в ГОСТ 25347—82.

Отклонения размеров проставляют более мелкими цифрами, чем номинальный размер. Симметричные отклонения указывают цифрами, равными по высоте цифрам номинального размера со знаком ±, например 60±0,23. Нулевые отклонения на чертежах не указывают, например $20^{+0,021}$. Значение отклонения обозначают десятичной дробью, причем число десятичных знаков верхнего и нижнего отклонений должно быть одинаковым. Отклонения размеров относительно низкой точности (IT12 — IT17) допускается на чертеже не указывать, а оговаривать общей записью в технических требованиях чертежа, например H14 (для отверстий), h14 (для валов), «неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H12, валов h12, остальных $\pm\frac{IT}{2}$ (или $t/2$)».

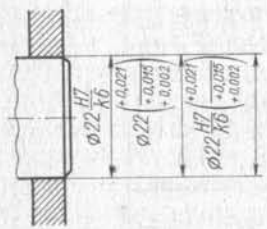


Рис. 3.5. Пример обозначения посадок

Посадки записывают в виде дроби, в числителе которой проставляют предельные отклонения охватывающего размера (отверстия), а в знаменателе — охватываемого, например ∅22H7/k6 или ∅22H7—k6 (рис. 3.5).

Рекомендации по применению посадок. Подробные рекомендации приведены в работах [48, 125, 128]. Ниже указаны некоторые из них для наиболее применимых посадок.

Посадки с зазором используют в подвижных соединениях, а также в часто разбираемых и регулируемых соединениях. Самыми распространенными являются посадки типа H/h. Они установлены в квалитетах 4—12 и обеспечивают минимальные зазоры по сравнению с посадками других типов. Их можно также использовать вместо переходных посадок.

Посадки H6/h5, H7/h6 применяют для точного центрирования, например зубчатых колес точных передач, элементов датчиков угла и т. д.

Посадку H8/h7 используют для центрирования поверхностей при пониженных требованиях к соосности и необходимости регулирования узла.

Посадки H8/h8, H8/h9, H9/h8, H9/h9 применяются для неподвижно закрепляемых деталей при невысоких требованиях к точности центрирования, небольших нагрузках и необходимости

обеспечения легкой сборки (шкивы, муфты, зубчатые колеса средней точности), для центрирования фланцевых соединений и т. д.

Посадки H10/h9, H10/h10, H11/h11, H12/h12 назначают для неточных соединений, центрирования фланцев и крышек и т. д.

Переходные посадки предназначены для неподвижных соединений (с помощью шпонок, штифтов и т. д.), требующих легкой сборки и разборки при высокой точности центрирования.

Посадки H/j_s рекомендуют для легко разъемных неподвижных центрирующих соединений, подвергающихся частой разборке. Их также используют вместо посадок H/h при необходимости повышения точности центрирования.

Посадки H/k применяют для установки деталей зубчатых, колес, шкивов, муфт и т. д. на вращающихся валах.

Посадки H/m и H/n с более вероятным натягом, чем зазором, назначают для редко разбираемых соединений при высоких требованиях к точности центрирования. В спокойных условиях работы при малых нагрузках посадки типа H/n могут также передавать усилия и моменты без дополнительного крепления деталей.

Посадки с натягом гарантируют неподвижность соединения. Выбор натяга производят из условия обеспечения прочности соединения (наименьший натяг) и прочности детали (наибольший натяг).

Посадки H/p гарантируют наименьшие натяги. Их используют для соединения тонкостенных деталей при передаче небольших усилий и моментов.

Посадки H/r, H/s, H/t гарантируют получение натяга средней величины. Их применяют для запрессовки втулок в зубчатые колеса, шкивы и другие детали, для закрепления зубчатых колес на валах, для установки бронзовых венцов червячных колес и т. д.

Посадки H/u, H/x, H/z, характеризующиеся большим гарантированным натягом и значительным его колебанием, предназначены для передачи больших усилий и моментов в условиях переменных нагрузок, ударов и вибраций.

Допуски и посадки деталей из пластмасс. Они определены ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75). Поля допусков установлены для 8—17-го квалитетов и включают ограниченный отбор из совокупности полей допусков по ГОСТ 25347—82 и дополнительные поля, указанные в ГОСТ 25349—82. Рекомендуемые посадки по ГОСТ 25347—82 отмечены пунктиром в табл. 3.5 и 3.6, дополнительные посадки приведены в табл. 3.12. Контроль размеров деталей из пластмасс должен производиться при температуре 20 °С и относительной влажности окружающего воздуха 65 %.

Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками. Их назначают в соответствии с ГОСТ 25670—83 (СТ СЭВ 302—76) двумя способами: по 12—1-му квалитетам, приведенным в ГОСТ 25346—82, и по классам точности, установленным ГОСТ 25670—83. Из четырех классов точности в приборостроении

3.12. Рекомендуемые посадки для деталей из пластмасс

Система	Посадки *
Отверстия	$\frac{H8}{k8}$, $\frac{H9}{k9}$, $\frac{H9}{x10}$, $\frac{H9}{y10}$, $\frac{H9}{z10}$, $\frac{H9}{za10}$, $\frac{H9}{zb10}$, $\frac{H10}{k10}$, $\frac{H10}{y10}$, $\frac{H10}{z10}$, $\frac{H10}{za10}$, $\frac{H10}{zb10}$, $\frac{H10}{zc10}$, $\frac{H10}{zc11}$, $\frac{H10}{ze11}$, $\frac{H11}{ay11}$, $\frac{H11}{az11}$, $\frac{H11}{k11}$, $\frac{H11}{zc11}$, $\frac{H11}{ze11}$, $\frac{H13}{h13}$
Вала	$\frac{N8}{h8}$, $\frac{U8}{h8}$, $\frac{N9}{h9}$, $\frac{X10}{h9}$, $\frac{Y10}{h9}$, $\frac{Z10}{h9}$, $\frac{ZA10}{h9}$, $\frac{ZB10}{h9}$, $\frac{N10}{h10}$, $\frac{Y10}{h10}$, $\frac{Z10}{h10}$, $\frac{ZA10}{h10}$, $\frac{ZB10}{h10}$, $\frac{ZC10}{h10}$, $\frac{ZC11}{h10}$, $\frac{ZE11}{h10}$, $\frac{AY11}{h11}$, $\frac{AZ11}{h11}$, $\frac{N11}{h11}$, $\frac{ZC11}{h11}$, $\frac{ZE11}{h11}$, $\frac{H13}{h13}$

* Указаны только посадки, не предусмотренные ГОСТ 25347—82 (см. табл. 3.4 и 3.5).

3.13. Значения предельных отклонений размеров с неуказанными допусками $\pm t/2$ по классам точности, мкм

Класс точности	Интервалы размеров, мм				
	Св. 0,5 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 30	Св. 30 до 120	Св. 120 до 315
Точный	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2
Средний	±0,10	±0,10	±0,2	±0,30	±0,5
Грубый	±0,15	±0,20	±0,5	±0,80	±1,2
Очень грубый	±0,15	±0,50	±1,0	±1,50	±2,0

обычно применяют два: «точный» и «средний». Допуски размеров для этих классов обозначают t_1 и t_2 соответственно. Рекомендуются следующие варианты указания предельных отклонений: 1) односторонние для валов (—IT) и отверстий (+IT) и симметричные ($\pm t/2$) для остальных деталей; 2) односторонние только для круглых валов (—IT) и отверстий (+IT) и симметричные ($\pm t/2$) для остальных деталей; 3) симметричные для всех деталей. Численные значения предельных отклонений по классам точности указаны в табл. 3.13, значения допусков квалитетов IT — в табл. 3.6.

Квалитет. При назначении квалитета (степени точности) учитывают эксплуатационные требования, производственные возможности и себестоимость изготовления деталей. При определении квалитета из технологических и экономических соображений можно руководствоваться данными работ [48, 128]:

IT 5, 6 — прецизионные шлифование, хонингование, притирка, доводка, алмазная обработка;

IT 6, 7 — тонкое (прецизионное) точение, точное протягивание, предварительное хонингование;

IT 6, IT8 — тонкое точение, окончательное развертывание, обычное протягивание, чистовое шлифование;

IT8, 9 — грубое шлифование, предварительное развертывание;

IT8, IT10 — чистовое фрезерование;

IT 10∓11 — черновое, фрезерование точение, строгание.

В приборостроении применяют квалитеты: 4-й и 5-й — в особо точных соединениях с зазорами и натягами; 6-й и 7-й — при повышенных требованиях к точности центрирования; 8-й — для соединений средней точности с зазорами и натягами; 11-й и 12-й — при низкой точности сборки.

3.3. Допуски на угловые размеры

Нормальные углы и конусности. Для углов общего назначения установлено три ряда предпочтительных значений (табл. 3.14), при этом 1-й ряд предпочтителен 2-му ряду, 2-й ряд — 3-му.

Конус характеризуют диаметрами большого D и малого d оснований, углом конуса α, углом $\alpha/2$ и длиной конуса L (рис. 3.6, *б*). Между размерами существуют соотношения

$$C = \frac{D-d}{L} = 2\,\mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2}, \qquad (3.4)$$

где параметр C называют конусностью. Из четырех параметров D, d, α, L три являются независимыми, а четвертый рассчитывается по формуле (3.4).

3.14. Нормальные углы (ГОСТ 8908—81, СТ СЭВ 513—77), град

1-й ряд	0, 5, 15, 20, 30, 45, 60, 90, 120
2-й ряд	30′, 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 10, 40, 75
3-й ряд	15′, 45′, 1° 30′, 2° 30′, 9, 12, 18, 22, 25, 35, 50, 55, 65, 70, 80, 85, 100, 110, 135, 150, 165, 180, 270, 360

3.15. Нормальные конусности (ГОСТ 8593—81, СТ СЭВ 512—77)

1-й ряд	1 : 500, 1 : 200, 1 : 100, 1 : 50, 1 : 20, 1 : 10, 1 : 5, 1 : 3, $\alpha = 30°$; 45°, 60°, 90°, 120°
2-й ряд	1 : 30, 1 : 15, 1 : 12, 1 : 8, 1 : 7, 1 : 6, 1 : 4, $\alpha = 75°$

К номинальным размерам относят диаметры d, D и D_s, где D_s — диаметр в сечении, в котором задан допуск конуса.

Введены ряды нормальных конусностей (табл. 3.15).

Рекомендации по применению:

$C = 1:500—1:50$ — для соединений с гарантированным натягом;

$C = 1:30—1:7$ — для неподвижных установочных соединений;

$C = 1:6—1:3$ — для подвижных соединений;

$\alpha = 30 \div 120°$ — для конструктивного оформления деталей.

Нормирование допусков углов. Точность углов характеризуют допуском угла АТ — разностью между наибольшим и наименьшим углами (ГОСТ 8908—81, СТ СЭВ 513—77). Допуск угла может быть задан односторонним или симметричным и выражен в угловых единицах $АТ_\alpha$ или линейных $АТ_h$ — длиной перпендикуляра, проведенного к стороне угла на длине L_1 (рис. 3.6, *а*). На чертежах обычно указывают округленное значение $АТ_\alpha$, обозначаемое $АТ'_\alpha$ (табл. 3.16). Допуск угла конуса задают аналогично. Дополнительно введен допуск $АТ_D$ на разность диаметров, расположенных на расстоянии L (рис. 3.6, *б*). Допуск $АТ_h$ назначают при конусности $C \geqslant 1:3$, допуск $АТ_D$ — при $C < 1:3$. Нормированы все допуски. Допуски $АТ_h$ и $АТ_D$ определяются по формулам:

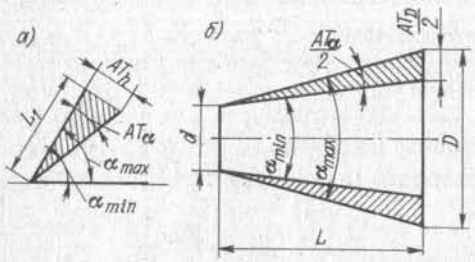


Рис. 3.6. Параметры точности изготовления углов (*а*) и конусов (*б*)

$$АТ_h = АТ_\alpha L_1 \cdot 10^{-3}, \qquad АТ_D = АТ_h / \cos(\alpha/2),$$

где $АТ_h$ в мкм, $АТ_\alpha$ в мкрад, L_1 (L) в мм.

3.16. Значения допуска угла $АТ'_\alpha$ (ГОСТ 8908—81, СТ СЭВ 178—75)

Интервал длин L, мм		Степени точности									
св.	до	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	10	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	16′	26′	40′	60′
10	16	50″	1′ 20″	2′	3′	5′	8′	12′	20′	32′	50′
16	25	40″	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	16′	26′	40′
25	40	32″	50″	1′ 20″	2′	3′	5′	8′	12′	20′	32′
40	63	26″	40″	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	16′	26′
63	100	20″	32″	50″	1′ 20″	2′	3′	5′	8′	12′	20′
100	160	16″	26″	40″	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	16′
160	250	12″	20″	32″	50″	1′ 20″	2′	3′	5′	8′	12′

Примечание. $АТ'_\alpha$ — округленное значение допуска угла.

Значения $АТ'_\alpha$ выбирают из табл. 3.16 в зависимости от степени точности и длины конуса L (точнее принимают $L \approx L_1$) при $C < 1:3$ и длины образующей L_1 при $C > 1:3$.

Рекомендации по выбору степени точности. Установлено 17 степеней точности (ГОСТ 8908—81), обозначаемых АТ1, АТ2, ... АТ17 (в порядке снижения точности).

В приборостроении применяют степени АТ5 — АТ14:

АТ5 — для наружных конусов высшей точности, например для калибров, герметичных соединений и др.;

АТ6 — для внутренних конусов высшей точности;

АТ7—АТ8 — для деталей высокой точности с высокими требованиями к центрированию;

АТ10—АТ12 — для деталей нормальной точности;

АТ13—АТ14 — для деталей пониженной точности.

Система допусков и посадок конических соединений определена ГОСТ 25307—82 (СТ СЭВ 1780—79).

3.4. Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей

Группы и виды допусков. Они приведены в табл. 3.17 в соответствии с ГОСТ 24642—81 (СТ СЭВ 301—76).

В основу измерения отклонений формы поверхностей деталей положен принцип прилегающих поверхностей, профилей и прямых. Отклонение формы определяют как наибольшее расстояние от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) на длине нормируемого участка.

Для цилиндрических деталей рассматривают отклонения от цилиндричности, круглости (в поперечном сечении) и профиля продольного сечения (рис. 3.7). Частные виды этих отклонений показаны на рис. 3.7, *б—д*. При математическом описании их коэффициенты k, a_i, c_i и φ_i выражений (3.2) и (3.3) полагают равными следующим значениям: $k = 2$, $a_{k=2} = \Delta_{ов}$ — при овальности (рис. 3.7, *б*); $k = 3, 4, ..., n$, $a_k = \Delta_{огр}$ — при 3-, 4-, ..., n-вершинной огранке (рис. 3.7, *в*); $k = 1$, $c_1 = \Delta_{кон}$ — при конусообразности; $k = 2$, $c_2 = \Delta_{бочк}$, $\varphi_2 = 0$ — при бочкообразности и $k = 2$, $c_2 = \Delta_{седл}$, $\varphi_2 = -\pi/2$ — при седлообразности (рис. 3.7, *д*) и т. д., при этом $k_{max} \leqslant 20$.

Отклонения расположения поверхностей, прямых и осей определяют относительно базовых плоскостей (рис. 3.8, *а*), прямых и осей соответственно. Отклонения от соосности осей рассматривают относительно оси базовой поверхности или общей оси $АА$ (рис. 3.8, *б*), и ограничивают допусками в диаметральном или радиусном выражении. Аналогично определяют отклонения и допуск симметричности, но вместо оси рассматривают базовую или общую плоскость симметрии.

Из суммарных допусков формы и расположения чаще других указывают допуски радиального и торцового биения. Радиальное

3.17. Допуски формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Допуск	Обозначение по ГОСТ 2.308—79
Допуски формы	Прямолинейности	—
	Плоскостности	▱
	Круглости	○
	Цилиндричности	⌭
	Профиля продольного сечения	⌓
Допуски расположения	Параллельности	//
	Перпендикулярности	⊥
	Наклона	∠
	Соосности	◎
	Симметричности	⌯
	Позиционный	⌖
	Пересечения осей	×
Суммарные допуски формы и расположения	Радиального биения	↗
	Торцового биения Биения в заданном направлении	
	Полного радиального биения	⌰
	Полного торцового биения	
	Формы заданного профиля	⌒
	Формы заданной поверхности	⌓

биение поверхности вращения равно разности наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля до базовой оси в сечении, перпендикулярном к базовой оси.

Нормирование допусков формы и расположения поверхностей. Численные значения этих допусков установлены ГОСТ 24643—81 (СТ СЭВ 636—77) для интервалов номинальных размеров в зави-

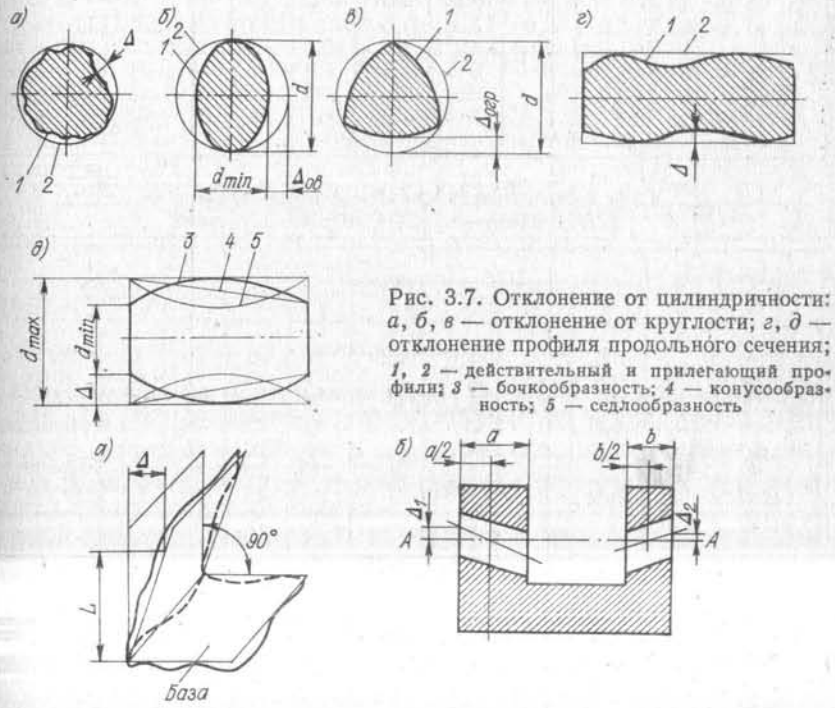


Рис. 3.7. Отклонение от цилиндричности: *а*, *б*, *в* — отклонение от круглости; *г*, *д* — отклонение профиля продольного сечения; *1*, *2* — действительный и прилегающий профили; *3* — бочкообразность; *4* — конусообразность; *5* — седлообразность

Рис. 3.8. Примеры отклонений расположения поверхностей и осей: *а* — отклонение от перпендикулярности плоскостей; *б* — отклонение от соосности осей отверстий

симости от степени точности (табл. 3.18—3.21). Из шестнадцати степеней точности, предусмотренных стандартом, в приборостроении обычно назначают степени точности 1—12 (в порядке их уменьшения). Степени 1-ю и 2-ю применяют для посадочных поверхностей шарикоподшипников 2-го, 4-го классов точности, степени 3-ю и 4-ю — для посадочных поверхностей точных измерительных приборов и шарикоподшипников 5-го и 6-го классов точности, степени 5-ю и 6-ю — для шеек валов механизмов высокой и средней точности, посадочных поверхностей шарикоподшипников 0-го класса точности и зубчатых колес 6-й и 7-й степени точности, степени 7-ю и 8-ю — для посадочных поверхностей зубчатых колес 8-й и 9-й степени точности, осей приборов средней точности, степени 10—12 — для менее точных поверхностей.

3.18. Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения (ГОСТ 2 4643—81, СТ СЭВ 636—77), мкм

Номинальный диаметр поверхности, мм	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	0,8	1,2	2,0	3	5	8	12	20	30	50
Св. 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 10 » 18	1,2	2,0	3	5	8	12	20	30	50	80
» 18 » 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 30 » 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 50 » 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 120 » 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200

3.19. Допуски плоскостности и прямолинейности (ГОСТ 24643—81, СТ СЭВ 636—77), мкм

Номинальная длина, мм	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
Св. 10 до 16	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
» 16 » 25	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 25 » 40	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 40 » 63	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 63 » 100	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 100 » 160	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 160 » 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200

3.20. Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона, торцового биения и полного торцового биения (ГОСТ 24643—81, СТ СЭВ 636—77), мкм

Интервалы номинальных размеров, мм	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Св. 10 до 16	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 16 » 25	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 25 » 40	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 40 » 63	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 63 » 100	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 100 » 160	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 160 » 250	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300

Рекомендуется выбирать степень точности с учетом уровня относительной геометрической точности, определяемой по соотношению между допуском размера T_p и допуском формы T. Введены три уровня, обозначенные буквами A, B, C с соотношением допусков T/T_p:

A — нормальная относительная геометрическая точность, $T/T_p = 60\ \%$;

B — повышенная относительная геометрическая точность, $T/T_p = 40\ \%$;

C — высокая относительная геометрическая точность, $T/T_p = 25\ \%$.

Для квалитетов 4—17 степень точности i в зависимости от квалитета j можно найти по формуле $i = j - k$, где $k = 1$ для уровня A, $k = 2$ — для уровня B и $k = 3$ — для уровня C.

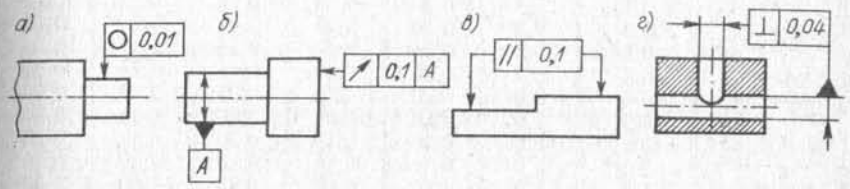


Рис. 3.9. Примеры обозначения на чертежах допусков формы и расположения поверхностей и осей

Обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей. В соответствии с ГОСТ 2.308—79 (СТ СЭВ 301—76) эти допуски указывают или условными знаками, приведенными в табл. 3.17, или текстом в технических требованиях, при этом первый способ является основным.

Знак допуска (табл. 3.17) и численное его значение (в мм) по ГОСТ 24643—81 вписывают в первую и вторую части рамки, расположенной преимущественно горизонтально. Рамку соединяют с элементом, к которому она относится, линией, заканчивающейся стрелкой (рис. 3.9, *а*). Базу предельного отклонения, если она задана, указывают в третьей части рамки (рис. 3.9, *б*).

3.21. Допуски радиального биения и полного радиального биения, допуски соосности, симметричности и пересечения осей в диаметральном выражении (ГОСТ 24643—81, СТ СЭВ 636—77), мкм

Интервалы номинальных размеров, мм	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	2,0	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 3 до 10	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 10 » 18	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 18 » 30	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 30 » 50	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
» 50 » 120	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
» 120 » 250	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500

Примечание. Для получения значений допусков в радиусном выражении указанные в таблице значения при соответствующем диаметре следует уменьшить вдвое и при необходимости округлить.

3.22. Позиционные допуски расположения осей отверстий (ГОСТ 14140—81), мм

Диаметр стержня крепежной детали, мм	Зазор S_{min}, мм	При коэффициенте использования зазора K					
		$K = 1$		$K = 0,8$		$K = 0,6$	
		Тип А	Тип В	Тип А	Тип В	Тип А	Тип В
1—1,6	0,2	0,2	0,10	0,16	0,08	0,12	0,06
	0,3	0,3	0,16	0,25	0,12	0,16	0,10
2—3	0,2	0,2	0,10	0,16	0,08	0,12	0,06
	0,4	0,4	0,20	0,30	0,16	0,25	0,12
4 и 5	0,3	0,3	0,16	0,25	0,12	0,16	0,10
	0,5	0,5	0,25	0,40	0,20	0,30	0,16
6—8	0,4	0,4	0,20	0,30	0,16	0,25	0,12
6 и 7	0,6	0,6	0,30	0,50	0,25	0,40	0,20
8	1,0	1,0	0,50	0,80	0,40	0,60	0,30
10	0,5	0,5	0,25	0,40	0,20	0,30	0,16
	1,0	1,0	0,50	0,80	0,40	0,60	0,30
12—22	1,0	1,0	0,50	0,80	0,40	0,60	0,30
	2,0	2,0	1,0	1,60	0,80	1,20	0,60

Примечание. Рекомендуется принимать $K = 1$ или $K = 0,8$ для соединений, не требующих регулировки взаимного расположения деталей; $K = 0,8$ или $K = 0,6$ для соединений, в которых необходима регулировка взаимного расположения деталей; в обоснованных случаях принимают K меньше 0,6.

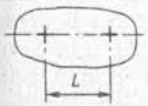
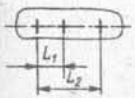
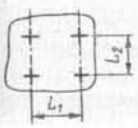
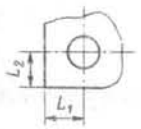
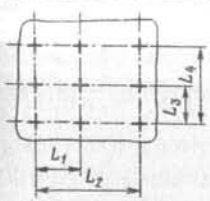
Если ни одна из поверхностей не является базовой, от рамки проводят два указателя, заканчивающиеся стрелками (рис. 3.9, *в*). Если одна из поверхностей является базовой, то указатель заканчивают у вершины зачерненного равнобедренного треугольника, основание которого касается поверхности (рис. 3.9, *г*).



Рис. 3.10. Обозначение допусков смещения осей отверстий: *а* — межцентровых расстояний; *б* — позиционного допуска; *в* — зависимого допуска

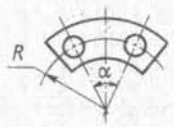
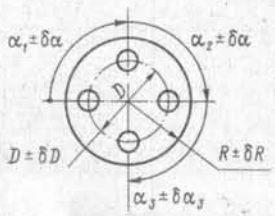
Чаще базу обозначают буквой. Если базой является ось или плоскость симметрии, треугольник располагают в конце размерной линии соответствующего размера, при этом треугольник может заменить размерную стрелку (рис. 3.9, *г*). Размеры рамки должны обеспечивать возможность вписывания всех данных. При указании допусков формы и расположения в технических требованиях

3.23. Предельные отклонения $\pm\delta L$ размеров, координирующих оси отверстий для соединений типа А (ГОСТ 14140—81), мм

Эскиз, формула	Коэффициент K	Зазор S_{min}, мм						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1,0	2,0
 $\delta L = \pm T/2$	1,0	0,10	0,16	0,20	0,25	0,30	0,5	1,0
	0,8	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,4	0,8
	0,6	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	0,3	0,6
 $\delta L = \pm T$	1,0	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	1,0	2,0
	0,8	0,16	0,25	0,30	0,40	0,50	0,8	1,6
	0,6	0,12	0,16	0,25	0,30	0,40	0,6	1,2
 $\delta L = \pm 0,7T$	1,0	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,70	1,4
	0,8	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,55	1,1
	0,6	0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,40	0,8
 $\delta L = \pm 0,7T$	1,0	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,70	1,4
	0,8	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,55	1,1
	0,6	0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,40	0,8
 $\delta L = \pm 0,35T$	1,0	0,070	0,110	0,14	0,18	0,20	0,35	0,70
	0,8	0,055	0,080	0,11	0,14	0,18	0,28	0,55
	0,6	0,040	0,055	0,08	0,11	0,14	0,20	0,40
 $\delta L = \pm 0,35T$	1,0	0,070	0,110	0,14	0,18	0,20	0,35	0,70
	0,8	0,055	0,080	0,11	0,14	0,18	0,28	0,55
	0,6	0,040	0,055	0,08	0,11	0,14	0,20	0,40

Примечания: 1. Для соединений типа В значения δL необходимо уменьшить вдвое. 2. Т — позиционный допуск осей отверстий (см. табл. 3.22). 3. K — коэффициент использования зазора (см. примечание к табл. 3.22).

3.24. Предельные отклонения δR, δD размеров, координирующих оси отверстий в системе полярных координат для соединений типа А (ГОСТ 14140—81), мм

Коэффициент K	Зазор S_{min}, мм								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	2,0
	δR  $\delta R = \pm 0{,}35T$								
1,0	0,035	0,070	0,110	0,14	0,18	0,20	0,28	0,35	0,70
0,8	0,028	0,055	0,080	0,11	0,14	0,18	0,20	0,28	0,55
0,6	0,020	0,040	0,055	0,08	0,11	0,14	0,18	0,20	0,40
	δD  $\delta D = \pm 0{,}7T$ $\delta R = \pm 0{,}35T$								
1,0	0,07	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	0,70	1,40
0,8	0,05	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	1,10
0,6	0,04	0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,40	0,80

Примечания: 1. Значения $\delta\alpha$ даны в ГОСТ 14140—81. 2. T — позиционный допуск (см. табл. 3.22). 3. K — коэффициент использования зазора (см. примечание к табл. 3.22). 4. Для соединения типа В предельное отклонение δR, δD необходимо уменьшить вдвое.

изделия делают запись типа «Допуск цилиндричности поверхности A 0,01 мм» и т. д.

Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей. Соединения крепежными деталями бывают двух типов А и В. В соединениях типа А зазоры предусмотрены в обеих соединяемых деталях (например, в соединениях болтами, заклепками), в соединениях типа В только одной детали (в соединениях винтами, шпильками, штифтами).

Допуски расположения сквозных гладких отверстий в соединениях типов А и В рекомендуют назначать зависимыми, если это не ослабляет прочность деталей. Для резьбовых отверстий в соединениях типа В рекомендуют зависимые допуски при малых нагрузках винтов и независимые для шпилек и тяжелонагруженных винтов. На центрируемые и базовые элементы рекомендуют назначать зависимые допуски.

Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей и для центрирующих отверстий устанавливают или позиционными

допусками осей отверстий (табл. 3.22), или предельными отклонениями размеров, координирующих оси отверстий (табл. 3.23, 3.24). Для отверстий, образующих одну сборочную группу, при числе элементов в группе более двух предпочтительней назначить позиционные допуски их осей.

Обозначение допусков на чертеже показано на рис. 3.10. Буквой М в кружке указан зависимый допуск.

3.5. Шероховатость поверхности

Параметры шероховатости поверхности. ГОСТ 2789—73* (СТ СЭВ 637—77) устанавливает следующие параметры шероховатости: R_a—среднее арифметическое отклонение профиля; R_z — высота неровностей по десяти точкам измерения; R_{max} — наибольшая высота неровности в пределах базовой длины; S_m, S — средний шаг неровностей и средний шаг по вершинам; t_p — относительная опорная длина профиля. Чаще применяют параметры R_a и R_z, причем параметр R_a является предпочтительным.

3.25. Соотношения значений R_a, R_z, R_{max} и базовой длины l

R_a, мкм	R_z, R_{max}, мкм	l, мм
До 0,025	До 0,10	0,08
Св. 0,025 до 0,4	Св. 0,10 до 1,6	0,25
» 0,4 » 3,2	» 1,6 » 12,5	0,8
» 3,2 » 12,5	» 12,5 » 50	2,5
» 12,5 » 100	» 50 » 400	8

Нормирование параметров шероховатости. Наиболее характерные для приборостроения значения параметров R_a, R_z и R_{max} в мкм, S_m и S в мм приведены ниже (ряд Ra10)

100	80	63	50	40	32	25	20	16	12,5
10	8	6,3	5	4	3,2	2,5	2	1,6	1,25
1	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125
0,1	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	0,02	0,016	0,012

Рекомендуемые значения базовой длины даны в табл. 3.25 (ГОСТ 2789—73*).

Выбор параметров шероховатости и их численных значений. Требования к шероховатости поверхности детали устанавливают исходя из функционального назначения поверхности, конструктивных особенностей детали и возможности их достижения рациональными методами обработки детали. При выборе нормируемых параметров шероховатости учитывают их влияние на эксплуатационные свойства поверхности (табл. 3.26).

Численные значения параметров шероховатости определяют, ориентируясь на рекомендуемые соотношения и данные опыта

3.26. Эксплуатационные свойства поверхности и обеспечивающие их параметры

Эксплуатационные свойства	Параметры шероховатости
Износоустойчивость при всех видах трения	R_a (R_z), t_p, направление неровностей
Виброустойчивость	То же и дополнительно S_m, S
Контактная жесткость	R_a (R_z), t_p
Прочность соединения	R_a (R_z)
Усталостная прочность	R_{max}, S_m, S, направление неровностей
Герметичность соединения	R_a (R_z), R_{max}, t_p

3.27. Значения параметра шероховатости R_a, мкм

Обработка	Поверхности		
	наружного вращения	внутреннего вращения	плоские
Точение:			
черновое	12,5—5,0	12,5—6,3	12,5—6,3
получистовое	6,3—3,2	6,3—3,2	—
чистовое	3,2—2,5	2,5—0,63	3,2—2,5
тонкое	1,25—0,63	0,32—0,08	2,5—1,25
Шлифование:			
предварительное	2,5—1	3,2—1,6	4—1,6
чистое	1,25—0,2	1,60—0,32	1,6—0,32
тонкое	0,25—0,05	0,32—0,08	0,32—0,08
Притирка	0,11—0,01	0,16—0,02	0,1—0,02

конструирования. Наибольшие значения R_a и R_z могут быть вычислены по следующим соотношениям (РТМ 2 Н31 4—81):

при $T/T_p = 60\ \%$ $R_a \leqslant 0{,}05T_p$; $R_z \leqslant 0{,}2T_p$ — уровень А,

при $T/T_p = 40\ \%$ $R_a \leqslant 0{,}025T_p$; $R_z \leqslant 0{,}1T_p$ — уровень В,

при $T/T_p \leqslant 25\ \%$ $R_a \leqslant 0{,}012T_p$; $R_z \leqslant 0{,}05T_p$ — уровень С,

где T, T_p — допуски формы и размера; А, В, С — уровни относительной геометрической точности. Полученные значения R_a и R_z округляют до значения ряда Ra10.

Данные о достижимой шероховатости поверхности при различных видах ее обработки приведены в табл. 3.27 [128]. Примеры нормирования шероховатости поверхностей в зависимости от их функционального назначения даны в табл. 3.28 [7, 8, 36, 125, 128].

Обозначение шероховатости на чертежах. Структура обозначения шероховатости поверхности согласно ГОСТ 2.309—73* (СТ СЭВ 638—77) показана на рис. 3.11, *а*.

3.28. Шероховатость поверхности некоторых типовых деталей и соединений, мкм

Поверхности направляющих

Поверхность	Скорость, м/с	R_a при отклонении от плоскостности, мкм				
		до 6	до 10	до 30	до 50	св. 50
Скольжения	До 0,5	0,32—0,16	0,63—0,32	1,25—0,63	2,5—1,25	5,0—2,5
	Св. 0,5	0,16—0,08	0,32—0,16	0,63—0,32	1,25—0,63	2,5—1,25
Качения	До 0,5	0,16—0,08	0,32—0,16	0,63—0,32	1,25—0,63	1,5—1,25
	Св. 0,5	0,08—0,04	0,16—0,08	0,32—0,16	0,63—0,32	1,25—0,63

Поверхности разъема корпусов

Соединение	Шероховатость R_a соединения	
	с прокладкой	без прокладки
Герметичное	5,0—1,25	1,25—0,32
Негерметичное	10,0—2,5	10,0—2,5

Поверхности деталей

Типовые поверхности	R_a, R_z, мкм
Нерабочие контуры деталей	$R_z = 320 \div 160$
Отверстия для крепежных деталей	$R_z = 80$
Свободные несопрягаемые торцовые поверхности валов и т. д.	$R_z = 40$
Поверхности, прилегающие к другим поверхностям, но не являющиеся сопряженными	$R_z = 20$
Радиусы скругления	$R_a = 2{,}5$
Поверхности разъема герметичных соединений, отверстия подшипников скольжения	$R_a = 1{,}25$
Валы в регулируемых соединениях, точные червяки, зубчатые колеса	$R_a = 0{,}63$
Шейки валов 5-го и 6-го квалитетов	$R_a = 0{,}32$
Работающие на трение поверхности, от износа которых зависит точность работы механизмов	$R_a = 1{,}60$

Знак шероховатости имеет три начертания, показанные на рис. 3.11, *б*, *в*, *г*. Первое (предпочтительное) применяют, если конструктор не устанавливает вид обработки, второе и третье, если поверхность должна быть образована удалением слоя материала и без его снятия соответственно. Полку *4* знака *1* изобра-

жают только при указании данных, отмеченных цифрами *3*, *5*, *6* рис. 3.11, *в*—*д*.

В обозначении может быть указан один или несколько параметров шероховатости. Их записывают сверху вниз в следующем порядке: параметр высоты неровностей (R_a, R_z, R_{max}), параметр шага (S_m, S), параметр t_p. Для всех параметров кроме R_a рядом с численным значением указывают его символьное обозначение (рис. 3.11, *г*, *д*).

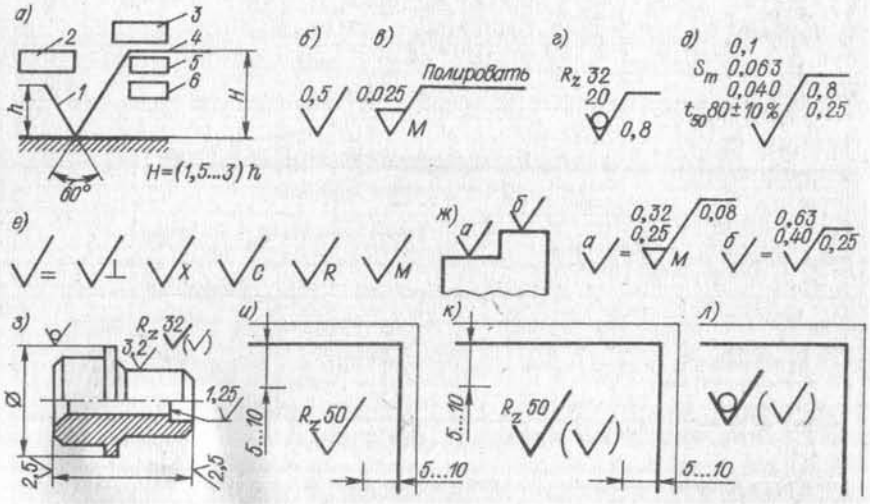


Рис. 3.11. Схема (*а*) и примеры (*б*—*л*) обозначения шероховатости поверхности: *1* — знак шероховатости; *2* — параметры по ГОСТ 2.309—73*; *3* — вид обработки и (или) другие дополнительные указания; *4* — полка знака; *5* — базовая длина, отличающаяся от значений по ГОСТ 2789—73*; *6* — условное обозначение направления шероховатости

Численные значения параметров шероховатости могут быть заданы их наибольшими значениями, например 0,25 ($R_a = 0{,}25$); $R_z0{,}8$; $R_{max}6{,}3$; $S_m0{,}63$; $S0{,}032$; $t_{50}70$ (относительная опорная длина профиля $t_p = 70$ % при уровне сечения профиля $p = 50$ %), наибольшим и наименьшим значениями (рис. 3.11, *г*), номинальным значением и предельными отклонениями, например 1 ± 20 % ($R_a = 1 \pm 20$ %), $R_z2{,}5_{-10\%}$, $S_m0{,}63^{+20\%}$, $S0{,}8 \pm 20$ %, $t_{50}70 \pm 40$ % и т. д. Обычно применяют первый вариант записи с указанием параметра R_a (предпочтительно) или R_z. Данные о других параметрах и варианты записи с указанием диапазона значений параметров приводят в тех случаях, когда они существенны для получения требуемой шероховатости поверхности. При указании наибольшего и наименьшего значений параметров их записывают в две строки, располагая в верхней строке значение, соответствующее более грубой шероховатости (рис. 3.11, *г*). Пример указания обработки — на рис. 3.11, *в*.

Базовую длину указывают лишь в том случае, если она отличается от значения, рекомендуемого ГОСТ 2789—73* (табл. 3.25).

Если на чертеже указано несколько параметров шероховатости, определяемых на различных базовых длинах, их также записывают сверху вниз в порядке перечисления параметров (рис. 3.11, *д*).

Направление неровностей поверхности обозначают только в случаях, когда оно влияет на работоспособность детали или пары трения (рис. 3.11, *в*). Используют знаки, приведенные на рис. 3.11, *е*, соответствующие параллельному, перпендикулярному, пересекающемуся, круговому, радиальному и произвольному направлению неровностей поверхности.

Допускается применять и упрощенное обозначение рис. 3.11, *ж*.

Знак шероховатости располагают на линии контура, выносных линиях или полках (рис. 3.11, *з*). Обозначение шероховатости, одинаковой для всех или части поверхностей, указывают в правом верхнем углу чертежа (рис. 3.11, *и*—*к*) и на изображении детали не наносят. Обозначения на рис. 3.11, *к*, *л* означают, что все поверхности, на которых не указано обозначение шероховатости, должны иметь шероховатость, указанную перед знаком в скобках: $R_z = 50$ мкм — на рис. 3.11, *к*; поверхности не обрабатываются по данному чертежу — на рис. 3.11, *л*.

3.6. Определение точности изготовления деталей методами размерного анализа

Общие положения. Расчет допусков размеров и анализ правильности их назначения осуществляют с помощью размерных цепей [7, 48, 53].

Размерной цепью называют совокупность расположенных по замкнутому контуру размеров, непосредственно участвующих в решении задачи по достижению заданной точности. Задача может состоять в обеспечении точности изделия при конструировании, изготовлении и измерении его размеров. Соответственно рассматривают конструкторскую, технологическую и измерительную размерные цепи. Размеры, образующие цепь, называют звеньями. Любая размерная цепь состоит из нескольких составляющих звеньев и одного замыкающего звена. Замыкающим называют звено, являющееся исходным при постановке задачи (зазор, натяг, перемещение детали и т. д.) или получающееся последним при ее решении. Звенья разделяют на увеличивающие и уменьшающие. Увеличивающими называют звенья, при увеличении которых замыкающее звено также увеличивается. Уменьшающими называют звенья, при увеличении которых замыкающее звено уменьшается. Звеньями размерной цепи могут быть линейные и угловые размеры. Линейные размеры обозначают прописными буквами русского алфавита, угловые — строчными буквами греческого алфавита. Подстрочными цифровыми индексами указывают номер составляющего звена, наверху проставляют стрелку,

направленную вправо для увеличивающих звеньев и влево — для уменьшающих звеньев.

Различают детальные и сборочные размерные цепи (рис. 3.12). По расположению звеньев размерные цепи разделяют на линейные, плоские, пространственные и угловые. Расчет плоских и пространственных цепей сводят к расчету линейных цепей проектированием размеров цепи на координатные оси.

Методы расчета. Размерные цепи рассчитывают, используя следующие основные методы [7, 48]: полной взаимозаменяемости (метод максимума — минимума); вероятностный; метод пригонки, регулирования и групповой взаимозаменяемости.

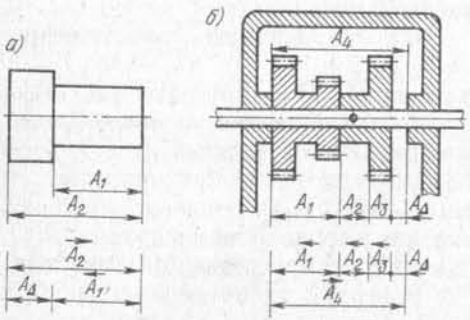


Рис. 3.12. Размерная цепь: *а* — детальная; *б* — сборочная

Метод полной взаимозаменяемости основан на предположении, что все звенья размерной цепи имеют предельные размеры, наибольшие для увеличивающих звеньев и наименьшие для уменьшающих звеньев. Метод применяют в условиях единичного и мелкосерийного производств или в случаях, когда требуется по заданию обеспечение полной взаимозаменяемости. По сравнению с другими методами поля допусков размеров оказываются более узкими, стоимость изготовления — более высокой.

Основные расчетные зависимости имеют вид:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_j - \sum_{k=1}^{p} \overleftarrow{A}_k; \qquad (3.5)$$

$$A_{\Delta\,\max} = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_{j\,\max} - \sum_{k=1}^{p} \overleftarrow{A}_{k\,\min}; \qquad A_{\Delta\,\min} = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_{j\,\min} - \sum_{k=1}^{p} \overleftarrow{A}_{k\,\max};$$

$$\mathrm{T}A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \mathrm{T}\vec{A}_j + \sum_{k=1}^{p} \mathrm{T}\overleftarrow{A}_k = \sum_{i=1}^{m-1} \mathrm{T}A_i; \qquad (3.6)$$

$$\mathrm{Ec}(A_\Delta) = \sum_{j=1}^{n} \mathrm{Ec}(\vec{A}_j) - \sum_{k=1}^{p} \mathrm{Ec}(\overleftarrow{A}_k); \qquad (3.7)$$

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{Es}(A_\Delta) &= \mathrm{Ec}(A_\Delta) + \frac{\mathrm{T}A_\Delta}{2}; \\ \mathrm{Ei}(A_\Delta) &= \mathrm{Ec}(A_\Delta) - \frac{\mathrm{T}A_\Delta}{2}; \end{aligned}\right\} \qquad (3.8)$$

$$\mathrm{Es}(A_i) = \mathrm{Ec}(A_i) + \frac{\mathrm{T}A_i}{2}; \qquad \mathrm{Ei}(A_i) = \mathrm{Ec}(A_i) - \frac{\mathrm{T}A_i}{2};$$

$$\mathrm{Es}(A_\Delta) = \sum_{j=1}^{n} \mathrm{Es}(\vec{A}_j) - \sum_{k=1}^{p} \mathrm{Ei}(\overleftarrow{A}_k); \qquad (3.9)$$

$$\mathrm{Ei}(A_\Delta) = \sum_{j=1}^{n} \mathrm{Ei}(\vec{A}_j) - \sum_{k=1}^{p} \mathrm{Es}(\overleftarrow{A}_k),$$

где A_Δ, A_i — номинальный размер замыкающего и i-го составляющего звена; $A_{\max}$, $A_{\min}$ — наибольшее и наименьшее значения размера A; T — допуск; Ec — координата середины поля допуска; Es, Ei — верхнее и нижнее отклонения размера; m — общее число звеньев размерной цепи, включая замыкающее звено; n, p — число увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Теоретико-вероятностный метод базируется на знании статистических законов распределения погрешностей изготовления составляющих звеньев. При расчете допускается определенный процент брака (обычно 0,27 %). Это основной метод для серийного производства.

Допуск замыкающего звена и отклонения размеров определяют по формулам:

$$\mathrm{T}A_\Delta = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \mathrm{T}A_i^2 k_i^2}; \qquad (3.10)$$

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{Es}(A_\Delta) &= \sum_{i=1}^{m-1} \left[\mathrm{Em}(A_i) - \alpha_i \frac{\mathrm{T}A_i}{2}\right] + \frac{\mathrm{T}A_\Delta}{2}; \\ \mathrm{Ei}(A_\Delta) &= \sum_{i=1}^{m-1} \left[\mathrm{Em}(A_i) - \alpha_i \frac{\mathrm{T}A_i}{2}\right] - \frac{\mathrm{T}A_\Delta}{2}; \end{aligned}\right\} \qquad (3.11)$$

$$\mathrm{Es}(A_i) = \mathrm{Em}(A_i) - \alpha_i \frac{\mathrm{T}A_i}{2} + \frac{\mathrm{T}A_i}{2};$$

$$\mathrm{Ei}(A_i) = \mathrm{Em}(A_i) - \alpha_i \frac{\mathrm{T}A_i}{2} - \frac{\mathrm{T}A_i}{2},$$

где k_i и α_i — коэффициенты относительного рассеяния и асимметрии кривой распределения i-го размера, для основных размеров деталей $k_i = 1 \div 1{,}4$; $|\alpha_i| = 0{,}1 \div 0{,}4$ [48]; Em — математическое ожидание или ожидаемое отклонение размера.

Метод регулирования позволяет расширить поля допусков размеров за счет введения компенсатора, размер которого можно изменять при сборке.

Номинальный размер компенсатора $A_к$ определяют из уравнения

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_j - \sum_{s=1}^{p} \overleftarrow{A}_s \pm A_к.$$

Наибольшее возможное расчетное изменение размера компенсатора $V_к$ и число ступеней компенсатора (прокладок) N вычисляют по формулам:

$$V_к = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i - TA_\Delta, \qquad N = \frac{V_к}{TA_\Delta} + 1.$$

Метод пригонки основан на дополнительной обработке при сборке одного предварительно выбранного размера, называемого технологическим компенсатором. Метод применим только в единичном и мелкосерийном производствах.

Метод групповой взаимозаменяемости (селективной сборки) заключается в изготовлении деталей со сравнительно широкими допусками, разбиении их на группы с более узкими допусками и последующим комплектованием для обеспечения требуемой точности. Метод применяют при изготовлении приборов высокой точности (например, для посадки приборных шарикоподшипников).

Типы задач. Используя теорию размерных цепей, определяют:

номинальный размер и допуск замыкающего звена по заданным номинальным размерам звеньев и предельным отклонениям замыкающего звена (обратная задача);

допуски и предельные отклонения составляющих звеньев по заданным номинальным размерам звеньев и предельным отклонениям замыкающего звена (прямая задача).

При решении *обратной задачи* последовательно вычисляют номинальный размер замыкающего звена A_Δ, координату Ec (A_Δ) или Em (A_Δ), допуск TA_Δ, отклонения размера замыкающего звена Es (A_Δ) и Ei (A_Δ) по формулам (3.5), (3.6), (3.7) или (3.10), (3.8) или (3.11) и проверяют правильность расчета, используя выражения (3.9).

При решении *прямой задачи* допуски составляющих звеньев при заданном допуске исходного звена определяют одним из четырех способов: равных допусков, одного квалитета, пробных расчетов, равного влияния.

Способ равных допусков применяют в случае, когда размеры составляющих звеньев находятся в одном или двух диапазонах номинальных размеров. Средний допуск T_mA рассчитывают по формуле $T_mA = TA_\Delta/(m-1)$ и корректируют с учетом конструкции так, чтобы выполнить соотношение (3.6).

В *способе допусков одного квалитета* предполагают, что все размеры выполнены по одному квалитету. Допуск j-го звена определяют в соответствии с выражениями:

$$TA_j = ai_j; \qquad i_j = 0{,}45\sqrt[3]{D_j} + 0{,}001D_j; \qquad D_j = \sqrt{D_{j\min} D_{j\max}},$$

где i_j — единица допуска интервала номинальных размеров, в который попадает размер j-го звена; a — число единиц допуска квалитета (см. табл. 3.1); $D_{j\min}$, $D_{j\max}$ — предельные значения этого интервала размеров.

Требуемое значение a_m рассчитывают по формуле

$$a_m \approx TA_\Delta \Big/ \sum_{j=1}^{m-1} 0{,}45\sqrt[3]{A_j}.$$

По этому значению выбирают ближайший квалитет, определяют допуски TA_i и предельные отклонения размеров Es (A_i), Ei (A_i).

Способ пробных расчетов базируется на опыте и эксплуатации аналогичных изделий.

Способ равного влияния основан на предположении о равном влиянии всех составляющих звеньев на размеры исходного звена и применим только при выполнении этого допущения.

Методика решения прямой задачи включает: расчет и уточнение номинальных размеров составляющих звеньев по формуле (3.5); расчет допусков составляющих звеньев одним из указанных выше способов; определение координат середин полей допусков звеньев; выбор метода достижения требуемой точности исходного звена; определение предельных размеров звеньев.

Примеры решения прямой и обратной задач различными методами приведены в [7, 48, 53, 128].

Глава 4

СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Основные понятия и классификация

Применяемые в приборостроении соединения деталей разделяют на две основные группы: неразъемные и разъемные.

Неразъемными соединениями называются такие, разборка которых связана с повреждением деталей. К неразъемным относятся: соединения сваркой, склепыванием, пайкой, склеиванием, соединения с натягом (запрессовка), завальцовкой, поясками, лапками и фальцами, заформовкой и т. д.

Разъемными называют такие соединения, при разборке которых соединяемые детали не повреждаются. К разъемным относятся: соединения резьбой, штифтами, шплинтами, шпонками, шлицами, а также бесшпоночные и байонетные соединения.

Размеры соединений, наряду с другими факторами, в значительной степени зависят от правильного выбора допускаемых напряжений. Если данные по допускаемым напряжениям отсутствуют, то для пластичных материалов их выбирают с учетом предела текучести $\sigma_т$, а для хрупких — с учетом предела прочности $\sigma_{пч}$ [8, 51]:

$$[\sigma]_р = \sigma_{т\,(пч)}/n_\sigma,$$

4.1. Ориентировочные значения допускаемых напряжений при статическом нагружении

Вид деформации	Материалы	
	пластичные	хрупкие
Сжатие Смятие Изгиб Срез Кручение	$[\sigma]_{сж} = [\sigma]_р$ $[\sigma]_{см} = 1{,}5\,[\sigma]_р$ $[\sigma]_и = [\sigma]_р$ $[\tau]_{ср} = 0{,}75\,[\sigma]_р$ $[\tau]_{кр} = 0{,}5\,[\sigma]_р$	$[\sigma]_{сж} = 3\,[\sigma]_р$ — $[\tau]_{ср} = [\sigma]_р$ $[\tau]_{кр} = 0{,}7\,[\sigma]_р$

4.2. Ориентировочные значения коэффициентов запаса прочности $n_{\sigma(\tau)}$

Условия изготовления	Условия расчета	Требования к надежности		
		пониженные	средние	повышенные
Повышенные	Повышенные	1,0—1,1	1,1—1,2	1,2—1,4
	Средние	1,2—1,4	1,4—1,6	1,5—1,8
	Пониженные	1,4—1,7	1,6—2,0	1,8—2,3
Средние	Повышенные	1,6—2,0	1,8—2,4	2,1—2,8
	Средние	1,8—2,3	2,1—2,8	2,4—3,2
	Пониженные	2,0—2,6	2,4—3,2	2,6—3,6
Пониженные	Повышенные	2,2—2,9	2,6—3,5	3,0—4,0
	Средние	2,4—3,2	2,8—3,9	3,3—4,5
	Пониженные	2,6—3,5	3,1—4,2	3,6—5,0

где $[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение на разрыв; n_σ — коэффициент запаса прочности. Ориентировочные значения допускаемых напряжений в зависимости от вида деформации приведены в табл. 4.1.

При работе соединений при переменном нагружении допускаемое напряжение рассчитывают по формулам:

$$[\sigma] = \sigma_{пред}\varepsilon_\sigma\beta/(k_\sigma n_\sigma); \qquad [\tau] = \tau_{пред}\varepsilon_\tau\beta/(k_\tau n_\tau),$$

где $n_{\sigma(\tau)}$ — коэффициент запаса прочности (табл. 4.2); $\varepsilon_{\sigma(\tau)}$ — масштабный фактор; β — коэффициент качества поверхности; $\sigma_{пред}$, $\tau_{пред}$ — предельные усталостные характеристики. За $\sigma_{пред}$ и $\tau_{пред}$ при симметричном цикле принимают предел выносливости $(\sigma_{-1})_и$ при изгибе, $(\sigma_{-1})_р$ при растяжении, $(\tau_{-1})_{кр}$ при кручении; при пульсирующем цикле — соответственно $(\sigma_0)_и$, $(\sigma_0)_р$, $(\tau_0)_{кр}$. Ориентировочные значения предельных характеристик металлов приведены в табл. 4.3 [51, 125].

4.3. Зависимость между усталостными и статическими характеристиками металлов

Вид деформации	Симметричный цикл	Пульсирующий цикл
Изгиб	$(\sigma_{-1})_и = 0{,}43\sigma_{пч}$	$(\sigma_0)_и = 0{,}6\sigma_{пч}$
Растяжение — сжатие	$(\sigma_{-1})_{р\,(сж)} = 0{,}36\sigma_{пч}$	$(\sigma_0)_{р\,(сж)} = 0{,}56_{пч}$
Кручение	$t_{-1} = 0{,}22\sigma_{пч}$	$t_0 = 0{,}3\sigma_{пч}$

4.2. Соединения сваркой

Сваркой называется процесс получения неразъемного соединения посредством установления межатомных связей между свариваемыми частями деталей приборов, механизмов и др. при их местном или общем нагреве, пластическом деформировании или совместном действии этих факторов. В настоящее время существует большое число видов сварки, которые классифицируют по физическим, техническим и технологическим признакам.

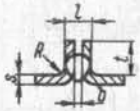
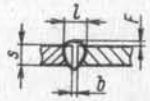
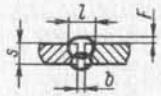
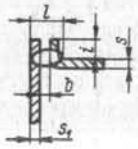
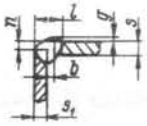
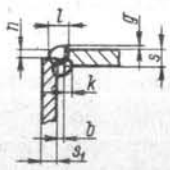
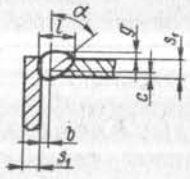
По *физическим* признакам сварку подразделяют на термическую (дуговую, электрошлаковую, электронно-лучевую, плазменную, газовую и др.) с использованием тепловой энергии; термомеханическую (контактную, диффузионную, прессовые виды сварки) с использованием давления и тепловой энергии; механическую (холодную, взрывом, ультразвуком, трением и др.) с использованием механической энергии и давления [47, 49, 96, 129, 136].

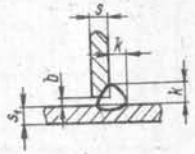
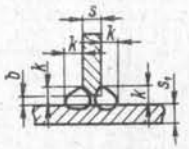
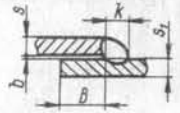
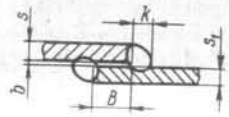
По *техническим* признакам различают сварку по способу защиты металла в зоне сварки, непрерывности процесса, степени механизации, типу защитного газа.

Технологические признаки устанавливают для каждого вида сварки. Сваривать можно как металлы, так и пластмассы. Сварные соединения по сравнению, например, с соединениями склепыванием имеют ряд серьезных преимуществ, благодаря которым они нашли широкое применение в приборостроении. К ним относятся возможность автоматизации процесса, меньшая стоимость конструкции, более низкая трудоемкость процесса, простота получения сложных конструкций из отдельных деталей и т. д.

Типы соединений. Соединения сваркой плавлением подразделяют на стыковые, нахлесточные, тавровые, угловые. Сварку производят односторонними или двусторонними швами (табл. 4.4). Для получения надежного соединения кромкам листов придают определенную форму, регламентированную стандартом (табл. 4.5). В нахлесточных соединениях в зависимости от действующего усилия различают швы: лобовые (рис. 4.1, *а*), фланговые (рис. 4.1, *б*) и комбинированные (фланговые и лобовые) (рис. 4.1, *в*) [49, 51].

4.4. Условные обозначения и характеристики сварных соединений

Тип соединения	Условное обозначение	Форма кромок, подготовленных для сварки	Тип сварного шва	Эскиз соединения
Стыковое	C_1	Отбортовка двух кромок	Односторонний	
	C_2	Без скоса кромок	Односторонний	
	C_7		Двусторонний	
Угловое	$У_1$	С отбортовкой кромки	Односторонний	
	$У_4$	Без скоса кромки	Односторонний	
	$У_5$		Двусторонний	
	$У_6$	Со скосом одной кромки	Односторонний	

Тип соединения	Условное обозначение	Форма кромок, подготовленных для сварки	Тип сварного шва	Эскиз соединения
Тавровое	T_1	Без скоса кромок	Односторонний	
	T_3		Двусторонний	
Нахлесточное	H_1	Без скоса кромок	Односторонний	
	H_2		Двусторонний	

Примечание. Размеры конструктивных элементов соединений приведены в табл. 4.5.

Сварку полимеров и пластмасс производят путем нагрева свариваемых деталей до пластического вязкотекучего состояния и соединения их под давлением.

При сварке нагретым газом разогревают струей воздуха или другого газа свариваемые кромки деталей (рис. 4.2, *а*) и присадочный материал до температуры сварки, после чего присадочный пруток вдавливают в разделку шва. При сварке материала значительной толщины в разделку шва последовательно укладывают несколько присадочных прутков. При соединении деталей толщиной менее 4 мм сварку производят без разделки кромки листов. При большей толщине применяют X- и V-образные способы разделки шва под углом 60° (рис. 4.2, *б*, *в*). Причем X-образные швы более прочны.

Для сварки пленок мягких и жестких полимеров и пластмасс толщиной не более 2 мм детали разогревают с помощью специального электронагревателя до вязкотекучего состояния, а затем

4.5. Размеры конструктивных элементов сварных соединений основных типов *, мм

ГОСТ	Способ сварки	Условное обозначение соединения												
		C_1					C_2				C_7			
		s	b	R	t	l	s	b	l	g	s	b	l	g
5264—80	Руч-ной	1—2 2—4	+0,5 +1,0	$s-2s$	$s-3s$	$2s+3$	1,0—1,5 1,5—3,0	+0,5 1±1,0	6 7	1±0,5 1,5±1,0	До 2 2—4	2±1	8 9	1,5±1,0
14771—76*	ИН	0,5—1,0 1,0—1,5 1,5—2,0	+0,2 +0,3 +0,5	$s-2s$	$s-3s$	$3s+1,5$ $2s+2$	0,5—1,0 1,0—2,0 2,0—4,0	+0,1 +0,2 0,3	6 7 8	+0,1 +0,2 +0,3	3—4	0+0,5	9	0+0,2
	ИП; УП	0,5—1,4	+0,5	$s-2s$	$s-3s$	$3s+2,5$	0,8—1,2	+1,0	7	0,8	3—4	0+1,0	9	1,0±1,0
		1,5—4,0	+1,0			$2s+3$	1,4—2,0 2,5—4,0	+1,5 +2	12	10±0,5				
14806—80	РИН; АИН	0,8—1,0	+0,1	$s-1,5s$	$s-2,5s$	7	0,8—1,0	+0,5	7	0,8±0,5	2—3	0+1,0	10	1,0±0,5
		1,0—1,5	+0,2			10	1,0—2,5		10		3—4		12	
		1,5—2,0					2,5—4,0	+1,0	12	1,0±0,5				

Продолжение табл. 4.5

ГОСТ	Способ сварки	Условное обозначение соединения											
		$У_4$					$У_5$						
		s	t	b	l	s_1	s	l	g	b	k	s_1	
5264—80	Руч-ной	1,0—1,5 1,5—3,0	$0,5^{+1,5}_{-0,5}$	+0,5 +1,0	6 8	⩾1,0	2—3	8	$0,5^{+1,5}_{-0,5}$	+1,0	—	⩾2	
14771—76*	ИН	0,8—1,5 1,5—2,0	+1,0	+0,5	3 5	⩾0,8	0,8—1,5 1,5—2,0	3 5	0+1,0	+0,5	—	⩾0,8	
	ИП; УП	0,8—1,5 1,5—2,8	1,0+1,0	+1,0	4 6	⩾0,8	0,8—1,4 1,5—2,8	4 6	0+1,0	+1,0	—	⩾0,8	
14806—80	РИН АИН	1,5—3,0	1,0+1,0	+0,5	7	⩾0,7s	1,5—3,0	7	1,0+1,0	+0,5	3+2	⩾0,7s	

ГОСТ	Способ сварки	Условное обозначение соединения														
		$У_6$						T_1, T_2			H_1					
		s	l	g	b	c	α, °	s	s_1	b	s	B	b	s_1	k	
5264—80	Руч-ной	3,0—5,0	8±2	$0,5^{+1,5}_{-0,5}$	2^{+1}_{-2}	1±1	45±2	2—3	2	0+1	2,0—5,0	3—20	0+1,0	⩾2	—	
14771—76*	ИН	3,0—3,8	0±2	1,0+0,5	1,0±1,0	1±1	50±2	0,8—3,0	0,8	0+0,5	0,8—4,0	3—16	0+0,2	⩾s	—	
	ИП										0,8—5,0	3—20	0+0,5	⩾s	—	
	УП	3,0—4,0	0±2	1,0±1,0	1±1,0	1,0±1,0	0,40±2									
14806—80	РИН	4,0—6,0	15±2	2,0±1,0	0+1,0	2±1	60±2	1,0—2,0	0,7	0+1,0	1,0—2,0	5	0+1,0	⩾1	s+b	
								2,0—3,0		0+0,5	2,0—4,0	15	0+0,5			

Примечание. Принятые обозначения: ИН — в инертных газах неплавящимся электродом без присадочного металла; ИП — в инертных газах и их смесях с углекислым газом и кислородом плавящимся электродом; УП — в углекислом газе и его смеси с кислородом плавящимся электродом; РИН — ручная; АИП — автоматическая.

* Эскизы соединений приведены в табл. 4.4.

соединяют сдавливанием. Этот метод, однако, малопроизводителен, так как требует определенных затрат времени на нагрев, регулировку температуры и охлаждение шва после сварки.

При сварке токами высокой частоты соединяемые детали нагревают в высокочастотном электрическом поле. После разогрева кромок деталей до пластического состояния их сдавливают для создания прочного соединения. В результате сварки получают

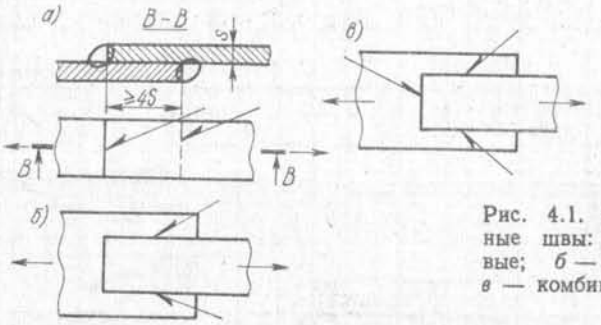


Рис. 4.1. Нахлесточные швы: *а* — лобовые; *б* — фланговые; *в* — комбинированные

непрерывный, прочный и герметичный шов. Нахлесточные соединения можно сваривать без скоса и со скосом кромок под углом 45°.

При сварке трением нагревают кромки свариваемых деталей до пластического состояния теплотой, выделяющейся при трении поверхностей друг о друга. Преимущество данного метода заключается в отсутствии необходимости в подготовке поверхностей перед сваркой, а также в быстроте сварки.

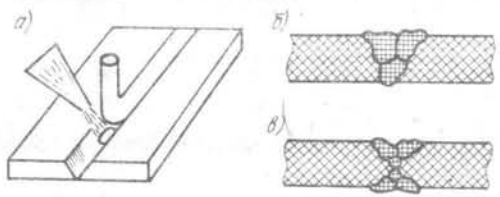
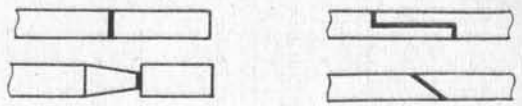


Рис. 4.2. Сварка полимеров: *а* — нагретым воздухом; *б*, *в* — *X*-, *V*-образным швом

•При сварке ультразвуком электрические колебания, вырабатываемые генератором, преобразуются в механические колебания рабочего инструмента (волновода), а возникающие в свариваемых деталях высокочастотные механические колебания — в теплоту, идущую на нагрев и сварку материалов. Этот метод является наиболее универсальным и перспективным при сварке полимеров и пластмасс. Стыковая микросварка широко применяется при производстве электроизмерительных приборов, часов, фотоаппаратов, счетно-решающих устройств и т. д. Как правило, сварке подвергаются микродетали из цветных, одноименных и разноименных металлов и сплавов одинаковых и различных сечений. К микродеталям условно относят детали сечением от 0,008 до 3,2 мм² (диаметры проволок от 0,1 до 2,0 мм). Соединения могут работать при знакопеременных нагрузках, перепадах температур и в других экстремальных условиях. Стыковая микросварка может производиться методами сопротивления и оплавления. В первом случае сварка осуществляется без оплавления торцов соединяемых деталей, во втором — с их оплавлением. Этим видом сварки соединяются провода одинаковых и различных диаметров, кольца со стержнями и трубками, многожильные провода, металлические ленты, листы с накладками, термопары с изделиями, крепежные лепестки с основаниями, металлокерамические контакты с плоскими пружинами и т. п. Стыковой микросварке подвергаются

Рис. 4.3. Стыковые швы в соединениях микросваркой



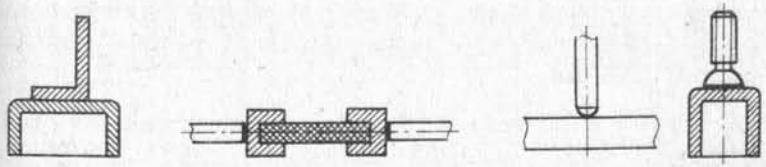


Рис. 4.4. Тавровые швы в соединениях микросваркой

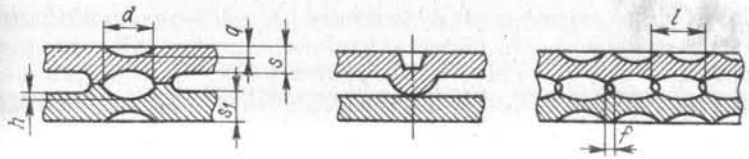


Рис. 4.5. Точечная и рельефная сварка

различные металлы и сплавы, например медь, латунь, бронза, алюминий, коррозионно-стойкая сталь, молибден, вольфрам, никель, ковар, нихром, золото, серебро, платина, сталь омедненная и никелированная, железо алюминированное и др. Особенностью сварки этого вида является необходимость более точного, чем при сварке крупных деталей, соблюдения условий сварки [49, 96, 136].

Соединения микросваркой могут быть стыковыми (рис. 4.3) и тавровыми (рис. 4.4). Микросварку одноименных металлов или сплавов, как правило, выполняют методом сопротивления, а разноименных — методом оплавления.

Контактная сварка предназначена для получения нахлесточных и тавровых соединений, она допускает сварку деталей толщиной от 0,1 до 20 мм [49, 51, 136] ГОСТ 16878—79 устанавливает три основных вида контактной сварки: точечную, рельефную, шовную, имеющих соответственно обозначения $К_т$, $К_р$, $К_ш$.

При точечной сварке (рис. 4.5) детали соединяются между собой в отдельных «точках» с поперечником примерно 0,8—1,0 диаметра электрода.

Рельефная сварка производится по заранее подготовленным рельефам (выступам) одновременно в нескольких точках. Выступы могут быть выполнены заранее как на одной, так и на двух деталях.

Шовная сварка образует непрерывный шов с помощью непрерывно вращающегося дискового электрода [51].

При точечной или рельефной сварке точки могут располагаться параллельно друг другу (рис. 4.6, *а*) или в шахматном

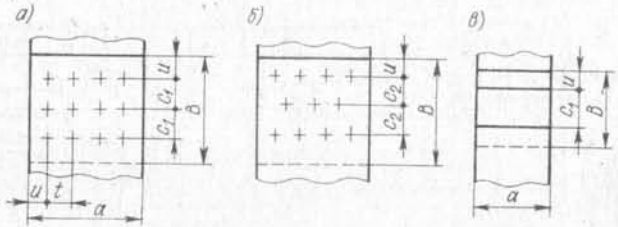


Рис. 4.6. Расположение точек при точечной или рельефной сварке

порядке (рис. 4.6, *б*). ГОСТ 15878—79 для каждого вида контактной сварки устанавливает группы соединений А и Б, причем выбор группы зависит от требований к сварной конструкции.

4.6. Размеры конструктивных элементов, выполняемых точечной контактной сваркой, мм
Группа А

$s = s_1$	d, не менее	B при однорядном шве, не менее: Стали, сплавы на железоникелевой и никелевой основах, титановые сплавы	B при однорядном шве, не менее: Алюминиевые, магниевые и медные сплавы	t_1, не менее	C_1, не менее
До 0,3	2,5	6	10	8	9,0
Св. 0,3 до 0,4	2,7	7	10	8	9,0
» 0,4 » 0,6	3,0	8	10	10	12,0
» 0,6 » 0,7	3,3	9	12	11	13,0
» 0,7 » 0,8	3,5	10	12	13	15,5
» 0,8 » 1,0	4,0	11	14	15	18,0
» 1,0 » 1,3	5,0	13	16	17	20,5
» 1,3 » 1,6	6,0	14	18	20	24,0
» 1,6 » 1,8	6,5	15	19	22	26,0
» 1,8 » 2,2	7,0	17	20	25	30,0
» 2,2 » 2,7	8,0	19	22	30	36,0
» 2,7 » 3,2	9,0	21	26	35	42,0
» 3,2 » 3,7	10,5	24	28	40	48,0
» 3,7 » 4,2	12,0	28	32	45	54,0
» 4,2 » 4,7	13,0	31	36	50	60,0
» 4,7 » 5,2	14,0	34	40	55	66,0
» 5,2 » 5,7	15,0	38	46	60	72,0
» 5,7 » 6,0	16,0	42	50	65	78,0

4.7. Размеры конструктивных элементов, выполняемых точечной контактной сваркой, мм
Группа Б

$s = s_1$	d, не менее	B при однорядном шве, не менее: Стали, сплавы на железоникелевой и никелевой основах, титановые сплавы	B при однорядном шве, не менее: Алюминиевые, магниевые и медные сплавы	t_1, не менее	C_1, не менее
До 0,3	1,5	4	6	7	8,5
Св. 0,3 до 0,4	1,7	5	7	7	8,5
» 0,4 » 0,5	2,0	6	8	8	10,0
» 0,5 » 0,6	2,2	7	9	8	10,0
» 0,6 » 0,8	2,5	8	10	10	12,0
» 0,8 » 1,0	3,0	9	12	12	15,0
» 1,0 » 1,3	3,5	10	13	14	16,5
» 1,3 » 1,6	4,0	11	14	16	18,0
» 1,6 » 1,8	4,5	12	15	18	19,5
» 1,8 » 2,2	5,0	13	16	20	24,0
» 2,2 » 2,7	6,0	15	18	23	27,0
» 2,7 » 3,2	7,0	17	20	26	31,0

4.8. Размеры конструктивных элементов соединений, выполняемых рельефной контактной сваркой, мм

$s = s_1$	d, не менее	B при однорядном шве, не менее	$s = s_1$	d, не менее	B при однорядном шве, не менее
До 0,3	2,5/1,5	5/3	Св. 1,8 до 2,2	7,0/5,0	14/10
Св. 0,3 до 0,4	2,7/1,7	5/3	» 2,2 » 2,7	8,0/6,0	16/12
» 0,4 » 0,5	3,0/2,0	6/4	» 2,7 » 3,2	9,0/6,5	18/13
» 0,5 » 0,6	3,0/2,2	6/4	» 3,2 » 3,7	10,5/7,0	21/14
» 0,6 » 0,7	3,3/2,5	6/5	» 3,7 » 4,2	12,0/8,0	22/16
» 0,7 » 0,8	3,5/2,5	7/5	» 4,2 » 4,7	13,0/9,0	24/18
» 0,8 » 1,0	4,0/3,0	8/6	» 4,7 » 5,2	14,0/10,0	26/20
» 1,0 » 1,3	5,0/3,5	10/6	» 5,2 » 5,7	15,0/11,0	28/22
» 1,3 » 1,6	6,0/4,0	12/8	» 5,7 » 6,0	16,0/12,0	30/24
» 1,6 » 1,8	6,5/4,5	13/9			

Примечание. d и B для соединений группы А приведены в числителе, для соединений группы Б — в знаменателе.

Существенно, что группа Б дает возможность получить меньшие габаритные размеры. Основные размеры соединений контактной сваркой приведены в табл. 4.6—4.9 в соответствии с ГОСТ 15878—79. Минимальная длина нахлестки B при однорядных швах приведена в табл. 4.6—4.9, а при многорядных соединениях ее рассчитывают по формуле

$$B = 2u + C_{1\,(2)}\,(n - 1),$$

4.9. Размеры конструктивных элементов соединений, выполняемых шовной контактной сваркой, мм

$s = s_1$	d, не менее	B при однорядной шве, не менее	
		Стали, сплавы на железоникелевой и никелевой основах, титановые сплавы	Алюминиевые, магниевые и медные сплавы
До 0,3	2,5/1,5	6/4	10/6
Св. 0,3 до 0,4	2,5/1,7	7/5	10/7
» 0,4 » 0,5	3,0/2,0	8/6	10/8
» 0,5 » 0,6	3,0/2,2	8/7	10/9
» 0,6 » 0,8	3,5/2,5	10/8	12/10
» 0,8 » 1,0	4,0/3,0	11/9	14/12
» 1,0 » 1,3	5,0/3,5	13/10	16/13
» 1,3 » 1,6	6,0/4,0	14/11	18/14
» 1,6 » 1,8	6,5/4,5	15/12	19/15
» 1,8 » 2,2	7,0/5,0	17/13	20/16
» 2,2 » 2,7	7,5/6,0	19/15	22/18
» 2,7 » 3,2	8,0/7,0	21/17	26/20
» 3,2 » 3,7	9,0/—	24/—	28 —
» 3,7 » 4,0	10,0/—	28/—	30 —

Примечание. Размеры d и B для соединений группы А даны в числителе, для соединений группы Б — в знаменателе.

где u — расстояние от центра точки или оси шва до края нахлестки (рис. 4.6, *в*); C_1 — расстояние между осями соседних рядов точек при параллельном их расположении; C_2 — то же при шахматном расположении; n — число точек. При соединении деталей разной толщины параметры конструктивных элементов определяют по детали, имеющей меньшую толщину. В связи с тем, что усилия между сварными точками распределены неравномерно, целесообразно размещать их в один или два ряда, располагая перпендикулярно к направлению действующей силы. Многоточечные соединения следует проектировать с развитием в ширину, уменьшая при этом длину нахлестки.

Условное обозначение стандартного шва соответствует ГОСТ 2.312—72. В табл. 4.10 приведены вспомогательные знаки для обозначения типов швов.

Расчет на прочность сварных соединений. Указанный расчет производят в зависимости от рода действия нагрузки, типа соединения, характера сварного шва с учетом равнопрочности шва и соединяемых деталей.

Стыковые сварные швы. При действии на шов растягивающей или сжимающей силы Q (рис. 4.7) длину шва рассчитывают на растяжение или сжатие из условия прочности по формуле $l_р \geqslant Q/(\delta\,[\sigma]'_{р\,(сж)})$, а из условия равнопрочности — по формуле $l_р = (1/\varphi)\,b$, где $[\sigma]'_{р\,(сж)} = \varphi\,[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение

4.10. Вспомогательные знаки для обозначения типов сварных швов

Вспомогательный знак	Значение вспомогательного знака	Расположение вспомогательного знака относительно полки линии-выноски, проведенной от изображения шва	
		с лицевой стороны	с оборотной стороны
⌐	Шов выполнить при монтаже изделия		
/	Шов прерывистый или точечный с цепным расположением, угол наклона линии 60°		
Z	Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением		
○	Шов по замкнутой линии		
⊐	Шов по незамкнутой линии		
Q	Усиление шва снять		

на растяжение (сжатие) стыкового шва; $[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение на растяжение основного материала; φ — коэффициент, учитывающий способ сварки (табл. 4.11); δ, b — соответственно

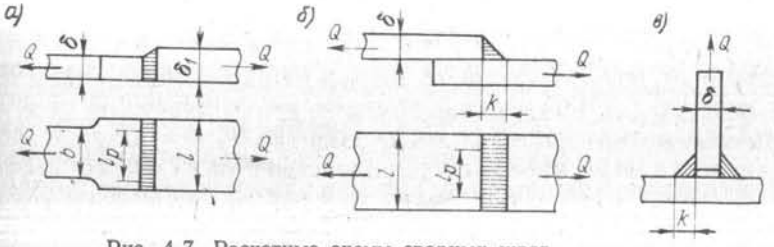


Рис. 4.7. Расчетные схемы сварных швов

толщина и ширина соединяемых деталей (за расчетную высоту принимают толщину более тонкой детали). Фактическая длина $l_ф$ шва с учетом возможного непровара шва по краям будет равна $l_ф = l_р + (10 \div 15)$ мм (рис. 4.7, *а*, *б*).

4.11. Значения коэффициента φ для соединений дуговой сваркой

Тип сварного шва	Вид нагружения	Ручная сварка		Автоматическая и полуавтоматическая сварка
		без обработки	с подваркой корня	
Стыковой	Растяжение Сжатие	0,8 0,9	0,9 1,0	1,0
Стыковой и угловой	Срез	0,6	0,65	

При действии на стыковой шов изгибающего момента $M_{из}$ и растягивающей силы Q расчет производят по суммарным напряжениям [51]:

$$\sigma_{сум} = \frac{6M_{из}}{\delta l_р^2} + \frac{Q}{\delta l_р} \leqslant [\sigma]'_р.$$

Угловые швы соединений всех типов. Данные соединения (рис. 4.7, *б*, *в*) рассчитывают на срез по формуле

$$l_р \geqslant Q/(h[\tau]'_{ср}).$$

Здесь $h = \beta k$, где β — коэффициент, учитывающий глубину провара (табл. 4.12); k — катет шва, принимается равным толщине более тонкой детали. Как показывают исследования, в нахлесточных соединениях с фланговыми швами касательные напряжения распределяются неравномерно по длине шва, поэтому расчетную длину одного флангового шва ограничивают до $60k$.

4.12. Значения коэффициента β в зависимости от способа дуговой сварки

Способ сварки	β
Ручная и многопроходная автоматическая	0,7
Двух- и трехпроходная полуавтоматическая	0,8
Однопроходная полуавтоматическая	0,85
Двух- и трехпроходная автоматическая	0,9
Однопроходная автоматическая	1,0

Длину одного флангового шва рассчитывают по формуле [18, 51, 136]:

$$l_ф = 0{,}08Q^2/\{h^3([\tau]'_{ср})^2\},$$

где $[\tau]'_{ср} = \varphi[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение на срез стыкового и углового швов. Если $l_ф = 60k$, то вместо фланговых швов применяют комбинированные угловые швы. При заданном значении b расчетная длина лобового шва будет равна $l_р = b -$ $-(10 \div 15)$ мм.

Если силы действуют на соединение перпендикулярно к плоскости расположения швов, то угловые швы в тавровых соединениях рассчитывают как лобовые, а если силы направлены параллельно швам — то как фланговые. При действии на тавровое соединение с угловыми швами (рис. 4.7, *в*) изгибающего момента $M_{из}$ и силы Q проверочный расчет производят по формуле

$$\tau_{сум} = \frac{3M_{из}}{hl_р^2} + \frac{Q}{2hl_р} \leqslant [\tau]'_{ср}.$$

Точечные сварные соединения рассчитывают на срез. Определяют необходимое число сварных точек n

$$n \geqslant 4Q/(\pi d^2\,[\tau]'_{ср}),$$

где d — диаметр сварной точки.

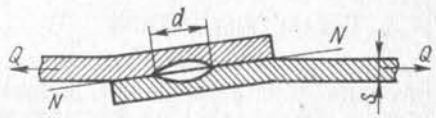


Рис. 4.8. Схема соединения контактной сваркой

Соединения контактной сваркой. Расчет нахлесточного соединения с одной сварной точкой производят на срез в плоскости $N - N$ и вырыв из основного металла (рис. 4.8). Из условий прочности на срез определяют напряжение среза и сравнивают с допускаемым [49, 96]:

$$\tau_{ср} = 4Q/(\pi d^2) \leqslant [\tau]'_{ср}.$$

Здесь Q — нагрузка, действующая в соединении; $[\tau]' = (0{,}5 \div$ $\div 0{,}6)\,[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение для сварной точки, где $[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение на разрыв основного металла [51]. Из условий на прочность и вырыв рассчитывают напряжение среза и сравнивают с допускаемым:

$$\tau_{ср} = Q/(\pi ds) \leqslant [\tau]'_{ср},$$

где s — наименьшая толщина соединяемых деталей. Расчеты показывают, что при $d < 4s$ разрушение происходит в результате среза, а при $d > 4s$ — вырыва.

В деталях в зоне соединения под действием силы Q возникают напряжения изгиба [51]

$$\sigma_{из} = 3\sigma_р \Big/ \left(1 + \frac{d}{s}\sqrt{\frac{3\sigma_р}{E}}\right) \leqslant [\sigma]_{из},$$

где $\sigma_р$ — допускаемое напряжение растяжения в основном металле; E — модуль упругости; $[\sigma]_{из}$ — допускаемое напряжение на изгиб, $[\sigma]_{из} = [\sigma]_р$.

Расчет многоточечных сварных соединений производят по формулам:

при $d < 4s$ $\quad z \geqslant 4Qk_\tau/(\pi d^2\,[\tau]'_{ср})$;

при $d > 4s$ $\quad z \geqslant Qk_\tau/(\pi ds\,[\tau]'_{ср})$,

где $k_\tau = 0{,}38 + 0{,}62t/d$ — коэффициент напряжений; z — число сварных точек.

Для уменьшения нагрузки крайних сварных точек при невозможности увеличить ширину листа их общее расчетное число в трехрядном соединении увеличивают в 1,5 раза, в четырехрядном — в 2 раза, в пятирядном — в 2,5 раза.

Расчет соединений шовной сваркой проводят по формуле

$$L \geqslant Q/(d\,[\tau]'_{ср}).$$

где L — длина шва. Если она получается больше ширины листа (рис. 4.6, *в*), то проектируется расположение шва в несколько рядов n.

4.3. Соединения пайкой

При пайке соединение металлических деталей происходит при помощи расплавленного дополнительного материала — припоя, вводимого в место соединения деталей. Пайка, как правило, не вызывает изменения механических свойств соединяемых материалов, и в них не возникают внутренние напряжения. Способы пайки (ГОСТ 17349—79) разделяют по условиям заполнения зазора и механизму образования паяного шва, по источникам нагрева и методам удаления окисной пленки на капиллярную, контактно-реактивную, диффузионную, некапиллярную [105].

Припои. Качество паяного соединения в значительной степени зависит от припоя, к которому предъявляются следующие требования: температура плавления припоя должна быть ниже температуры плавления соединяемых деталей; припой должен обладать хорошей жидкотекучестью, смачиваемостью материалов, подвергающихся соединению, растекаться по ним и затекать в зазоры соединения; припой должен образовывать с соединяемыми материалами сплав, обеспечивающий прочность спая; коррозионная стойкость припоя, шва и паяемого материала должна быть одинаковой; припой не должен снижать прочность и пластичность соединяемых деталей.

Кроме общих, к припоям могут предъявляться и ряд специальных требований, например по электропроводности, коррозионной стойкости и т. п.

Припои можно классифицировать по следующим признакам: температуре плавления — на низкотемпературные с температурой плавления $T_{пл} \leqslant 450$ °С и высокотемпературные с $T_{пл} > 450$ °С (низкотемпературные припои в своей основе содержат олово, висмут, кадмий, свинец, цинк, индий; высокотемпературные — медь, серебро, никель, кобальт, железо и др.); химическому составу — на медные, серебряные, золотые, платиновые, оловянно-свинцовые, цинковые и др.; технологическим свойствам — на самофлюсующие и композиционные; содержанию активизирующих компонентов (титана, циркония и др.); сортаменту (пластичные припои изготавливают в виде фольги, проволоки, полос; хрупкие — в виде отливок, порошка, паст, литых прутков). Различают также мягкие и твердые припои.

4.13. Припои

Тип	Марка	Температура плавления, °С	Назначение
Медно-цинковые ГОСТ 23137—78	ПМЦ-36, ПМЦ-48, ПМЦ-54, Л63, Л68, ЛОК62-06-04	800—900	Пайка латуни, меди и медных сплавов, содержащих до 68 % меди, стали
Медно-фосфорные ГОСТ 4515—81*	ПФО7 (МФОЦ7-3-2)	700	Для пайки деталей из молибдена и вольфрама
	ПМФ7 (МФ3)	850	
	ПМФ9	800	
	ПМФОЦр6-4-0,03	680	
Медно-фосфорные с серебром, никелем и сурьмой	ПСрФ2-5, ПСрФ5-5	800—820	Неответственные пайки меди и латуни. Не применяются для изделий, работающих на изгиб, удар, вибрацию
	ПСр25Ф	750	
Медно-никелевые с марганцем и серебром	ПМ38МЛ, ВПр13, 45А	900	Пайка деталей из коррозионно-стойкой стали и нихрома
	ВПр2, ВПр4, КП, ВПр1	980	
	ПЖ45-81, ПМН10, ГПФ	1200	
Оловянно-свинцовые бессурьмянистые ГОСТ 21931—76*	ПОС90, ПОС61, ПОС40	200	Пайка пищевой посуды, медицинской аппаратуры, электро- и радиоаппаратуры, печатных плат, деталей, чувствительных к перегреву
	ПОС10, ПОС61М, ПОСК50-18	260	
	ПОСК2-18	145	
	ПЦАМ-65, ПЧ25А, ПЧ80А, 48	310	
	ПЦАМ8М, ПСр5АКЦ	400	
Магниевые	П380Мг, П430Мг	570	Пайка магния и его сплавов
	AZ92, AZ125, ВМд	435	
Марганцевые	ВЗМИ-49	1000—1100	Пайка деталей из коррозионно-стойкой стали и нихрома
Платиновые	Пл99, ПлИ-5, ПлИ-10, ПлМ-25, ПлМ-8,5, ПлИ-4,5	1750	Соединение деталей, работающих при высоких температурах, при производстве электронных трубок; соединение труднопаяемых изделий
	ПлИ-15, ПлИ-17,5, ПлИ-20, ПлИ-25, ПлРд-10	1820	
	ПлИ-30, ПлРд-20, ПлРд-40	1930	
Алюминиевые ГОСТ 1521—76*	П550А, П575А, П590А, В65, Ал2	500	Пайка алюминия и его сплавов. Пайка деталей, работающих в активной среде
	Германиевые № 1 и № 2	450	
Малосурьмянистые ГОСТ. 21930—76*	ПОССу61-0,5; ПОССу50-0,5; ПОССу40-0,5; ПОССу35-0,5; ПОССу30-0,5; ПОССу25-0,5; ПОССу18-0,5	200	Пайка обмоток электрических машин, оцинкованных радиодеталей, авиационных радиаторов, свинцовых кабельных оболочек, трубок теплообменников электроламп
Серебряные ГОСТ 19738—74*	ПСр40, ПСр44, ПСр50Кд, ПСр71, ПСр15, ПСр10, ПСр25, ПСр45, ПСр65, ПСр72	800	Пайка цветных металлов и сплавов, радиотехнических изделий, ответственных соединений, требующих повышенной надежности
Серебряные с оловом	ПСрО10-90; ПСрОСу8; ПСр2; ПСр1,5; ПСрМ0,5; ПСрОС3,5-9,5; ПСрО3-97; ПСрОС3-58; ПСрОС2-58	200—300	Пайка, лужение меди, никеля, медных, медно-никелевых сплавов с посеребреной керамикой
Цинковые	П300А, Мосэнерго Б и А, ПЦАМКд-40, ВПр23, ПЦАМКд-45	250	Пайка аммония и его сплавов
На основе кадмия	К-1, К-3; ПСр3Кд, ПЦАМКд40; ПЦАМКд45	300	Пайка радиотехнических деталей
	Cd+5 % Ag; ПСр8КЦН	380	
	ПСр5КЦН; К83-17, ПЦАМКд33	260	
Висмутовые	Сплав Вуда	60	Пайка легких металлов и сплавов
	Сплав Арсенваля	79	
	Сплав Розе	94	
	Сплав Липовице	125	
Никелевые с марганцем, молибденом, кремнием и др.	ВПр11-40Н, ВПр11	1100	Пайка деталей из молибдена и вольфрама

4.14. Физико-механические свойства медно-цинковых припоев

Марка	$\alpha \cdot 10^6$, °С$^{-1}$	$\rho_R \cdot 10^6$, Ом·м	$\sigma_в$, МПа	$\gamma \cdot 10^3$, кг·м$^{-3}$
ПМЦ-36	22	10,3	Хрупкий	7,7
ПМЦ-48	21	4,5	205,8	8,2
ПМЦ-54	21	4,0	343	8,3

4.15. Физико-механические свойства оловянно-цинковых припоев

Марка	$\gamma \cdot 10^3$, кг·м$^{-3}$	$\rho_R \cdot 10^6$, Ом·м	$\sigma_в$, МПа	δ, %	$\sigma_у$, МПа
ПОС90	7,6	0,12	49	40	42
ПОС61	8,5	0,139	43	46	39
ПОС40	9,3	0,159	38	52	40
ПОС10	10,8	0,2	32	44	32
ПОС61М	8,5	0,143	45	40	11
ПОССу61-0,5	8,5	0,14	45	35	37
ПОССу50-0,5	8,9	0,149	38	62	44
ПОССу40-0,5	9,3	0,169	40	50	40
ПОССу35-0,5	9,5	0,172	38	47	39
ПОССу30-0,5	8,7	0,179	36	45	39

4.16. Предел прочности $\sigma_{пч}$ серебряных припоев при изменении температуры, МПа

Марка	Температура испытаний, °С									
	20	100	200	300	400	500	600	650	700	750
ПСр70	310	280	250	238	208	123	96	72	60	15
ПСр45	370	360	340	230	200	118	40	—	—	—
ПСр25	365	355	305	260	86	31	30	16	9	—

4.17. Предел прочности при срезе $\tau_{ср}$ соединений, паяных серебряными припоями, МПа

Материал соединяемых деталей	Марка припоя		
	ПСр40	ПСр45	ПСр25
Сталь 12Х18Н9Т	240—260	180—260	190—240
Сталь 40ХНМА	330—460	—	—
Сталь 30ХГСА	350—460	350—410	350—430
Медь	—	250	—

Типы припоев приведены в табл. 4.13, а механические свойства наиболее распространенных из них в табл. 4.14—4.19.

Пример условного обозначения припоя в виде проволоки круглого сечения (Прв) диаметром 2 мм (КР2) из сплава марки ПОССу 61-0,5:

Припой Прв КР2 ПОССу 61-0,5 ГОСТ 21931—76.*

4.18. Предел прочности при срезе $\tau_ф$ соединений внахлестку, паяных припоем ПОС40, МПа

Материал соединяемых деталей	Температура испытаний, °С					
	—196	—183	—96	—60	+20	+85
Медь М3	34,3	32,4	33,3	34,3	26,5	15,7
Латунь Л62	28,4	28,4	30,4	26,4	21,6	13,7
Сталь 20	58,7	53,9	53,9	50,0	27,4	21,6
Сталь Х18Н9Т	29,4	33,3	29,4	49,0	31,6	19,6

4.19. Механические свойства соединений внахлестку, паяных медно-никелевыми припоями

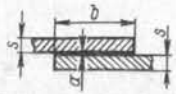
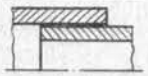
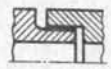
Марка припоя	Флюс или газовая среда	$\tau_{ср}$, МПа, при температуре эксплуатации, °С			$\sigma_т$, МПа, при температуре эксплуатации, °С	
		—60	20	200	20	500
ВПр1	ПВ200, ПВ201	471—568,8	363—490	294—392,3	245	196
ВПр2	Аргон	254,8—274,4	254—294	—	—	—
		245—294	205,8—294	196—294	190,12	269,5
		196—294	205,8—245	186,2—225,4	215,6	240,0
ПМ38МА	—	—	205,8—294	—	—	—
М1	Водород	—	166,6—196	—	—	—
ПЖ45-81	ПВ200, ПВ201	—	406,6—441,2	—	196	166,6

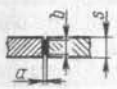
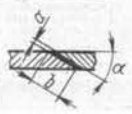
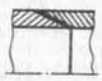
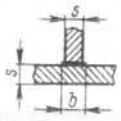
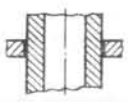
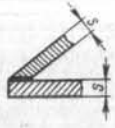
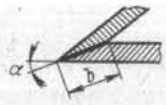
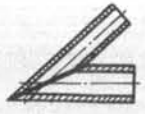
Примечание. Значения $\sigma_т$ получены как среднеарифметическое результатов испытаний при числе циклов $N = 10^7$.

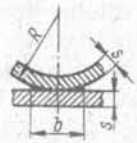
4.20. Значения сборочных зазоров для наиболее распространенных сочетаний паяемый материал — припой, мм

Припой	Паяемый материал				
	медь	медные сплавы	сталь углеродистая	сталь коррозионно-стойкая	алюминий и его сплавы
Оловянно-свинцовый	0,07—0,2	0,07—0,2	0,05—0,5	0,2—0,75	0,05—0,15
Медный	—	0,04—0,2	0,001—0,05	0,01—0,1	—
Медно-цинковый	0,04—0,2	0,04—0,2	0,05—0,25	0,02—0,12	—
Медно-фосфористый	0,04—0,2	0,04—0,2	—	—	—
Серебряный	0,04—0,25	0,04—0,25	0,02—0,15	0,05—0,1	—
Алюминиевый	—	—	—	—	0,12—0,25

4.21. Типы паяных соединений, их обозначение и конструктивные элементы (ГОСТ 19249—73*)

Нахлесточный		
ПН-1	ПН-2	ПН-3
		
Телескопический		
ПН-4	ПН-5	ПН-6
		

Стыковой		Косостыковой	
ПВ-1	ПВ-2	ПВ-3	ПВ-4
			
Тавровый			
ПТ-1	ПТ-2	ПТ-3	ПТ-4
			
Угловой			
ПУ-1	ПУ-2	ПУ-3	
			

Соприкасающийся				
ПС-1	ПС-2	ПС-3	ПС-4	ПС-5
				

Примечание. s — толщина основного материала; a — толщина шва; b — ширина шва; α — угол скоса; β — угол соединения деталей; R — радиус кривизны паяемой детали.

Для удаления окислов с поверхности паяемого материала и припоя и в целях предупреждения их образования применяют флюсы, которые подразделяются на высокотемпературные (выше 450 °С) и низкотемпературные (ниже 450 °С).

Мягкие припои могут быть использованы для пайки всех металлов в разнообразном сочетании с применением флюсов. Производить пайку встык мягкими припоями не рекомендуется, так как соединение получается недостаточно прочным. При этом необходимо применять дополнительные виды соединений, например развальцовкой, сваркой или обжимкой проводов. Используя твердые припои, получают более прочные соединения, не уступающие по прочности основному материалу, в этом случае детали можно соединять встык или внахлестку. При пайке для заполнения швов необходимо наличие у деталей фаски, а для цилиндрических тел — соответствующего зазора (табл. 4.20). Различные виды паяных соединений приведены в табл. 4.21.

Расчет на прочность паяных соединений. Прочность паяных соединений зависит от большого количества факторов, в том числе и от механических свойств припоев, которые до настоящего времени изучены недостаточно. Значения допускаемых напряжений достоверно получены для ограниченного числа припоев. При наличии сведений о механических свойствах паяного шва их можно рассчитать из условия равнопрочности шва и основного материала по формулам [51, 105]:

для соединений внахлестку

$$b = (\sigma_{пч}/\tau'_{ср})\,\delta,$$

для соединений встык

$$b = (\sigma_{пч}/\sigma'_{пч})\,\delta,$$

где b — ширина паяного шва; δ — наименьшая толщина соединяемых деталей; $\sigma_{пч}$ — предел прочности на разрыв материала соединяемых деталей; $\sigma'_{пч}$, $\tau'_{ср}$ — соответственно пределы прочности на разрыв и срез паяных швов.

4.4. Клеи и клеевые соединения

Соединение деталей склеиванием применяется как самостоятельное или в комбинации с другими видами соединений и имеет следующие преимущества: возможность соединения однородных и разнородных материалов (фарфора, стекла, пластмасс, металлов и др.) в различных сочетаниях, соединения деталей малой толщины; равномерное распределение напряжений; существенное повышение вибростойкости; низкая стоимость. Основными недостатками соединений склеиванием являются их низкая теплостойкость и прочность на односторонний отдир, явная зависимость прочности клеевого соединения от качества подготовки склеиваемых поверхностей и режима склеивания.

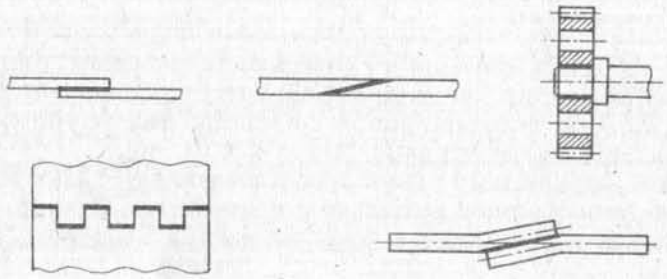


Рис. 4.9. Примеры конструкций соединений склеиванием

Соединения склеиванием, как правило, хорошо работают на отрыв и хуже — на разрыв и сдвиг. В последнем случае рекомендуется применять комбинированные соединения. Для обеспечения точности взаимного расположения деталей при склеивании в конструкциях предусматриваются специальные фиксирующие элементы (выступы, впадины и т. п.). Соединяемые при склеивании поверхности должны быть ровными, тщательно подготовленными; например, детали из текстолита, пластмасс, кожи и др. — зачищены наждачной бумагой, из стали — отшлифованы и т. д. Если клей плохо заполняет пустоты, то зазоры между склеиваемыми поверхностями не должны быть менее 0,05 мм. На рис. 4.9 приведены примеры конструкций соединений склеиванием.

При выборе клея необходимо учитывать рабочий интервал напряжений и температур эксплуатации соединения. В зависимости от способности работать в тех или иных температурных условиях все рассматриваемые ниже клеи условно подразделяют на две группы: 1) клеи общего назначения, способные длительно работать при нагреве до 60—80 °С; 2) теплостойкие клеи, способные работать при нагреве до 150—350 °С.

В зависимости от температуры склеивания рассматриваемые клеи делят на клеи холодного отверждения, не требующие технологического подогрева, и клеи горячего отверждения, требующие технологического подогрева до 150—250 °С.

4.22. Клеи * и склеиваемые материалы

Склеиваемые материалы	Сталь и сплавы металлов (Al, Mg, Ti)	Стеклопластики и другие слоистые пластики	Органическое стекло	Силикатное стекло	Керамика, ситаллы	Резины	Полиэтилен, полипропилен
Сталь и сплавы металлов (Al, Mg, Ti)	2—4, 6—10, 12, 13, 15, 16, 19—21, 31	2, 4, 6—10, 12, 13, 16, 19	2, 16, 41	2, 14, 16, 41	2, 4, 10, 13, 15, 16, 18	16, 21, 23, 41, 43, 44	2, 13, 16, 18
Стеклопластики и другие слоистые пластики	2—4, 6—10, 13, 18, 19	2, 3, 6—9, 12, 18, 19	2, 9, 16, 18, 41	2, 15, 16, 18	2, 4, 9, 10, 13, 15, 16, 18	16, 21, 41, 43, 44	2, 13, 16, 18
Органическое стекло	2, 16, 41	2, 15, 16	16, 31, 33	2, 16	2, 16, 18, 41	16, 18, 43	2, 1, 18
Силикатное стекло	15, 16, 18	2, 13, 15, 16	2, 16, 18	2, 15, 16, 31	2, 13, 15, 16	16, 18, 41	2, 13, 16
Керамика, ситаллы	2, 4, 9, 10, 13, 15, 16, 21	2, 4, 10, 18, 15, 16, 18, 21	2, 16, 18, 41	15, 16, 18, 41	2, 4, 10, 13, 15, 16, 18	16, 41, 43, 44	2, 13, 16

* Цифры, указанные в таблице, соответствуют приведенным в табл. 4.23 маркам клея.

4.23. Клеи и их основные характеристики

Марка	Температура эксплуатации, °С	Пределы прочности при 20 °С, МПа		Обозначение клея по табл. 4.22
		$\tau_{сд}$	$\sigma_{от}$	
ФР-12	До 200	8,3	3	1
БФ-2	(—60)—(80)	16,7	37,7	2
БФР-4	(—60)—(200)	16,7	30	3
ВС-10Т	(—60)—(300)	16,18	78	4
ФРАМ	До 80	2,94	5,88	5
ВК-32-200	(—60)—(60)	16,5	45	6
ВК-3	(—60)—(200)	3,42	19,6	7
ВК-13	(—60)—(300)	19,6	—	8
ВК-9	(—60)—(125)	15—23	20	9
Л-4	80	12	13—25	10
Д-96	65	12	—	11
К-153	(—60)—(80)	20,5	13,6—25,8	12
Д-9	(—60)—(80)	17,65	68,6	13
ЭЛ-13	(—60)—(70)	8,8	24,5	14
К-300-61	(—60)—(250)	12,5—15	10,8	15
ПУ-2	(—60)—(60)	20	4,3	16
ВК-11	(—60)—(60)	—	10	17
ВК-5	(—60)—(60)	12,2	2,4	18
ВК-15	(—80)—(100)	—	10,9	19
КГ-30	(—60)—(300)	—	1,2	20
Элатосил Ч-01	(—55)—(300)	—	2	21
Лейконат	До 150	—	4	22

Продолжение табл. 4.23

Марка	Температура эксплуатации, °С	Пределы прочности при 20 °С, МПа		Обозначение клея по табл. 4.22
		$\tau_{сд}$	$\sigma_{от}$	
Цианкрин ЭО	(—60)—(100)	15,5	1	31
ТМ-60	(—150)—(110)	—	—	32
СП-6К	(—60)—(300)	3	1	33
МП8-1	(—60)—(60)	17,5	6,5	34
АК-20	До 100	—	—	35
Клей № 8	(—100)—(20)	—	1—2	41
Мастика ЛИ	(—60)—(120)	—	2,4	42
88-НП	(—50)—(70)	—	1,1	43
78-БЦС	(—50)—(90)	—	1,3	44

4.24. Характеристика клеев марки БФ (ГОСТ 12172—74*)

Марка	Сорт	η, Па·с, при 20 °С	$\tau_{сд}$, МПа, при 20 °С	Назначение
БФ-2	Высший Первый	30—60 30—60	20 17	Для склеивания цветных металлов, коррозионно-стойкой стали, неметаллов друг с другом и с металлами
БФ-4	Высший Первый	30—60 —	20 16	
БФ-2Н	Высший Первый	30—60 —	20 17	Для склеивания черных металлов
БФ-4Н	Высший Первый	— —	20 16	
БФР-2	—	Не более 80	17	Для склеивания пакетов магнитопроводов, печатных плат, при производстве фольгированных диэлектриков
БФР-4	—	40—80	17	
БФР-6	—	Не менее 60	Не определялся	

Примерные рекомендации по использованию клеев приведены в табл. 4.22, пользуясь которой, можно выбрать клеи для склеивания заданных материалов. Для этого необходимо цифры таблицы расшифровать по табл. 4.23, в которой представлены также и основные свойства клеев [88].

Широкое применение нашли оптические (ГОСТ 14887—80) и типа БФ (ГОСТ 12172—74*) клеи (табл. 4.24).

4.5. Герметики

Герметики предназначены для уплотнения деталей при работе механизмов приборов под воздействием температурных перепадов, атмосферных осадков и агрессивных сред. Введенные в зазоры между деталями, они предохраняют их от газо-, влаго- и паропроницаемости [122]. Применяемые в приборостроении герметики можно разделить на следующие основные группы: 1) вулканизирующиеся при комнатной и более низких температурах; 2) невысыхающие; 3) высыхающие без вулканизации. К первой группе герметиков относятся тиоколовые, силоксановые и фторсодержащие.

Тиоколовые герметики могут эксплуатироваться при температурах от —60 до 130 °С (длительно), до 150 °С (кратковременно). Они имеют высокую стойкость к действию пресной и морской воды, бензинов, масел, разбавленных минеральных кислот и щелочей, но их не рекомендуется применять в непосредственном контакте с серебряными, латунными и медными деталями, так как в этом случае происходит потемнение поверхностей. Тиоколо-

4.25. Основные характеристики отдельных тиоколовых герметиков

Марка	Стандарт	$\sigma_{от}$, МПа	$q_{отс}$, кН/м	Назначение
У-30М		2,6	1,72	Для соединений, работающих в среде разбавленных кислот и щелочей, жидкого топлива и на воздухе во всех климатических условиях
УТ-31	ГОСТ 13489—79*	2,2	1,47	Для соединений, работающих на воздухе и в среде жидких топлив. Не допускается герметизация латунных, медных и серебряных деталей
УТ-32	ТУ 38-105462—72	2,0	—	Для болтовых, заклепочных и других соединений, работающих на воздухе и в среде жидкого топлива. Герметик марки УТ-32 не рекомендуется для герметизации латунных, медных и серебряных деталей
У-30МЭС-5		2,2		
У-30МЭС-10		1,6		
51-УТ-36А	ТУ 38-405-114—73	4,2	—	Общего назначения для приборостроения
51-УТ-36Б		3,2		

Примечание. Герметики У-30М и УТ-31 обладают достаточной адгезионной прочностью при креплении их к металлам, стеклу и другим материалам и требуют применения клеевого подслоя: клея 88-НП — для крепления к металлу при работе в вакуумной среде; клея 78-БЦС — для крепления к металлу при работе в воздушной среде с повышенной относительной влажностью и при непосредственном контакте с водой; клея К-50 — для крепления к металлу при работе в среде топлив и др.

4.26. Основные характеристики силоксановых герметиков

Марка	Температура эксплуатации, °С	$\sigma_{от}$, МПа	$q_{отс}$, кН/м	Назначение
		Виксинт		
К-18	(—60)—(250)	1,7	—	Радио- и электроприборы, работающие на воздухе и при повышенной влажности
У-1-18	(—60)—(300)	2,0	1,27	Соединения из алюминиевых, титановых сплавов, коррозионно-стойких сталей. Радиотехнические изделия, эксплуатирующиеся на воздухе и в различных климатических условиях при воздушной вибрации и ударных нагрузках
У-4-21	(—60)—(300)	1,5	0,5	Соединения из коррозионностойкой стали, магниевых и алюминиевых сплавов, а также приборы, длительно работающие в любых климатических условиях
У-5-21	(—60)—(350)	1,0	0,5	Заклепочные и сварные соединения, электро- и радиоприборы, работающие на воздухе
УФ-7-21	(—110)—(300)	2,0	0,3	Крепление полупроводников, металлические соединения и т. д., работающие на воздухе
К-68	(—70)—(250)	1,7	0,7	Радио- и электронная аппаратура, работающая на воздухе и в условиях повышенной влажности
ПК-68	(—60)—(200)	0,2	0,3	Электронная и радиотехническая аппаратура, длительно работающая на воздухе
		Герметик		
КЛ	(—55)—(300)	0,1—1	1,4	Склеивание силикатного и органического стекла, керамики, металлов. Электро- и радиоаппаратура
		Элатосил		
11-01	(—60)—(200)	1,6	2,0	Соединения из меди, стали, алюминия, керамики, силикатного и органического стекла

вые герметики можно шприцевать, формовать и прессовать. Они имеют различный цвет (обычно черный или серый). Хорошо противостоят радиационному облучению.

Основные характеристики тиоколовых герметиков некоторых типов, наиболее часто применяемых в приборостроении, приведены в табл. 4.25 [51].

К недостаткам тиоколовых герметиков следует отнести малое сопротивление раздиру, недостаточную износостойкость, высокую остаточную деформацию при сжатии, отсутствие стойкости к воздействию концентрированных кислот и щелочей.

Силоксановые герметики сохраняют физико-механические свойства при эксплуатации в условиях тропического климата, резких перепадов температур (от —60 до 250 °С) при длительной эксплуатации, вибрации и ультрафиолетового облучения, обладают технологичностью. Силоксановые герметики менее радиационностойки, чем тиоколовые.

Недостатки силоксановых герметиков: низкие разрушающие напряжения при растяжении, сопротивление раздиру, отслаивание и истирание. Характеристики силоксановых герметиков некоторых типов приведены в табл. 4.26. Герметики типа КЛ выпускают следующих марок: КЛ-4, КЛТ-30 (АИ-6), КЛСЕ (А, Б, В и Г), КЛФ-20 (А и Б), КЛВАЕ. Они предназначены для герметизации устройств, эксплуатирующихся в различных климатических условиях.

Фторсодержащие герметики, в отличие от силоксановых, применяют при работе изделий в контакте с углеводородными топливами и маслами. По всем остальным свойствам различий между фторсодержащими и силоксановыми герметиками нет [51, 122]. Герметик типа 51-Г-15 может эксплуатироваться в диапазоне температур от —60 до +250 °С, однако он имеет невысокую прочность. Его не рекомендуется применять в контакте с серебром, незащищенной медью и латунью. Более высокой прочностью обладает герметик 51-Г-1, который применяется для поверхностной герметизации клепаных, болтовых, сварных металлических конструкций из алюминиевых, стальных и магниевых сплавов. Температурный диапазон работы герметика от —30 до +200 °С. Герметик типа 51-Г-2 предназначается для внутришовной герметизации болтовых и заклепочных соединений, длительно работающих на воздухе или в среде углеводородных топлив.

Невысыхающие герметики применяются для уплотнения разъемных соединений, работающих под давлением или в вакууме. Наиболее распространенными являются герметики марок 51-Г-3 и 51-Г-4, причем первый предназначен для герметизации разъемных соединений, емкостей, электронных аппаратов и приборов и т. д., а второй — для герметизации разъемных и винтовых соединений, заклепок подстроечных сердечников в катушках индуктивности. Оба герметика рекомендуются для работы на воздухе в интервале температур от —60 до 100 °С.

4.27. Свойства анаэробных герметиков

Марка	Цвет	η, Па·с, при 20 °С	$\tau_{сд}$, МПа (резьб)	$\tau_{сд}$, МПа (цилиндров)
125р 125ц	Бесцветный	0,125 0,125	8—10 4—6	7,5—10 5—7
6В 25В	Красный	6,0 25,0	8—10 8—10	10—12 9—10
25ВС	Голубой	25,0	3—4	4—6

Примечания: 1. Анаэробные герметики водо-, масло-, бензостойкие, тропикостойкие, вибростойкие. 2. Температурный предел эксплуатации от —40 до +120 °С (свыше +100 °С — кратковременный).

Высыхающие герметики применяются для герметизации не только разъемных, но и неразъемных соединений. Герметики этого типа обладают большой усадкой вследствие улетучивания растворителя. В зависимости от назначения герметики подразделяют на две группы: 1) теплотопливостойкие (ВГК-18); 2) теплостойкие (51-Г-10, 51-Г-19, 51-Г-13 и 51-Г-14). Герметик типа ВГК-18 предназначен для герметизации болтовых, заклепочных и других соединений, соприкасающихся с воздухом, топливом и водой. Интервал температур эксплуатации от —50 до 100 °С. Герметик ВГК-18 может быть трех видов (№ 1, № 2, № 3), отличающихся друг от друга по вязкости, концентрации и цвету. Вторая группа герметиков работает в диапазоне температур от —70 до 70 °С. Герметик типа 51-Г-13 недостаточно стоек к атмосферному воздействию и не рекомендуется для применения на свету [51, 93, 122].

Анаэробные герметики занимают особое место [122]. В зависимости от состава и свойств они могут выполнять функции и клеев, и герметиков, но в отличие от последних анаэробные герметики отверждаются при отсутствии кислорода воздуха. Такие материалы более правильно называть анаэробными композициями или составами, так как классифицировать их как клеи или как герметики, — нельзя. Наибольшее практическое применение нашел термин «анаэробные герметики», которым в дальнейшем будем пользоваться при рассмотрении их свойств.

Анаэробные герметики обладают высокой прочностью при сдвиге (2—15 МПа), сжатии (250—580 МПа), хорошо уплотняют детали при высоком вакууме (до $133 \cdot 10^{-7}$ Па), просты в применении, не дают усадки, имеют малую вязкость и способность самовсасываться в мелкие зазоры без давления, могут быть использованы для герметизации мелких дефектов в литье, прокате,

сварных швах, обладают высокими антикоррозионными свойствами по отношению к металлам, могут эксплуатироваться в широком диапазоне температур (от —250 до +300 °С), химически стойки к воздействию различных сред (смазочных материалов, воды, кислоты, щелочи, газов и т. д.), стойки к воздействию ударов и вибрации (до 3000 Гц с ускорением до 500g), стойки к давлению (до 150 МПа) и изнашиванию.

Они подразделяются на две группы: одно- и двухкомпонентные — и применяются для контровки и уплотнения резьбовых соединений, фиксирования положения штифтов без неподвижных посадок, закрепления втулок, шестерен, уплотнения подшипников скольжения, крепления роторов на валике малого диаметра и т. д. Применение анаэробных герметиков позволяет исключить шайбы, шплинты, контргайки, уменьшить массу изделия, одновременно повысив его надежность, снизить точность обработки металла и стоимость изделия.

4.28. Влияние температуры на адгезионную прочность анаэробных герметиков, МПа

Температура, °С	Марка герметиков				
	125р	125ц	6В	25В	25ВС
20	10,0	6,1	7,6	10,1	5,0
40	9,7	5,9	8,6	9,3	4,5
60	9,7	6,2	9,9	8,3	4,0
80	9,4	5,5	4,3	5,3	2,8
100	6,8	1,6	3,6	3,8	2,4
120	1,2	0,7	1,5	1,0	1,1
140	1,1	0,3	1,4	0,4	0,3
—40	13,9	9,0	14,0	15,0	7,0

Примечание. Образцы подвергались воздействию температур в течение 2 ч и сразу же испытывались.

Составы анаэробных герметиков многочисленны и разнообразны. Они выпускаются в виде жидкостей различного цвета и вязкости. Свойства анаэробных герметиков некоторых типов по ТУ 6-01-2-370—74 и ТУ 7-01-2-309—74 приведены в табл. 4.27, а параметры, характеризующие влияние температуры на адгезионную прочность, — в табл. 4.28.

4.6. Клеесварные и клееклепаные соединения

Для повышения коррозионной стойкости сварных и клепаных соединений, улучшения их демпфирующих свойств при работе под воздействием вибрации, ударов и тряски, для более равномерного распределения напряжений по швам, снижения стоимости производства в них вводят клей и получают клеесварные и клееклепаные соединения [51, 144]. Расчеты и эксперименты показывают, что клеесварные соединения по прочности и другим характеристикам имеют преимущества перед клееклепаными. Клеи или герметики вводят в соединение до или после точечной сварки, при этом его прочность зависит не от способа их введения, а от толщины свариваемых листов. Практика эксплуатации таких

4.29. Прочностные свойства соединений клеями холодного отверждения

Марка	Материал	Предел прочности		
		Сдвиг	Равномерный отрыв	Неравномерный отрыв, Н/м²
		МПа		
КС-609	Д16Т	5,9	6,3	1,17
	30ХГСА	6,2	5,35	1,47
КВС-4	Д16Т	5,75	9,7	1,08
	30ХГСА	7,3	10,1	1,37
КЛН-1	Д16Т	14,7	20,1	2,16
	30ХГСА	22,7	31,4	1,57
ВК-9	Д16Т	15,2	20,0	2,35
	30ХГСА	24,0	22,0	2,45

4.30. Прочностные свойства соединений клеями горячего отверждения

Марка клея	Материал	Предел прочности		
		Сдвиг	Равномерный отрыв	Неравномерный отрыв, Н/м²
		МПа		
ВК-1	Д16Т	14,2	72,6	2,55
	30ХГСА	22,7	90	2,35
ВК-1МС	Д16Т	21,1	68,0	3,8
	30ХГСА	31,7	66,1	2,35
К-4С	Д16Т	27,2	59,2	3,43
	30ХГСА	29	68,0	3,72
ВК-17	Д16Т	28,2	43,0	4,1
	30ХГСА	19,6	43,6	3,43
ВК-32ЭМ	Д16Т	15,7	41,0	1,47
	30ХГСА	26,5	55,8	1,66
ВК-32-200	Д16Т	17,2	17,0	3,14
	30ХГСА	17,6	17,1	3,23
ВК-36	Д16Т	32,2	62,0	5,45
	30ХГСА	34,1	66,0	5,9
ВК-37	Д16Т	23,5	70,7	4,6
	30ХГСА	25,5	81,0	4,97
ВК-38	Д16Т	24,0	35,5	4,2
	30ХГСА	25,3	38,2	4,7
ФРАМ-30	Д16Т	27,4	44,0	4,97
	30ХГСА	26,0	39,8	4,41

соединений показывает, что они могут применяться только при сварке листов из алюминиевых, титановых, магниевых сплавов и сталей толщиной менее 4 мм, причем чем тоньше свариваемые листы, тем выше прочность соединения. Клеи, вводимые в соединения, должны обеспечивать коррозионную стойкость соединяемых металлов и сплавов, иметь высокий уровень когезии и адгезии с металлами, невысокую стоимость и обладать достаточной климатической стойкостью, термостойкостью и т. д. Применяют следующие клеи холодного отверждения: КС-609, КЛН-1, ВК-9, КВС-4, КЛН-1; горячего отверждения: ВК-1, ВК-1МС, К-4С, ВК-17, ВК-18, ВК-32ЭМ, ВК-32-200, ВК-36, ВК-37, ВК-39, ФРАМ-30.

При точечной сварке по клеям холодного отверждения [144] КЛН-1, ВК-9 и горячего отверждения ВК-37, ВК-39, ВК-1МС, ВК-32ЭМ прочность соединения повышается. Так, предел выносливости клеесварных соединений из магниевых сплавов возрастает по сравнению со сварными швами в два раза. В табл. 4.29 и 4.30 в качестве примера приведены прочностные свойства соединений с клеями холодного и горячего отверждения.

При шовной сварке для образования клеесварных соединений следует применять специальные пасты АЛКМ-1 и КСП-1, так как при сварке происходит разогрев деталей до высоких температур и, как следствие, выгорание клея. При введении клея в зазор между деталями после точечной сварки можно использовать, например, клеи ВК-1М6, ВК-39, при этом возможно неполное проклеивание деталей (до 30 %). При нанесении на поверхность сварных швов, полученных сваркой плавлением, например, клеев ВК-1М6, КЛН-1, ВК-9, ВК-37, ВК-39 значительно повышается герметичность и циклическая прочность соединений.

Для герметизации соединений, работающих при температурах от —50 до 150 °С, применяют анаэробные композиции холодного (ВАК-5А) или горячего (ВАК-5Б) отверждения [93].

4.7. Замазки

Замазки применяют как для получения самостоятельных, так и для уплотнения имеющихся соединений, а также щелей, мелких отверстий, неплотностей и т. д. Замазки делят на быстросхватывающиеся и плавящиеся (отвердевающие и неотвердевающие) [119]. В приборостроении к замазкам предъявляются следующие основные требования: они должны обладать малой усадкой (незначительным изменением своего объема при затвердевании), хорошей адгезией. Тепловой коэффициент расширения замазки не должен значительно отличаться от теплового коэффициента расширения материала соединяемых деталей; материал замазки должен быть химически нейтрален по отношению к материалам соединяемых деталей, негигроскопичным, быстро затвердевать (для быстросхватывающих замазок) и значительное время сохранять свои пластические свойства (для плавящихся замазок).

Быстросхватывающиеся замазки применяют для соединения фарфора с фарфором, фарфора, стекла, мрамора с металлом и др. Быстросхватывающиеся замазки широко используют для соединения крепежных изделий и металлической арматуры с неметаллическими деталями. Соединения замазками не выдерживают

4.31. Типы быстросхватывающихся замазок

Замазка	Состав	Назначение
Гипсовая	Гипс 62 %, бакелитовый лак 25 %, эмалевая краска 13 %	Для крепления и уплотнения стекол в приборах пыле- и водонепроницаемого исполнения, а также для крепления ампул в обоймах
Глицерино-глетовая	Свинцовый глет 90,9 %, глицерин 9,1 %	Для соединения металла с фарфором, обеспечения устойчивости против воздействия масла, кислот, щелочей, бензина и температурных перепадов

значительных механических нагрузок, поэтому их следует применять там, где другое соединение невозможно. Из всех видов нагружения замазки лучше всего выдерживают сжатие. До-

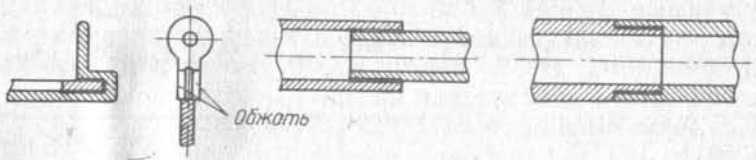
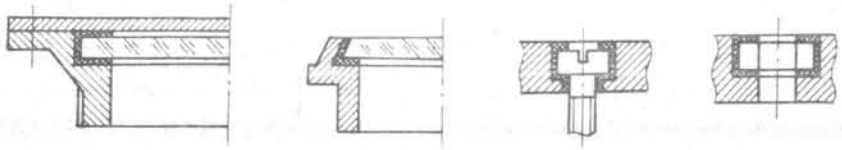


Рис. 4.10. Примеры соединения деталей с помощью замазки



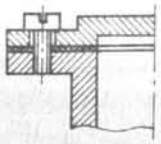


Рис. 4.11. Соединения стекла с металлом и крепежных деталей с неметаллической деталью

пускаемые напряжения на сжатие лежат в пределах $\sigma_{сж} = 6 \div 12$ МПа. Поверхности деталей, предназначенных для соединения замазкой, должны быть шероховатыми, обязательно обезжиренными и хорошо очищенными от загрязнений.

В табл. 4.31 приведены некоторые типы замазок, их состав и назначение. Для всех замазок толщина наносимого слоя должна быть не меньше 0,5 мм. Примеры применения замазок приведены на рис. 4.10. Соединение стекла с металлом и крепежных деталей с неметаллическими деталями показано на рис. 4.11.

Плавящиеся замазки применяют для уплотнения фланцевых и резьбовых соединений, стекол, для стопорения мелких крепежных деталей. Поскольку плавящиеся замазки при обычной температуре твердые, то их перед применением разогревают до пластического состояния. Для надежности уплотнения на поверхностях соединяемых деталей делают специальные канавки, в которые закладывают замазку. Ширина канавок 1—1,5 мм, глубина — 0,5 мм.

Недостаток соединений плавящимися замазками состоит в том, что со временем замазка может выдавливаться из места соединения.

К плавящимся замазкам относятся сургуч, канифоль, воск и менделеевская замазка. На рис. 4.12 в качестве примера приведено соединение невысыхающей замазкой [125].

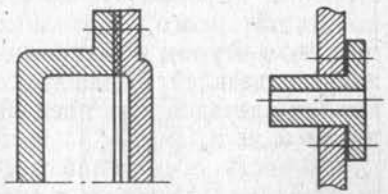


Рис. 4.12. Соединения невысыхающей замазкой

При консервации и длительном хранении механизмов и приборов возникает необходимость герметизировать их. В этом случае применяют уплотнительные замазки. Отечественная промышленность выпускает уплотнительные замазки 33К-3у (ГОСТ 19538—74*). Для уплотнения вакуумных соединений служат вакуумные замазки, выпускаемые по ОСТ 380183—75 и ОСТ 380194—75. Кроме замазок для уплотнения и защиты механизмов используют смазочный материал ВНИИ НП-298 (ТУ 38-101287—72), предназначенный для смазывания и уплотнения стеклянных и металлических подвижных соединений. Сма-

4.32. Характеристики герметизирующих и вакуумных замазок и СМ

Замазка и СМ	$\sigma_{от}$, Па			η, Па·с				Температурный интервал применения, °С	
	20 °С	50 °С	80 °С	—40 °С	0 °С	20 °С	50 °С	от	до
33К-3у	Более 2000	Более 1000	Более 500	—	—	4000	830	—40	50
Вакуумная	—	Более 2000	Более 1000	—	—	—	600	10	40
ВНИИ НП-298	Более 1000	90	0	—	1000	350—550	20—70	0	40
	440	200	Более 150 (330)	Менее 800 (560)	380	260	200	—50	250
ВНИИ НП-300	1600	20	0	—	5000	450	—	0	50

зочный материал ВНИИ НП-300 (ТУ 38-101298—72) применяют для смазывания подвижных соединений лабораторных высоковакуумных установок [119].

Некоторые характеристики герметизирующих и вакуумных замазок и смазочных материалов приведены в табл. 4.32.

4.8. Соединения заформовкой

Заформовка — неразъемное соединение двух или нескольких деталей, осуществляемое путем их заливки или опрессовки в пластмассу или резину. Заформовка служит для соединения металлических деталей, имеющих различные свойства, с пластмассами, стеклом и другими неметаллическими материалами. В приборостроении заформовку заливкой применяют, например, для заливки статорного железа в корпусы малых электрических машин, стальных втулок в постоянные магниты и т. п. Заформовку различных деталей в пластмассы используют для изоляции токонесущих деталей, для предохранения их от коррозии, уменьшения массы и т. п.

Точность соединений заформовкой зависит от погрешностей изготовления литейных и пресс-форм, усадки материала, коробления детали. Прочность соединения зависит от физико-механических свойств материала детали и формообразующего материала, от размеров и формы детали.

Для получения надежного соединения заформовкой коэффициенты термического расширения α_1 и α_2 соединяемых деталей не должны резко отличаться друг от друга, так как при работе приборов в условиях частых и резких изменений температуры возможно увеличение зазоров (при повышении температуры) или появление трещин (при ее понижении). В табл. 4.33 в качестве примера приведены коэффициенты термического расширения некоторых литейных сплавов [41, 51, 125].

При заформовке деталей, имеющих различные коэффициенты термического расширения, возможно получение неплотной конструкции. Для обеспечения прочности соединения в деталях делают отверстия, пазы, канавки и другие конструктивные элементы, которые заполняют формообразующим материалом.

4.33. Коэффициенты термического расширения литейных сплавов

Литейные сплавы	ГОСТ	$\alpha \cdot 10^{-6}$, °C^{-1}	Литейные сплавы	ГОСТ	$\alpha \cdot 10^{-6}$, °C^{-1}
Стальные отливки	977—75*	11	Магниевые сплавы	2856—79*	26,0—26,8
Алюминиевые сплавы	2685—75*	19,5—24,5	Оловянные бронзы	613—79	17,1—17,7
Литейные латуни	17711—80*	17—22	Сплавы альни и альнико	17809—72*	11—13

Для предохранения деталей от проворачивания, наряду с другими способами, часто применяют прямые и сетчатые рифления (рис. 4.13), причем последние предохраняют соединяемые детали также от осевых смещений.

За формовку используют для соединения металлических деталей с металлами, пластмассами, резиной и стеклом, когда необходимо элементам конструкции придать специальные свойства.

Соединение металлических деталей с металлом осуществляют литьем под давлением. При выборе соотношения размеров деталей, формы и размеров ребер жесткости и других конструктивных соотношений следует учитывать рекомендации для отливок, приводимые в соответствующих стандартах. На рис. 4.14 в качестве примера приведены схемы соединений заформовкой металлических деталей в металл.

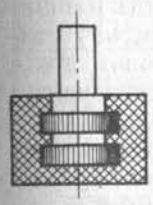


Рис. 4.13. Примеры способов предохранения деталей от проворачивания с помощью рифления

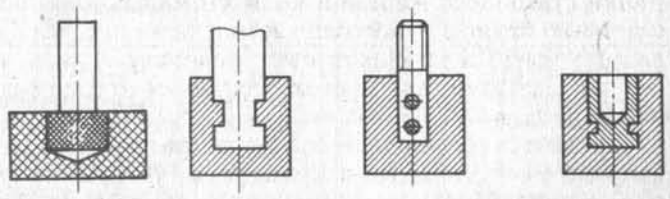


Рис. 4.14. Соединения заформовкой металлических деталей в металл

Этот способ применяют для соединения изделий с разными свойствами, например, деталей из стали, бронзы, латуни с деталями из цинковых, алюминиевых и магниевых сплавов и т. п. Температура плавления литейных сплавов должна быть ниже температур плавления материалов заформовываемых деталей [41, 48].

Соединение металлических деталей с пластмассами производят прессованием или литьем. Такой способ применяют для защиты деталей от коррозии, тепловой и электрической изоляции металлических деталей и других целей.

Для армированных изделий часто используют фенопласты (табл. 4.34), а для изделий электро- и светотехнического назначения — аминопласты (ГОСТ 9359—80*). Детали, работающие при температурах от —196 до +200 °С и в условиях тропического климата, изготавливают из прессовочного материала типа АГ-4 в соответствии с ГОСТ 20437—75Е* (табл. 4.35) [51].

Детали приборов, предназначенные для работы при температурах от —60 до 200 °С и в условиях тропического климата, можно изготавливать прямым и литьевым прессованием из термореактивного стекловолокнита типа ДСВ в соответствии с ГОСТ 17478—72* (табл. 4.35). Прессовочный материал может иметь салатный, черный, зеленый, красный и оранжевый цвета. Неокрашенный ДСВ имеет желтый цвет.

4.34. Назначение и некоторые физико-механические свойства фенопластов

Марка	$\sigma_{из}$, МПа	$\alpha \cdot 10^{-6}$, °C^{-1}	Назначение
02-010-02	63,7	4,5—5,3	Общего назначения типа О. Для изготовления кнопок, маховичков, корпусов приборов
03-010-02	69,0	4,6—5,3	
09-200-07	68,8	2,3—3,1	
Сп1-342-02	58,8	3,5—4,0	Специальные безаммиачные типа СП. Для изготовления колодок потенциометров, втулок, плит
Сп2-342-02	58,8	5,0—7,0	
Э1-340-01	58,8	4,3—5,3	Электроизоляционные типа Э. Для изготовления ламповых панелей патронов для ламп, клеммных плат, печатных схем, цоколей радиоламп, штепсельных разъемов
Э2-330-02	63,7	4,5—5,3	
Э3-340-65	49,0	2,0—5,0	
Э4-100-30	88,2	0,18—0,20	
Э5-101-30	95,1	2,0—5,0	
Э6-014-30	93,1	1,9—3,6	
Э8-361-63	53,9	3,8	
Э9-342-73	53,9	5,0—7,0	
Э10-342-63	53,9	2,5	
Вх3-090-14	58,8	2,0—3,4	Влагостойкие и химически стойкие типа Вх. Для изготовления деталей повышенной водо- и кислотостойкости, работающих в тропических условиях
Вх2-090-68	53,9	3,3—5,8	
Вх3-090-14	58,8	1,7	
Вх4-080-34	34,3	3,0—6,0	
У1-301-07	78,4	3,0—3,5	Ударопрочные типа У. Для изготовления деталей, работающих на удар, изгиб и кручение. Для изготовления зубчатых колес, кулачков и т. п.
У4-080-02	39,2	3,3	
У6-301-41	83,4	2,5—2,8	
Ж1-010-40	44,1	2,5—2,4	Жаростойкие типа Ж. Для изготовления деталей, работающих в условиях влажности и тропического климата
Ж2-010-60	53,9	1,5—4,0	
Ж3-010-62	53,9	1,5—4,0	
Ж6-010-60	49,0	1,5—4,0	

При запрессовке резьбовых втулок, изготавливаемых из латуней ЛС59-1 и ЛС63, в держатели соединителей радиоэлектронных изделий следует учитывать рекомендации ГОСТ 22742—77* на размеры резьбовых втулок. При запрессовке металлических деталей толщиной менее 1 мм, штампованных из листового материала, в пластмассы следует применять отгибы, так как это увеличит прочность соединения (рис. 4.15).

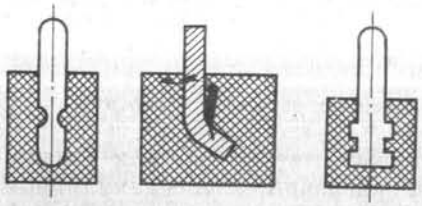


Рис. 4.15. Соединения заформовкой листовых деталей в пластмассы

При выборе соотношения размеров деталей, толщины стенок, технологических уклонов, толщины слоев пластмассы вокруг арматуры и т. п. следует учитывать особенности технологии изготовления пластмассовых деталей. В табл. 4.36 в качестве примера приведены некоторые рекомендации на размеры элемен-

4.35. Некоторые механические свойства стеклопластиков типа АГ-4 и стекловолокнитов типа ДСВ

Марка	$\sigma_в$, МПа		α, °C^{-1}
	Растяжение	Изгиб	
АГ-4В	—	168	$12{,}4 \cdot 10^{-6}$
АГ-4В-10	—	127	
АГ-4С	539	465	$5{,}0 \cdot 10^{-6}$ (в направлении стеклянных нитей); $8{,}5 \cdot 10^{-6}$ (в перпендикулярном направлении)
АГ-4НС	539	568	—
ДСВ-2-Р-2М (марка Л)	75	160	$(9 \div 12)10^{-6}$
	85	230	
	100	280	
	60	140	
	70	200	
	95	270	

тов деталей из пластмасс. Точность изготовления деталей из пластмасс, получаемых формованием, зависит от размеров деталей и усадки полимерного материала. Установлены следующие квалитеты точности: A_1 — для наружных и внутренних размеров;

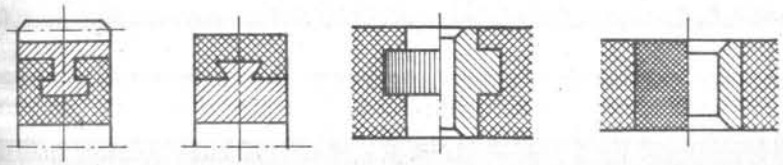
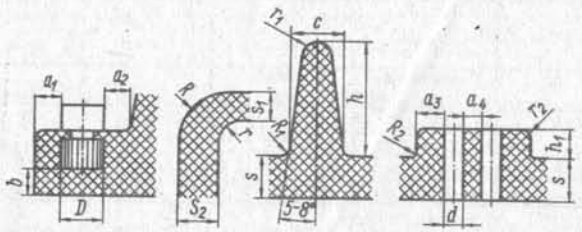


Рис. 4.16. Соединения заформовкой металлических деталей в пластмассы

A_2 — для межосевых расстояний между отверстиями или арматурой, а также толщины стенок в направлении, перпендикулярном к направлению замыкания формы; A_3 — для измеряемых вдоль усилия замыкания формы. На рис. 4.16 в качестве примера приведены соединения заформовкой металлических деталей в пластмассы [41, 51, 125].

Соединение металлических деталей с резиной получают путем вулканизации сырой резины (резиновых смесей). При соединении резины со сталями, латунями, чугунами и алюминиевыми спла-

4.36. Размеры конструктивных элементов деталей из пластмасс



Минимальная толщина слоев пластмассы вокруг арматуры, мм				Значение технологических уклонов пластмассовых деталей (прессование или литье)		
D	a_1	a_2	b	Высота детали	Поверхность детали: наружная	Поверхность детали: внутренняя
До 3	2,0	1,5	2,0	До 10	1,0 : 100	1,5 : 100
Св. 3 до 6	3,0	2,5	3,0	Св. 10 до 50	0,8 : 100	1,2 : 100
» 6 » 10	4,5	3,5	4,0	» 50 » 100	0,6 : 100	1,0 : 100
» 10 » 18	5,5	5,0	5,0	» 100 » 200	0,5 : 100	0,8 : 100
» 18 » 30	7,0	6,0	6,0	» 200	0,3 : 100	0,6 : 100

Примечание. Остальные конструктивные параметры элементов деталей из пластмассы определяют из следующих соотношений: 1) наименьшая толщина стенок деталей для термореактивных пластмасс $s > 2H/(u - 20) + 1/\lg a$; для термопластичных $s > 0{,}8\left(\sqrt[3]{H} - 2{,}1\right)$, где H — высоты стенки, мм; u — текучесть пластмассы, мм; a — ударная вязкость, кДж/м²; 2) $r = 0{,}5\,(s_1 + s_2)$; $R = s_1 + s_2$; $h = (1 \div 3)\,s$; $c = (0{,}7 \div 0{,}8)\,s$; $R_1 = (0{,}25 \div 0{,}35)\,s$; $r_1 > 1{,}5$ мм; $R_2 \leqslant 0{,}5s$; $r_2 \leqslant 0{,}25s$; $h_1/a_3 \leqslant 3$; $a_4 = s/d + 1$; $l \leqslant kd/\sqrt[4]{p}$, где d — диаметр отверстия, мм; p — давление прессования, Па; 3) значение коэффициента k выбирают в зависимости от вида отверстия (глухое—сквозное) и его расположения относительно направления прессования; $k = 140 \div 245$ (перпендикулярно) и $k = 167 \div 440$ (параллельно).

вами изделия имеют высокую прочность и термостойкость. Прочность соединения резины с металлом на растяжение и на сдвиг составляет 500—700 МПа. Меньшей прочностью обладают соединения резины с коррозионно-стойкими сталями, оловянистыми бронзами и магниевыми сплавами. Резинометаллические изделия предпочтительно применять при работе на сжатие и сдвиг. Для крепления резины к металлам применяют следующие клеи: 51-К-10 (ТУ 38-40528—70); 51-К-15 (ТУ 38-405106—73); 51-К-19 (ТУ 38-405111—73); 51-К-23 (ТУ 38-405221—75); ВКР-16 (ВТУ 24-7—71) и др. [2, 121, 125].

Соединение металлических деталей со стеклом производят путем обжатия размягченной массы на металлической детали. Температура плавления металла должна быть выше температуры нагрева соединения при заформовке. Аналогичные технологии применяют для соединения металлических деталей со стеклокерамиками (ситаллами) и керамиками. Некоторые характеристики стекла, ситалла и керамики различных марок приведены в табл. 4.37. На рис. 4.17 в качестве примера показана схема соединения заформовкой металлических деталей со стеклом [41, 125].

4.37. Свойства стекла, ситалла и керамики

Марка	$\alpha \cdot 10^{-6}$, °С$^{-1}$	$\sigma_н$, МПа	Термостойкость, °С
Стекло электровакуумное:			
С47-1	47	—	200
С49-1	52	84	180
С49-2	52	73	180
С87-1	95	62	100
С5-1	5	70	—
Стекло кварцевое	52	110	—
Ситаллы:			
СТЛ-1	15	104	—
СТЛ-2	21	116	—
СТМ-2	50	139	240
22ХС (керамика)	75	340	1240
Стеатит	60—110	120	—
Полакор	80	280	—

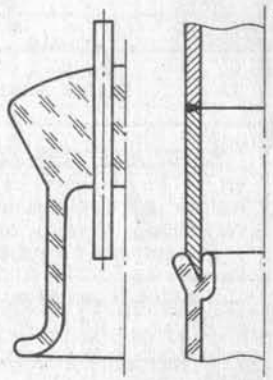


Рис. 4.17. Соединения заформовкой металлических деталей со стеклом

4.9. Соединения деталей с натягом

Соединение деталей с гарантированным натягом осуществляется за счет сил упругости при деформации деталей. С помощью натяга (разности посадочных размеров сопрягаемых деталей) можно соединять детали с цилиндрическими и коническими поверхностями контакта. Соединению подвергаются детали, изготавливаемые только из пластических материалов. Перед запрессовкой диаметр охватываемой детали (вала) больше диаметра охватывающей (детали с отверстием). Разность действительных размеров определяет натяг δ, который может быть наименьшим δ_{min} и наибольшим δ_{max} в зависимости от предельных размеров вала и отверстия [41, 48]:

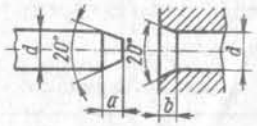
$$\delta_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES;$$

$$\delta_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI,$$

где d_{max} и d_{min} — соответственно наибольший и наименьший предельные размеры вала; D_{max} и D_{min} — то же для отверстия; ei и es — нижнее и верхнее отклонения вала; EI и ES — то же для отверстия.

В приборостроении применяются два вида соединений с натягом: гладкой детали в гладкое отверстие, накатанной детали

4.38. Рекомендуемые размеры входных фасок деталей сборки с помощью пресса, мм



Группы посадок	d	a	b
Все посадки с натягом с отверстиями до 7-го квалитета включительно и валами до 6-го квалитета включительно	До 30	0,5	1,0
	Св. 30 до 100	1,0	1,6
Все посадки с натягом 7-го и 8-го квалитетов	До 30	1,0	1,6
	Св. 30 до 100	2,0	2,5
Посадки с натягом типа H7/p6, H7/r6	До 30	1,6	2,0
	Св. 30 до 100	2,0	2,5

в гладкое отверстие. Соединение запрессовкой имеет ряд преимуществ: они просты в изготовлении, обеспечивают высокую точность центрирования соединяемых деталей, могут воспринимать как статические, так и динамические нагрузки. Соединения не

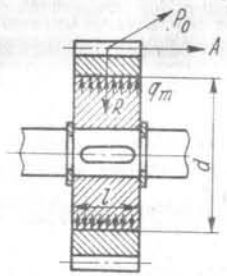


Рис. 4.18. Схема действия сил в соединении с натягом

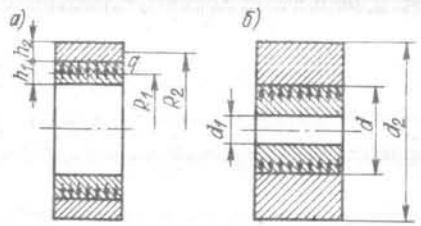


Рис. 4.19. Схема соединения деталей с гарантированным натягом: *а* — тонкостенных колец; *б* — толстостенных цилиндров

лишены недостатков. Так, они могут проворачиваться (при соединении гладких деталей), не исключена возможность возникновения фреттинг-коррозии и др. Сборка соединения производится с помощью механического или термического (теплового или холодного) способа запрессовки. При сборке механическим путем у деталей с одной стороны должны быть входные фаски, чтобы вал не срезал материала отверстий (табл. 4.38).

Детали в соединении с натягом удерживаются от смещения за счет сил трения на поверхности контакта. Нагрузочная способ-

4.39. Значения коэффициента трения μ при посадках с натягом (материал охватываемой детали — сталь)

Способ сборки соединения	Материал охватывающей детали				
	сталь	чугун	алюминиевые, магниевые сплавы	латунь	платина
Механическая запрессовка	0,06—0,13 *	0,07—0,12	0,02—0,06	0,05—0,1	0,4—0,5
Тепловая сборка	0,07—0,16	0,07—0,09	0,05—0,06	0,05—0,14	—

Примечание. Для соединений, работающих при переменной внешней нагрузке с частотой ω > 10 Гц, значения коэффициента трения μ следует уменьшать на 30—40 %.

* Поверхности соединяемых деталей предварительно смазаны машинным маслом.

ность соединений определяется натягом, который устанавливают в соответствии с посадками (СТ СЭВ 144—75). В приборостроении возможны случаи, когда посадку невозможно осуществить по условиям прочности. При проектировании соединения деталей должны учитываться требования неподвижности деталей, а также условия их прочности. Для того чтобы соединение было неподвижным, средние (номинальные) контактные давления q_m должны быть такими, чтобы силы трения превышали внешние силы [18, 48]:

при действии осевой силы A (рис. 4.18)

$$q_m \geqslant Ak/(\mu\pi dl);$$

при нагружении крутящим моментом M

$$q_m \geqslant 2Mk/(\mu\pi d^2 l);$$

при нагружении A и M

$$q_m \geqslant k\sqrt{\left(\frac{2M}{d}\right)^2 + A^2}\Big/(\mu\pi\, dl),$$

где k — коэффициент запаса сцепления, $k = 1{,}5 \div 2$; μ — коэффициент трения (табл. 4.39); d и l — соответственно диаметр и длина посадочной поверхности деталей.

Контактные давления в соединениях зависят от вида соединений, условий работы, материала соединяемых деталей и т. д. При соединении тонкостенных колец (рис. 4.19, *а*) контактное давление может быть рассчитано по формуле [18]

$$q = \frac{\delta}{2}\left(\frac{R_1^2}{E_1 h_1} - \frac{R_2^2}{E_2 h_2}\right)^{-1},$$

где R_i — радиус поверхности кольца; h_i — толщина кольца; E_i — модуль упругости материала кольца; δ — диаметральный натяг; i — номер кольца.

Наибольший допустимый натяг в соединении может быть найден из выражения [18, 48]

$$\delta_{max} = 2\sigma_{iт}\frac{R_i}{E_i}\frac{\lambda_1+\lambda_2}{\lambda_i},$$

где $\sigma_{iт}$ — наименьшее из двух значений предела текучести материала кольца. Если соединение будет работать при повышенной температуре, то произойдет расширение колец и натяг станет равным

$$\delta_1 = \delta_0 + \delta_т.$$

Здесь δ_0 — первоначальный натяг; $\delta_т = 2(\alpha_1 R_1 T_1 - \alpha_2 R_2 T_2)$, где α_i и T_i — соответственно коэффициент линейного расширения

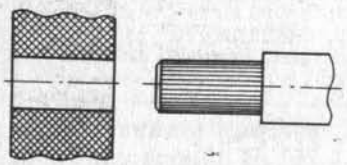


Рис. 4.20. Схема запрессовки накатанного валика в гладкое отверстие

4.40. Значения коэффициентов c_1 и c_2 для стальных деталей

d_1/d или d/d_2	c_1	c_2	d_1/d или d/d_2	c_1	c_2
0	0,7	—	0,5	1,37	1,97
0,1	0,72	1,32	0,6	1,83	2,43
0,2	0,78	1,38	0,7	2,62	3,22
0,3	0,89	1,49	0,8	4,25	4,85
0,4	1,08	1,68	0,9	9,23	9,83

и изменение температуры; R_1, R_2 — радиусы колец. В этом случае контактное давление будет равно [18]

$$q = \frac{\delta}{2}\left(\frac{R_1^2}{E_1 h_1} + \frac{R_2^2}{E_2 h_2}\right)^{-1}.$$

При соединении дисков и толстостенных цилиндров давление рассчитывают по формуле (рис. 4.19, *б*)

$$q = \frac{\delta}{d}\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)^{-1},$$

где c_1, c_2 — коэффициенты, для стальных деталей приведены в табл. 4.40,

$$c_1 = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d_1/d)^2} - \nu_1; \quad c_2 = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d/d_2)^2} + \nu_2;$$

d, d_1, d_2 — диаметры деталей; ν_1, ν_2 — коэффициенты Пуассона.

Значения расчетного δ и потребного $\delta_п$ натягов при проектировании соединений определяют по формулам [48]:

$$\delta = d_B - d_A; \qquad \delta_п = \delta + 1{,}2(R_{z_1} + R_{z_2}),$$

где d_B и d_A — измеренные соответственно наружный диаметр вала и внутренний диаметр охватывающей детали; R_{z_1}, R_{z_2} — высоты микронеровностей сопрягаемых деталей. Потребный натяг превышает расчетный, так как при сборке деталей микронеровности частично обминаются.

Рассчитав $\delta_п$, выбирают посадку. Силу трения на поверхностях определяют по формуле [18]

$$F_{тр} = q\pi dl\mu,$$

где l — длина (ширина) посадочной поверхности (рис. 4.19).

При запрессовке накатанных валиков в гладкое отверстие (рис. 4.20) материал валиков выбирают более прочным, чем материал деталей, в который они запрессовываются. Например, валики изготавливают из стали, латуни и т. п., а детали с отверстиями — из алюминиевых сплавов, пластмасс и т. п. При запрессовке накатанной детали в отверстие последнее можно изготавливать с меньшей точностью, чем при запрессовке гладких деталей. Повышение надежности соединения происходит за счет пластической деформации более мягкой детали, в которую врезаются выступы накатанной. Длину l накатанной детали следует принимать равной 1,5—2 диаметрам.

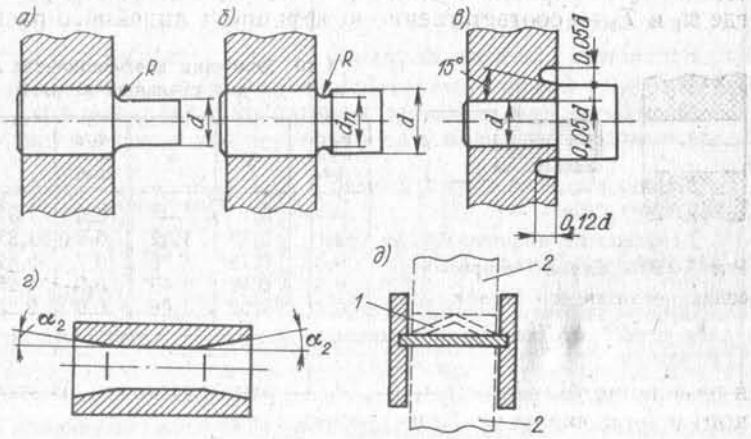


Рис. 4.21. Конструктивные способы повышения усталостной прочности соединений деталей с гарантированным натягом

Результаты расчетов и экспериментов показывают, что усталостная прочность соединений с гарантированным натягом в 1,5—3 раза меньше, чем прочность гладких деталей. Усталостную прочность соединения можно повысить следующими конструктивными способами [8, 125].

1. Увеличением части диаметра вала на 5—7 % (рис. 4.21, *а*) с плавным переходом к утолщению ($R \geqslant 0{,}2d$). В этом случае предел выносливости соединений повышается в среднем на 30—35 % по сравнению с соединениями без утолщения.

2. Применением разгружающих выточек на валу (рис. 4.21, *б*) или на охватывающей детали (рис. 4.21, *в*). Диаметр проточки $d_п$ принимают равным $(0{,}92 \div 0{,}95)\,d$, а ее радиус — $R = (0{,}1 \div$

4.41. Формулы для расчета ширины рифленой части соединения

Расчетный параметр	Формула или обозначение
Шаг рифления, мм	P_0
Предельные отклонения отверстия, мм	ES, EI
Предельные отклонения вала, мм	es, ei
Наименьший предельный размер отверстия, мм	$D_{min} = D + EI$
Наименьший натяг, мм	$\delta_{min} = ei - ES$
Наименьший предельный размер вала, мм	$d_{min} = d_в + ei$
Допускаемое напряжение на срез для материала вала, МПа	$[\tau]_{ср.\,в} = 0{,}3\sigma_{т1}$
Ширина рифленой части l_1 из условия среза зубьев, м	$l_1 \geqslant \dfrac{0{,}64Mp_0}{D_{min}N_{min}d_{min}\,\mathrm{tg}\,(\alpha/2)\,[\tau]_{ср.\,в}}$
Допускаемое напряжение на срез для материала детали, МПа	$[\tau]_{ср.\,д} = 0{,}3\sigma_{т2}$
Ширина рифленой части l_2 из условия среза материала охватывающей детали, м	$l_2 \geqslant \dfrac{0{,}64M}{d^2_{min}\,[\tau]_{ср.\,д}}$

$\div 0{,}15)\,d_п$. В этом случае предел выносливости соединений повышается на 30—50 %.

Эффективным способом снижения концентрации напряжений является применение конусных расточек с торцов отверстия (рис. 4.21, *г*): $\mathrm{tg}\,\alpha_2 = 0{,}016 \div 0{,}020$. Усталостная прочность соединений может быть повышена технологическим способом, например применением у вала и отверстия входных фасок, упрочнением части вала различными способами (обкаткой роликом, алмазным выглаживанием, цементацией, азотированием и т. д.) [51].

Соединение натягом можно осуществить за счет деформации деталей. На рис. 4.21, *д* в качестве примера показано такое соединение. Деталь *1* до запрессовки показана пунктирной линией; деформируется она с помощью пуансонов *2*.

При запрессовке гладких деталей необходимо точно обрабатывать вал и отверстие, что приводит к увеличению стоимости соединения, появлению брака и т. п. Для упрощения процесса запрессовки на одну из запрессовываемых деталей из более твердого материала (чаще всего на поверхность вала) наносят рифление (накатку). В этом случае размеры вала и отверстия можно выполнить на посадке с зазором. Шаг рифления выбирают в зависимости от диаметра и ширины накатываемой поверхности

(ГОСТ 21474—75) [51, 125]. Соединение запрессовкой на рифленые поверхности образуется за счет врезания зубьев рифленой поверхности в материал насаживаемой детали.

Последовательность расчета ширины рифленой части соединения приведена в табл. 4.41. За фактическую рабочую ширину соединения принимают большее из двух значений l_1 и l_2. При выборе шага рифления первоначально принимают $l \geqslant d_в$, а затем производят расчет l, принимая его в качестве предпочтительного.

4.10. Соединения развальцовкой, завальцовкой, поясками, лапками, фальцами

Соединения развальцовкой и завальцовкой осуществляют за счет деформации одной из деталей (охватываемой или охватывающей). При развальцовке одну из деталей, имеющую припуск по длине, вставляют в отверстие другой с определенной посадкой

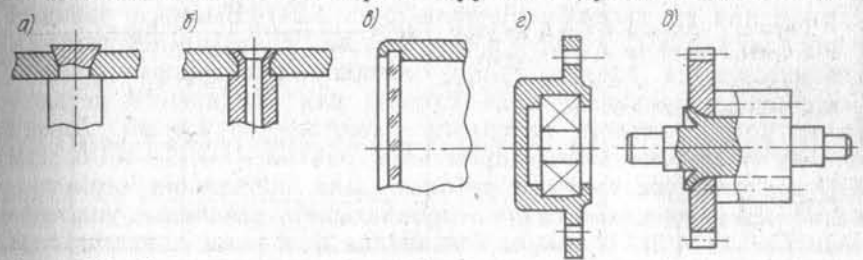


Рис. 4.22. Соединение деталей: *а*, *б* — развальцовкой; *в*—*д* — завальцовкой

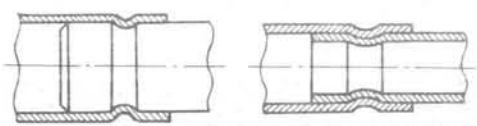


Рис. 4.23. Соединения деталей поясками

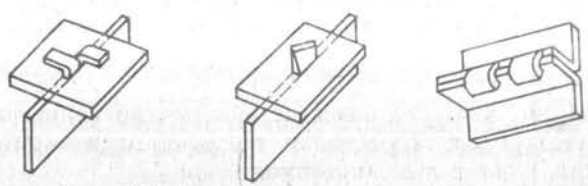


Рис. 4.24. Соединения деталей лапками

и производят развальцовку. Завальцовка технологически незначительно отличается от развальцовки. Примеры развальцовки и завальцовки соответственно приведены на рис. 4.22, *а*, *б* и рис. 4.22, *в*—*д*. В приборостроении завальцовку широко используют при креплении стекол в корпусах приборов, мелкомодульных зубчатых колес на трибках, подшипников и т. п.

Соединения поясками применяют для соединения двух круглых трубчатых деталей, одна из которых должна иметь тонкую стенку. При этом в деталях образуются соответствующие углубления в виде кольцевого пояска. Материал деталей, на которых формируются пояски, должен быть достаточно пластичен. Для образования соединения поясками могут применяться, например, стали 15, 20, медь, алюминиевые сплавы и другие пластичные материалы. Примеры соединений поясками приведены на рис.4.23.

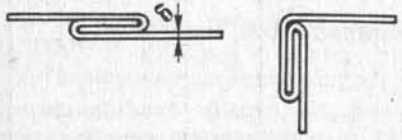


Рис. 4.25. Соединения деталей фальцами

Соединения лапками используют для соединения деталей, изготовленных из листового материала, с помощью специальных выступов-лапок, которые загибаются или деформируются любым способом. Таким образом можно соединять взаимно перпендикулярные или параллельные детали (рис. 4.24). В случае взаимно перпендикулярных деталей в одной из них делают отверстия или впадины, куда вводят лапки, загибая или деформируя их. Соединения фальцами применяются для соединения деталей из мягкого листового материала толщиной до 0,8 мм. Длину нахлестки рекомендуется принимать равной $l = (8 \div 10)\,\delta$, где δ — толщина соединяемых деталей. Для повышения герметичности между деталями следует прокладывать различные уплотнители (см. п. 4.5). Примеры соединения фальцами приведены на рис. 4.25 [41, 125].

4.11. Соединения склепыванием

Соединения склепыванием образуют с помощью заклепок (рис. 4.26) или непосредственным расклепыванием конца одной детали в другой (рис. 4.27).

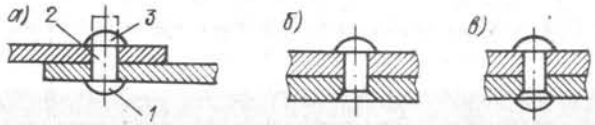
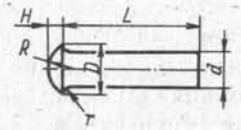
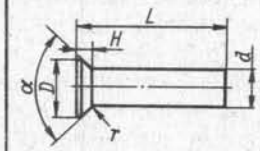
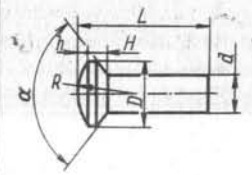
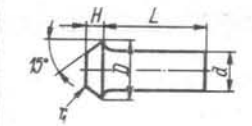
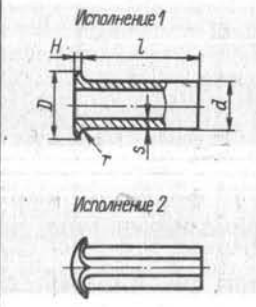
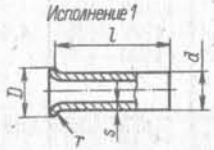
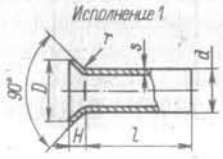
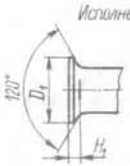
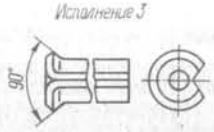
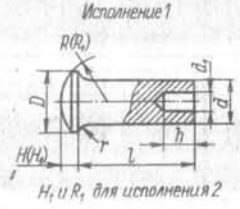


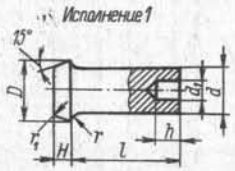
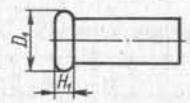
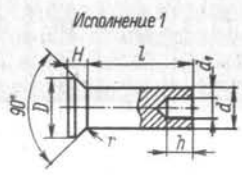
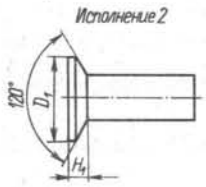
Рис. 4.26. Соединение деталей с помощью заклепок: *а* — элементы заклепок; *б*, *в* — формы замыкающих головок

Виды заклепок и соединений. Заклепки состоят из закладной головки *1* (рис. 4.26, *а*), стержня *2* и замыкающей головки *3*, которая образуется после клепки. Формы закладной и замыкающей головок могут быть не одинаковыми (рис. 4.26, *б*, *в*). Заклепки разделяются на имеющие сплошной стержень, пустотелые (пистоны) и полупустотелые. Типы наиболее часто применяемых заклепок приведены в табл. 4.42.

4.42. Типы стандартных заклепок

Вид заклепки	Форма головки	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров	Материал
Сплошные	Полукруглая		10299—80* 10302—80 14797—85 14800—85	4.43 4.44	Сталь Ст2, 10, 15, 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т. Латунь Л63, Л63 (антимагнитная). Сплавы АМ-5, Д18, АД1, В65, Д19П
	Потайная		14798—85 14799—85 10300—80*	4.46	
	Полупотайная		10301—80	4.45	
	Плоская		10303—80 14801—85	4.47	
Полупустотелые	Скругленная		12638—80*	4.48	Сталь 0,8кп, 10, 10кп, 15кп, 20, 20кп, 12Х18, Н9Т, 12Х18Н10Т. Латунь Л63, Л63 (антимагнитная). Медь М3. Сплавы АМ-5, Д18, АД1, В65

Вид заклепки	Форма головки	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров	Материал
Полупустотелые	Плоская	Исполнение 1  Исполнение 2 	12639—80*	4.49	Сталь 0,8кп, 10, 10кп, 15кп, 20, 20кп, 12Х18, Н9Т, 12Х18Н10Т. Латунь Л63, Л63 (антимагнитная). Медь М3. Сплавы АМ-5, Д18, АД1, В65
	Потайная	Исполнение 1  Исполнение 2  Исполнение 3 	12640—80*	4.50	
Пустотелые	Полукруглая	Исполнение 1  $H, и R_1$ для исполнения 2	12641—80*	4.51	

Вид заклепки	Форма головки	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров	Материал
Пустотелые	Плоская	Исполнение 1  Исполнение 2 	12642—80*	4.52	Сталь 0,8 кп, 10, 10кп, 15кп, 20, 20кп, 12Х18, Н9Т, 12Х18Н10Т. Латунь Л63, Л63 (антимагнитная). Медь М3. Сплавы АМ-5, Д18, АД1, В65
	Потайная	Исполнение 1  Исполнение 2 	12643—80*		

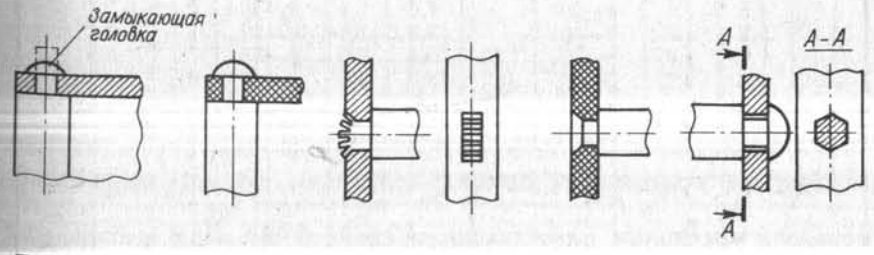


Рис. 4.27. Соединения деталей путем расклепывания одной детали в другой

4.43. Размеры заклепок с полукруглой головкой, мм

d	ГОСТ 10299—80*					ГОСТ 10302—80				r
	D	H	R	L	r	D	H	R	L	
1,0	1,8	0,6	1,0	2—8	0,2					0,2
1,2	2,1	0,7	1,2	3—10						
1,6	2,9	1,0	1,6	3—12						
2,0	3,5	1,2	1,9	3—16		4,0	0,8	2,9	2—10	
2,5	4,4	1,5	2,4	3—20		5,0	1,0	3,6	4—18	
3,0	5,3	1,8	2,9	4—40		6,0	1,2	4,4	4—38	
4,0	7,1	2,4	3,8	5—50		8,0	1,6	5,8	6—50	
5,0	8,8	3,0	4,7	7—60	0,4	10,0	2,0	7,3	8—50	0,4

4.44. Размеры заклепок повышенного качества, мм

d	ГОСТ 14797—85				ГОСТ 14800—85			
	D	H	R	L	D	H	R	L
1,0	1,8	0,7	0,95	2—10				
1,4	2,6	0,9	1,4	2—12				
1,6	2,9	1,0	1,55	3—15				
2,0	3,6	1,2	1,95	3—16	4,8	0,9	3,6	3—16
2,6	4,7	1,6	2,6	4—20	6,3	1,2	4,7	4—20
3,0	5,4	1,8	2,9	5—24	7,2	1,4	5,4	5—24
3,5	6,3	2,0	3,5	6—28	8,5	1,7	6,3	6—28
4,0	7,1	2,3	3,9	6—32	9,6	1,9	7,3	6—32
5,0	9,0	2,9	4,95	8—40	12,1	2,4	9,1	8—40

4.45. Размеры заклепок с потайной головкой, мм

d	ГОСТ 10300—80*				ГОСТ 10301—80					
	D	H	L	r	D	H	L	r	h	R
1,0	1,9	0,5	2—8	0,1						
1,2	2,3	0,6	3—10							
1,6	2,9	0,7	3—12							
2,0	3,9	1,0	3—16		6,0	1,2	3—16		0,5	9,1
2,5	4,5	1,1	4—20		7,0	1,4	3—18	0,1	0,7	9,3
3,0	5,2	1,2	4—40		8,0	1,6	4—26		0,8	10,4
4,0	7,0	1,6	5—50		10,5	2,0	5—36		1,0	14,3
5,0	8,8	2,0	8—60	0,2	13,0	2,5	8—48	0,2	1,3	16,9

Если соединение предназначено для передачи крутящих моментов, то посадочную площадь заклепки делают квадратной или шестиугольной (рис. 4.27, *д*). Материал заклепки должен обладать хорошими пластическими свойствами. При выборе материала заклепок необходимо учитывать следующее: желательно,

4.46. Размеры заклепок с потайной головкой повышенного качества, мм

d	h_1	L	α = (90 ± 1)° ГОСТ 14798—85			α = (120 ± 1)° ГОСТ 14799—85		
			D	D_1	H	D	D_1	H
1,0	0,2	2—10	1,8	2,2	0,6	—	—	—
1,4		2—12	2,6	3,0	0,8			
1,6		3—15	2,8	3,2	0,8			
2,0		3—16	3,8	4,2	1,1			
2,6	0,25	4—20	4,5	5,0	1,2	5,2	6,06	1,0
3,0		5—24	5,1	5,6	1,3	5,9	6,81	1,1
3,5		6—28	6,0	6,5	1,5	6,7	7,65	1,2
4,0		6—32	6,9	7,4	1,7	7,6	8,5	1,3
5,0		8—40	8,7	9,2	2,1	9,3	10,19	1,5

4.47. Размеры заклепок с плоской головкой, мм

ГОСТ 10303—80						ГОСТ 14801—85			
d	D	H	L	r_1	r	d	D	H	L
2,0	3,8	1,0	4—10	0,5	0,2	2,0	3,8	1,0	3—16
2,5	4,8	1,2	5—14	0,7		2,6	4,9	1,3	4—20
3,0	5,5	1,6	5—18			3,0	5,6	1,5	5—24
4,0	7,5	2,0	6—32	1,0	0,4	3,5	6,5	1,7	6—28
5,0	9,5	2,5	8—60	1,3		4,0	7,5	2,0	6—32
						5,0	9,3	1,5	8—40

4.48. Размеры пустотелых заклепок со скругленной головкой (ГОСТ 12638—80*), мм

d	D	H	r	S			
				Сталь	Латунь	Медь	Алюминиевый сплав
1,0	2,0	0,3	0,1	0,1	0,1	—	—
1,2	2,2	0,3					
1,6	2,9	0,4	0,2	0,15	0,15		
1,8	3,3	0,4					
2,0	3,5	0,5		0,25	0,25		
2,5	4,0	0,5					
3,0	5,0	0,7		0,3	0,4	0,5	0,4
4,0	6,2	0,8	0,3	0,5	0,5		
5,0	7,5	0,9				1,0	0,5

4.49. Размеры пустотелых заклепок с плоской головкой (ГОСТ 12639—80*), мм

d	D	r	S			
			Сталь	Латунь	Медь	Алюминиевый сплав
1,0	2,0	0,1	0,1	0,1	—	—
1,2	2,2					
1,4	2,5					
1,6	2,9	0,2	0,15	0,15		
1,8	3,3					
2,0	3,5		0,25	0,25		
2,5	4,0					
3,0	5,0		0,3	0,4		
4,0	6,2	0,3	0,5	0,5	0,5	0,4
5,0	8,0				1,0	0,5

4.50. Размеры пустотелых заклепок с потайной головкой (ГОСТ 12640—80*), мм

d	D	D_1	H	H_1	r	S			
						Сталь	Латунь	Медь	Алюминиевый сплав
1,0	1,4	—	0,3	—	0,1	0,1	0,1	—	—
1,2	1,6	—	0,3	—					
1,6	2,2	—	0,4	—	0,2	0,15	0,15		
2,0	2,6	—	0,4	—		0,25	0,25		
2,5	3,2	—	0,5	—					
3,0	3,8	4,5	0,6	0,4		0,3	0,4		
4,0	5,0	6,0	0,7	0,5	0,3	0,5	0,5	0,5	0,4
5,0	6,0	7,0	0,8	0,5				1,0	0,5

4.51. Размеры полупустотелых заклепок с полукруглой головкой (ГОСТ 12641—80*), мм

d	D	H	R	d_1	h	r	H_1	R_1
1,0	2,0	0,4	1,4	0,6	1,0	0,2	—	—
1,2	2,4	0,5	1,7	0,6	1,0			
1,6	3,2	0,7	2,2	1,0	1,5			
2,0	4,0	0,8	2,9	1,2	1,5		0,7	3,2
2,5	5,0	1,0	3,6	1,6	2,5		0,85	4,1
3,0	6,0	1,2	4,4	2,0	2,5		1,0	5,0
4,0	8,0	1,6	5,8	2,8	4,0	0,4	1,4	7,2
5,0	10,0	2,0	7,3	3,5	5,0		1,7	8,2

4.52. Размеры полупустотелых заклепок, мм

d	Плоская головка (ГОСТ 12642—80*)								Потайная головка (ГОСТ 12643—80*)						
	D	H	d_1	h	r_1	r	D_1	H	D	H	d_1	h	r	D_1	H_1
1,0	1,8	0,5	0,6	1,0	0,3	0,2	—	—	1,9	0,5	0,6	1,0	0,1	—	—
1,2	2,2	0,6	0,6	1,0	0,3	0,2	—	—	2,3	0,6	0,6	1,0	0,1	—	—
1,4	2,5	0,8	0,8	1,5	0,3	0,2	—	—	2,7	0,7	0,8	1,5	0,1	—	—
1,6	3,0	0,8	1,0	1,5	0,4	0,2	—	—	2,9	0,7	1,0	1,5	0,1	—	—
2,0	3,8	1,0	1,2	1,5	0,5	0,2	4,0	0,6	3,9	1,0	1,2	1,5	0,1	4	0,6
2,5	4,8	1,2	1,6	2,5	0,7	0,2	5,0	0,7	4,5	1,1	1,6	2,5	0,1	5	0,75
3,0	5,5	1,6	2,0	2,5	0,7	0,2	6,0	0,9	5,2	1,2	2,0	2,5	0,1	6	0,9
4,0	7,5	2,0	2,8	4,0	1,0	0,4	8,0	1,1	7,0	1,6	2,8	4,0	0,2	8	1,2
5,0	9,5	2,5	3,5	5,0	1,3	0,4	10	1,5	8,8	2,0	3,5	5,0	0,2	10	1,5

чтобы материалы соединяемых деталей и заклепки были одинаковыми; недопустимо выбирать такое сочетание материалов, которое приводило бы к образованию гальванических пар, например алюминиевые изделия — медные заклепки. Размеры стандартных заклепок приведены в табл. 4.43—4.52. Длину заклепок общего назначения выбирают из ряда: от 2 до 10 мм через 1 мм, от 12 до 42 мм через 2 мм, далее — 45, 48, 50, 52, 55, 58 и от 60 до 100 через 5 мм; для заклепок повышенного качества от 2 до 20 мм через 1 мм, а свыше 20 до 60 мм — через 2 мм. При этом учитывают толщину соединяемых деталей.

Условное обозначение заклепки диаметром $d = 8$ мм длиной 20 мм:

Заклепка 8×20 ГОСТ 10303—80

Заклепки с потайной и полупотайной головками применяют в тех случаях, когда толщина соединяемых деталей позволяет производить зенкование «под головку». При соединении деталей из текстиля, кожи, оргстекла, текстолита, эбонита и других материалов используют заклепки с плоской и полупотайной головками. В том случае, когда по конструктивным или технологическим соображениям нет возможности образовать замыкающую головку, применяют заклепки пустотелые (рис. 4.28), трубчатые или специальные. Наиболее распространенными являются заклепки с полукруглой головкой. Кроме обычных, изготавливают специальные заклепки, например служащие осью для вращающихся деталей (рис. 4.29).

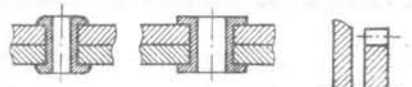


Рис. 4.28. Конструкции пустотелых заклепок

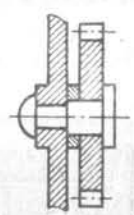


Рис. 4.29. Пример специальной заклепки

При соединении деталей из текстолита, эбонита, кожи и других материалов под головки заклепок рекомендуется подкладывать металлические шайбы.

Заклепочные соединения образуются обычно группой заклепок и называются заклепочными швами. В зависимости от конструктивного оформления швы разделяют на следующие типы.

1. По стыку листов: 1) внахлестку (рис. 4.30, *а*), 2) встык с одной или несколькими накладками (рис. 4.30, *б*, *в*).

2. По числу рядов заклепок на однорядные (рис. 4.31, *а*), двухрядные (рис. 4.31, *б*), многорядные (рис. 4.31, *б*, *в*).

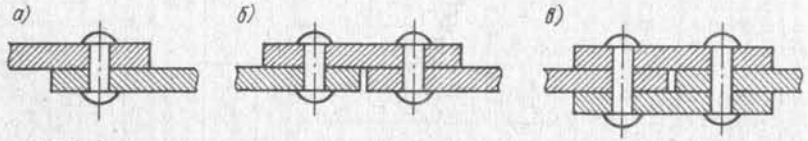


Рис. 4.30. Типы швов по стыку листов: *а* — внахлестку; *б* — встык с одной накладкой; *в* — встык с двумя накладками

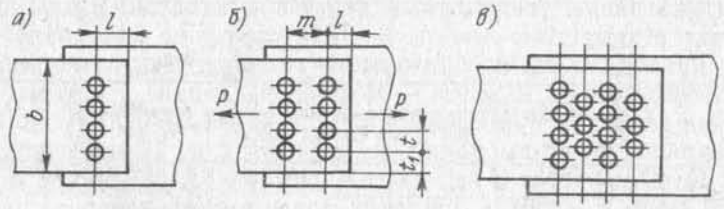


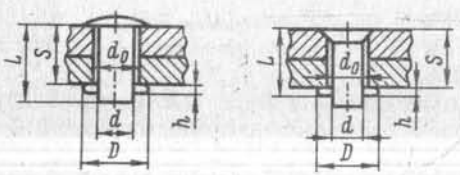
Рис. 4.31. Типы заклепочных швов: *а* — однорядные; *б* — двухрядные; *в* — многорядные

3. По расположению заклепок на рядовые (рис. 4.31, *б*); шахматные (рис. 4.31, *в*).

Диаметры отверстий под заклепки приведены в табл. 4.53.

Расчет на прочность соединений склепыванием. При расчетах швов на прочность возможны два случая: 1) проверочные расчеты

4.53. Диаметры отверстий под заклепки и размеры замыкающих головок (ГОСТ 14802—85), мм

Изображение	Диаметр заклепки d	d_0	D	h
	1,0	1,1	1,5	0,4
	1,4	1,5	2,1	0,6
	1,6	1,7	2,4	0,7
	2,0	2,1	3,0	0,8
	2,6	2,7	3,9	1,1
	3,0	3,1	4,5	1,2
	3,5	3,6	5,2	1,4
	4,0	4,1	6,0	1,6
	5,0	5,1	7,5	2,0

Примечание. Длины заклепок рассчитывают по формуле $L = d + \frac{d\delta}{d^2} S$.

4.54. Проверочные расчеты заклепок и деталей

Вид деформации	Соединение одной заклепкой	Многорядный шов
Срез стержня заклепки	$\tau_{ср.\,з} \leqslant \frac{4F}{\pi d^2} \leqslant [\tau]_{ср.\,з}$	$\tau_{ср} \leqslant \frac{4F}{z\pi d^2} \leqslant [\tau]_{ср.\,з}$
Смятие (при одинаковом материале на смятие проверяют деталь)	$\sigma_{см.\,з} \leqslant \frac{F}{d\delta} \leqslant [\sigma]_{см.\,з}$ или $\sigma_{см.\,д} \leqslant \frac{F}{d\delta} \leqslant [\sigma]_{см.\,д}$	$\sigma_{см.\,з} \leqslant \frac{F}{zd\delta} \leqslant [\sigma]_{см.\,з}$ $\sigma_{см.\,д} \leqslant \frac{F}{zd\delta} \leqslant [\sigma]_{см.\,д}$
Разрыв (по сечению a—a)	$\sigma_{р.\,д} \leqslant \frac{F}{(b-d)\,\delta} \leqslant [\sigma]_{р.\,д}$	$\sigma_{р.\,д} \leqslant \frac{F}{(b-d)\,\delta z} \leqslant [\sigma]_{р.\,д}$
Срез детали (по плоскости a_1—a_1)	$\tau_{ср.\,д} \leqslant \frac{F}{2\left(l-\frac{d}{2}\right)\delta} \leqslant [\tau]_{ср.\,д}$	$\tau_{ср.\,д} \leqslant \frac{F}{z2\left(l-\frac{d}{2}\right)\delta} \leqslant [\tau]_{ср.\,д}$

Примечание. z — число заклепок; $[\tau]$ и $[\sigma]$ — допускаемые напряжения; b — ширина деталей; F — усилие, действующее на шов.

заклепок и деталей, 2) расчеты из условия равнопрочности соединения. В первом случае по конструктивным соображениям выбирают тип шва, форму заклепки, материал, диаметр и число за-

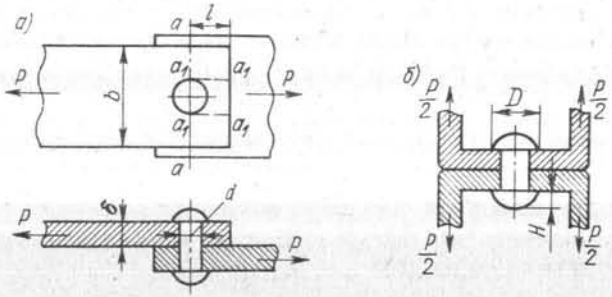


Рис. 4.32. Схемы заклепочных соединений: *а* — при действии силы, перпендикулярной к оси стержня; *б* — при действии силы, параллельной оси стержня

клепок и по формулам (табл. 4.54) определяют соответствующие напряжения, сравнивая их с допускаемыми. Размеры элементов заклепочных швов могут быть выбраны из следующих соотношений (рис. 4.32, *а*): $d = 2\delta$ (для односрезной заклепки); $d = 1{,}5\delta$ (для двухсрезной). Для односрезных швов в один ряд $t = 3d$,

в два ряда $t = 4d$, в три ряда $t = 6d$; для двухсрезных швов в один ряд $t = 3{,}5d$, в два ряда $t = 5{,}5d$, в три ряда $t = 8d$ [51]. Минимальные расстояния от оси заклепок до кромок листов должны быть не менее $l \geqslant 1{,}5d$, $t_1 = 1{,}2d$, где d — диаметр заклепки; t_1 — расстояние от центра заклепки до кромки детали; расстояние между рядами заклепок $m = (2 \div 3)\,d$.

Для заклепочного соединения, приведенного на рис. 4.30, *б*, стержень заклепки проверяют на разрыв, головку — на срез и смятие соответственно по формулам:

$$\sigma_{р.\,в} \leqslant 4F/(\pi d^2) \leqslant [\sigma]_{р.\,в}; \qquad \tau_{ср.\,в} \leqslant F/(\pi dH) \leqslant [\tau]_{ср.\,в};$$

$$\sigma_{см.\,в} \leqslant 4F/[\pi\,(D^2 - d^2)] \leqslant [\sigma]_{см.\,в},$$

где D — диаметр головки; H — высота заклепки.

Рассмотрим второй случай расчета заклепочных швов. При действии силы F стержень заклепки подвергается действию деформации среза и смятия. Диаметры односрезной и двухсрезной заклепок при $\delta = \delta_н$ (где $\delta_н$ — толщина накладки) могут быть определены соответственно по формулам [51]:

$$d \geqslant \frac{4\,[\sigma]_{см}}{\pi\,[\tau]_{ср}\delta^{-1}}; \qquad d \geqslant \frac{2\,[\sigma]_{см}}{\pi\,[\tau]_{ср}\delta^{-1}}.$$

При проектировании односрезных заклепочных швов так же, как и в первом случае расчета, можно принимать $d = 2\delta$, а для двухсрезных $d = 1{,}5\delta$. Для многорядных заклепочных швов необходимое число заклепок z определяют из условия прочности на смятие и срез (рис. 4.32, *б*, *в*) соответственно по формулам [51]:

$$z \geqslant \frac{F}{d\delta\,[\sigma]_{см}}; \qquad z \geqslant \frac{4F}{\pi d^2\,[\tau]_{ср}}.$$

Из двух значений z выбирают большее и размещают в соответствующее число рядов. Шаг между заклепками t рассчитывают из условия равнопрочности детали на разрыв и смятие [51]:

$$t \geqslant \left(1 + \frac{n\,[\sigma]_{см}}{[\sigma]_р}\right) d,$$

где n — число рядов заклепок. Размеры t_1, l могут выбираться в тех же пределах, что и в первом случае расчета.

4.12. Соединения резьбой

Резьбовые соединения образуются с помощью резьбовых крепежных деталей — винтов, болтов, шпилек, гаек или резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали.

Типы резьб и области их применения. В зависимости от назначения различают: 1) крепежные резьбы, предназначенные для соединения деталей; резьбы должны иметь повышенную прочность, высокую надежность и значительный коэффициент трения; 2) крепежно-уплотняющие резьбы, предназначенные одновременно для соединения деталей и обеспечения герметичности полученного соединения; 3) ходовые резьбы, предназначенные для передачи движения; эти резьбы должны иметь плавный ход, необходимую точность перемещения, малые потери на трение, обладать высокой износостойкостью.

Основным элементом резьбовых соединений является резьба. Любая резьба характеризуется следующими параметрами (рис. 4.33): диаметрами резьбы — наружным d (D), средним d_2 (D_2) и внутренним d_1 (D_1); формой и размерами профиля (углом профиля, его высотой H); размерами, связанными с образованием резьбы — шагом P, ходом $P_h = Pn$ и углом ψ подъема, при этом для однозаходной резьбы $\operatorname{tg}\psi = P/(\pi d_2)$, для многозаходной $\operatorname{tg}\psi = Pn/\pi d_2$, где n — число заходов.

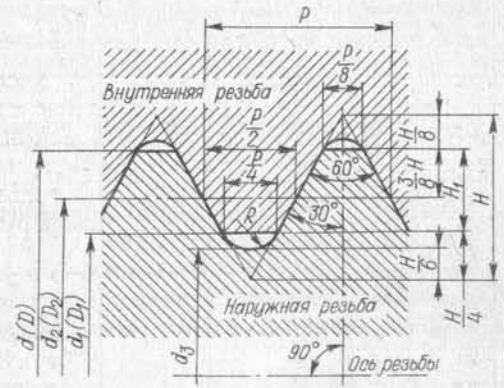


Рис. 4.33. Элементы резьбы

Все элементы профиля резьбы рассчитывают в зависимости от шага резьбы. Выбор типа резьбы зависит от характера работы соединения (табл. 4.55). В зависимости от направления подъема винтовой линии на цилиндре различают правые и левые резьбы. Наиболее распространенными являются правые резьбы, применяющиеся в основном для крепления деталей. Левые резьбы используют в тех случаях, когда возможно самоотвинчивание. При изготовлении деталей с левой резьбой на них делают специальные метки (ГОСТ 1904—81*).

Резьбы подразделяют на одно- и многозаходные. Многозаходные резьбы в крепежных винтах не выполняют, так как в этом случае в них снижаются потери на трение и они перестают быть самотормозящими.

В приборостроении для соединения деталей применяют преимущественно метрическую резьбу (основную и мелкую), реже — круглую, дюймовую и специальную резьбу (для объективов фотоаппаратов, часовую и т. п.). Мелкая метрическая резьба характеризуется коэффициентом измельчения $k = P/P_м$, где P — шаг основной метрической резьбы; $P_м$ — шаг мелкой метрической резьбы.

Крепежные детали наиболее часто изготавливают из сталей марок 40, 45, 50. При необходимости уменьшения габаритных размеров механизмов и приборов в качестве материала крепежных деталей следует применять стали марок У8А, У10А, автоматную сталь А12 и т. п. При работе механизмов и приборов при повы-

4.55. Типы резьбы

Тип	ГОСТ	Номинальный диаметр, мм	Назначение	Пример условного обозначения
Метрическая основная	24705—81	1—600	Для крепежных деталей из металла и пластмасс, резьбовых соединений	М12 — диаметр 12 мм
	24706—81	3,5—400	В приборостроении, когда резьбы по ГОСТ 24705—81 не удовлетворяют конструктивным требованиям	М12×1 — диаметр 12 мм, шаг 1 мм
	9000—81	0,25—0,9	Часовая резьба для малых диаметров	
Коническая	25229—82	6—600	В герметичных соединениях	МК12×1,5 — диаметр 12 мм, шаг 1,5 мм
Окулярная	5359—77*	5—80	Для соединений тонкостенных деталей цилиндрической формы (в оптических приборах)	ОК40×6 (Р1,5) — диаметр 40 мм, шаг 1,5 мм, ход 6 мм, исполнение 1
Трубная	6357—81	1/16—6	Для герметичного соединения трубопроводов	$G\,1\frac{1}{2}=A$ — размер резьбы и класс точности
Резьба для объективов	3469—83	4/5"	Для объективов микроскопов	ОБ4,5×1/36" — размер резьбы
Трапецеидальная	24738—81	10—640	В винтовых механизмах	Тч40×6 — диаметр 40 мм, шаг 6 мм

Примечание. Для левой резьбы после условного обозначения размера резьбы указывают буквы *LH*.

шенных температурах, в агрессивных средах резьбовые детали изготавливают из сталей марок 35ХГСА, 40ХН2МА и др. Для антимагнитных и токопроводящих деталей крепежные детали выполняют из латуней, например, марок ЛС-59-1, ЛС-63-3Т и т. п. с обязательным противокоррозионным и декоративным покрытиями.

Для уменьшения потерь на трение, повышения КПД, надежности, износостойкости в ходовых резьбах винты и гайки делают из различных материалов, например винты из стали, гайки — из латуни или бронзы.

Для метрических резьб общего назначения (ГОСТ 24705—81) предусмотрены диаметры от 1 до 600 мм, для резьб малых диаметров — от 0,25 до 0,9 мм, для резьб, применяемых в приборостроении, — от 3,5 до 400 мм, для резьб пластмассовых деталей — от 1 до 180 мм, для конических резьб — от 6 до 60 мм. Метрическая резьба может иметь крупный или мелкий шаг. Так, резьба с номинальным диаметром от 1 до 68 мм может быть с крупным и мелким шагом, резьба с диаметром от 70 до 600 мм имеет только мелкий шаг и т. д.

ГОСТ 9150—81 устанавливает единый номинальный профиль для цилиндрических метрических резьб диаметром от 1 до 600 мм, включая резьбы диаметром менее 1 мм (для приборостроения и на пластмассовых деталях). Размеры профиля резьбы (рис. 4.33) определяют по следующим формулам:

$$H=\sqrt{\frac{3}{2}}P;\quad H_1=\frac{5}{8}H;\quad R=\frac{H}{6}.$$

Диаметры и шаги выбирают согласно ГОСТ 8724—81 (табл. 4.56) на метрические резьбы общего назначения в диапазоне: диаметры — от 0,25 до 600 мм; шаги — от 0,075 до 6 мм. В том случае, когда диаметры и шаги резьб по ГОСТ 8724—81 не удовлетворяют функциональным и конструктивным требованиям прибора, допускается применять диаметры и шаги по ГОСТ 16967—81.

Для метрических резьб общего назначения (ГОСТ 16093—81) длины свинчивания подразделяют на три группы (табл. 4.57): короткие S, нормальные N и длинные L. Длины свинчивания, кроме N, в условных обозначениях резьбы указывают в миллиметрах.

Размеры резьб (ГОСТ 24705—81 и ГОСТ 24706—81) приведены в табл. 4.58 и 4.59. По ГОСТ 11709—81 (резьба метрическая для деталей из пластмасс) не допускается применять: мелкие шаги для диаметров менее 4 мм, шаг 0,5 мм для диаметров более 16 мм, шаг 0,75 мм для диаметров более 18 мм, шаг 1 мм для диаметров более 36 мм. Размеры окулярной резьбы приведены в табл. 4.60. На выступах наружной и внутренней резьбы допускается закругление кромок радиусом: $R_{i\,max}=0{,}054P$ при $P<0{,}5$ мм; $R_{i\,max}=(0{,}054P+0{,}02)$ мм при $P\geqslant 0{,}5$ мм.

Значения диаметров и шагов резьб с особо крупным шагом приведены в табл. 4.61. Допуски на размеры резьбы регламентирует ГОСТ 16093—81 по степеням точности, которые приведены в табл. 4.62. Поля допусков (ГОСТ 16093—81), установленные в классах точности «точный», «средний», «грубый», и в зависимости от группы длины свинчивания приведены в табл. 4.63.

Для деталей из пластмассы выбор полей допусков производят согласно ГОСТ 11709—81. Для сопряжения металлических деталей с пластмассовыми поля допусков резьбы следует принимать по ГОСТ 16093—81. Размеры сбега резьбы, недореза, формы

4.56. Ряды номинальных диаметров метрической резьбы (ГОСТ 8724—81), мм

Ряд номинальных диаметров		Шаг P	Ряд номинальных диаметров		Шаг P
1-й	2-й		1-й	2-й	
0,25	—	0,075	1,6	1,8	0,35; 0,2
0,3	—	0,08	2	—	0,4; 0,25
—	0,35	0,09	2,5	2,2	0,45; 0,35
0,4	0,45	0,1	3	—	0,5; 0,35
0,5	0,55	0,125	—	3,5	(0,6); 0,35
0,6	—	0,15	4	—	0,7; 0,5
—	0,7	0,175	—	4,5	0,75; 0,5
0,8	—	0,2	5	—	0,8; 0,5
—	0,9	0,225	—	5,5	0,5
1; 1,2	1,1	0,25; 0,2	6	—	1; 0,75; 0,5
—	1,4	0,3; 0,2			

4.57. Длины свинчивания, мм

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Длина свинчивания		
		S	N	L
От 1 до 1,4	0,2	До 0,5	Св. 0,5 до 1,4	Св. 1,4
	0,25	0,6	» 0,6 » 1,7	1,7
	0,3	0,7	» 0,7 » 2	2
Св. 1,4 до 2,8	0,2	До 0,5	Св. 0,5 до 1,5	Св. 1,5
	0,25	0,6	» 0,6 » 1,9	1,9
	0,35	0,8	» 0,8 » 2,6	2,6
	0,4	1	» 1 » 3	3
	0,45	1,3	» 1,3 » 3,8	3,8
Св. 2,8 до 5,6	0,25	До 0,7	Св. 0,7 до 2,1	Св. 2,1
	0,35	1	» 1 » 3	3
	0,5	1,5	» 1,5 » 4,5	4,5
	0,6	1,7	» 1,7 » 5	5
	0,7	2	» 2 » 6	6
	0,75	2,2	» 2,2 » 6,7	6,7
	0,8	2,5	» 2,5 » 7,5	7,5

4.58. Резьба метрическая (ГОСТ 24705—81), мм

Номинальный диаметр d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
0,25	0,075	0,25	0,201	0,169	0,158
0,3	0,08	0,3	0,248	0,213	0,202
0,35	0,09	0,35	0,292	0,253	0,24

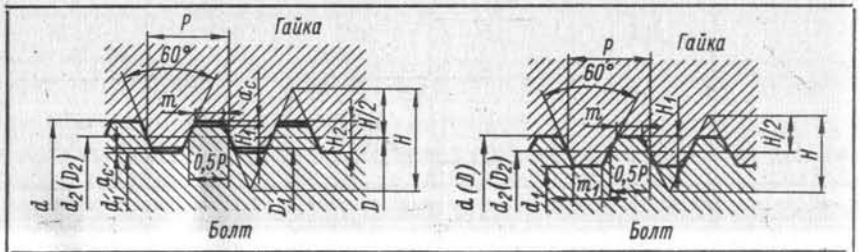
Номинальный диаметр d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
0,4	0,1	0,4	0,335	0,292	0,277
0,45		0,45	0,385	0,342	0,327
0,5	0,125	0,5	0,419	0,365	0,347
0,55		0,55	0,469	0,415	0,397
0,6	0,15	0,6	0,503	0,438	0,416
0,7	0,175	0,7	0,586	0,511	0,485
0,8	0,2	0,8	0,67	0,583	0,555
0,9 *	0,225	0,9	0,754	0,656	0,624
1	0,25	1,0	0,838	0,729	0,693
	0,2	1,0	0,87	0,783	0,755
1,1	0,25	1,1	0,938	0,829	0,793
	0,2	1,1	0,97	0,883	0,855
1,2	0,25	1,2	1,038	0,929	0,893
	0,2	1,2	1,07	0,983	0,955
1,4	0,3	1,4	1,205	1,075	1,032
	0,2	1,4	1,27	1,183	1,155
1,6	0,35	1,6	1,373	1,221	1,171
	0,2	1,6	1,47	1,383	1,355
1,8	0,35	1,8	1,573	1,421	1,371
	0,2	1,8	1,67	1,583	1,555
2	0,4	2,0	1,74	1,567	1,509
	0,25	2,0	1,838	1,729	1,693
2,5	0,45	2,5	2,208	2,013	1,948
	0,35	2,5	2,273	2,121	2,071

* Размеры резьб диаметром до 0,9 мм совпадают с размерами ГОСТ 9000—81.

4.59. Резьба метрическая для приборостроения (ГОСТ 24706—81), мм

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
3,5	0,5	3,5	3,175	2,959	2,887
4	0,35 0,25	4,00 4,00	3,773 3,838	3,621 3,729	3,571 3,693
4,5	0,35 0,25	4,5 4,5	4,273 4,338	4,121 4,229	4,071 4,193
5	0,35 0,25	5,0 5,0	4,773 4,838	4,621 4,729	4,571 4,693

4.60. Размеры окулярной резьбы, мм



Исполнение	Шаг P	d	D	d_1	D_1	$d_2 = D_2$	H	H_1	m	H_3
1	1,5 2	5 5	5,1 5,1	3,85 3,5	3,95 3,6	4,475 4,3	1,299 1,732	0,525 0,7	0,39 0,54	0,575 0,75
2	1,0 1,5	6 5	—	5,3 3,95	—	5,65 4,475	0,866 1,299	0,35 0,525	0,3 0,45	—

4.61. Размеры резьбы с особо крупным шагом, мм

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
3 4	0,8 1,0	3 4	2,48 3,35	2,134 2,917	2,019 2,773
5 6 8	1,5	5 6 8	4,026 5,026 7,026	3,376 4,376 6,376	3,16 4,16 6,16

4.62. Степени точности и основные отклонения диаметров резьбы

Вид резьбы	Диаметр резьбы	Степень точности	Основные отклонения
Наружная	d_1 d_2	4; 6; 8; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10 *;	d, e, f, g, h d, e, f, g, h
Внутренняя	D_2 D_1	4; 5; 6; 7; 8; 9 *; 4; 5; 6; 7; 8;	E, F, G, H E, F, G, H

* Только для резьбы на деталях из пластмассы.

4.63. Поля допусков метрической резьбы

Класс точности	Длина свинчивания	Поле допуска резьбы	
		наружной	внутренней
Точный	S N L	(3h4h) [4g], 4h (5h4h)	4H 4H5H, 5H 6H
Средний	S N L	5g6g, 5h6h 6d, 6e, 6f, [6g], 6h (7l6l), 7g6g, (7h6h)	(5G) 5H 6G; [6H] (7G); 7H
Грубый	N L	8g, (8h) (9g8g)	7G; 7H (8G); 8H

Примечание. [ ] — предпочтительные поля допусков, ( ) — применение следует ограничить.

и размеры проточек и фасок установлены ГОСТ 10549—80* (табл. 4.64, 4.65).

Винты, болты, гайки и шайбы. Винты и болты используют чаще всего для соединения двух или нескольких деталей (рис. 4.34, *а*, *б*), но могут иметь и другое назначение, например служить осью для вращающихся деталей (рис. 4.34, *в*), направляющей для прямолинейного движения и других целей. Винтовые соединения применяют тогда, когда в одной из соединяемых деталей можно нарезать резьбу и материал детали обладает достаточной прочностью, чтобы выдержать несколько сборок и разборок. В приборостроении предпочтительны винтовые соединения, так как они в конструктивном отношении более компактны по сравнению с болтовыми.

Для обеспечения свободного прохода крепежных деталей установлены диаметры отверстий и минимальные зазоры между ними (табл. 4.66). Зазор влияет на допуски расстояния между сквозными и резьбовыми отверстиями (табл. 4.67). Если материал нарезанной детали по прочности не обеспечивает многократность сборок и разборок, то вместо винтов применяют шпильки (рис. 4.35), размеры которых приведены в табл. 4.68, 4.69. Они обладают большей прочностью по сравнению с болтовыми соединениями, так как в местах сопряжения головки болта и стержня возможно возникновение концентрации напряжений.

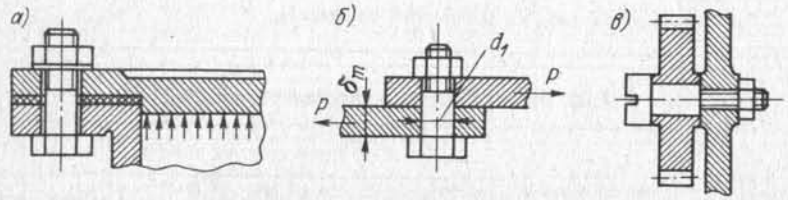
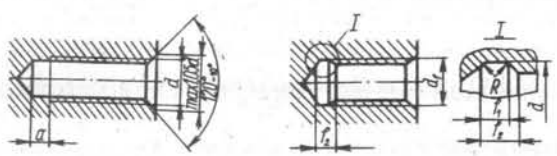


Рис. 4.34. Типы винтовых соединений: *а*, *б* — для соединений деталей; *в* — в качестве оси для вращающихся деталей

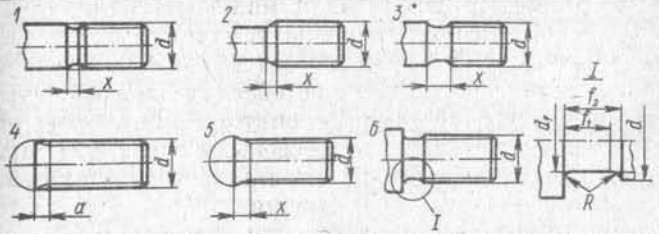
Для соединения деталей, расположенных друг от друга на определенном расстоянии, применяют распорные болты, установочные стойки и другие соединения (рис. 4.36). Установочные стойки (табл. 4.70) изготавливают из углеродистых сталей 10,

4.64. Размеры сбегов, недорезов и проточек для внутренней резьбы (СТ СЭВ 214—75), мм



Параметр	Шаг резьбы P											
	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	1
Сбег *x*:												
нормальный $x = 2,5P$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	2,0
короткий $x = 1,2P$	0,3	0,3	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	1,0	1,0	1,2	1,5
длинный	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4	2,8	3,0	3,2	4,0
Недорез *a*:												
нормальный $3P$	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0	4,0	6,0
короткий $2P$	1,0	1,2	1,2	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	4,0
длинный $4P$	2,0	2,5	2,8	3,2	3,5	4,0	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	10,0
Проточка:												
нормальная f_1	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4	2,8	3,0	3,2	4,0
короткая f_1	0,5	0,6	0,75	0,9	1,0	1,1	1,25	1,5	1,75	1,9	2,0	2,5
нормальная f_2	1,2	1,4	1,75	1,9	2,2	2,4	2,7	3,3	3,8	4,0	4,2	5,2
короткая f_2	0,9	1,0	1,25	1,4	1,6	1,7	2,0	2,4	2,75	2,9	3,0	3,7

4.65. Размеры сбегов, недорезов, проточек для наружной резьбы, мм



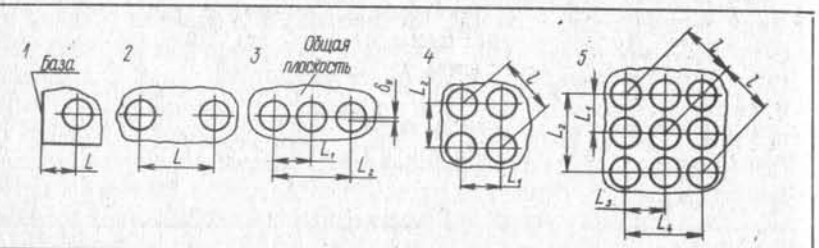
Шаг резьбы P	Сбег *x*, не более		Недорез *a*, не более		Проточка			
	нормальный ($x = 2,5P$)	короткий ($x = 1,25P$)	нормальный ($a = 3P$)	короткий ($a = 2P$)	нормальная	узкая	нормальная	узкая
					f_1, не менее		f_2, не более	
0,2	0,5	0,25	0,6	0,4	0,45	0,25	0,7	0,5
0,25	0,6	0,3	0,75	0,5	0,55	0,25	0,9	0,6
0,3	0,75	0,4	0,9	0,6	0,6	0,3	1,05	0,75
0,35	0,9	0,45	1,05	0,7	0,7	0,4	1,2	0,9
0,4	1,0	0,5	1,2	0,8	0,8	0,5	1,4	1,0
0,45	1,1	0,6	1,35	0,9	1,0	0,5	1,6	1,1
0,5	1,25	0,7	1,5	1,0	1,1	0,5	1,75	1,25
0,6	1,5	0,75	1,8	1,2	1,2	0,6	2,1	1,5
0,7	1,75	0,9	2,1	1,4	1,5	0,8	2,45	1,76
0,75	1,9	1,0	2,25	1,5	1,6	0,9	2,6	1,9

Примечания: 1. Размеры сбегов и недорезов на рис. *1*, *4* — при выполнении резьбы нарезанием, на рис. *2*, *3*, *5* — при выполнении резьбы накатыванием, на рис. *6* — размеры проточек. 2. Наибольшие размеры сбегов и недорезов установлены для резьбы крепежных изделий. Для других случаев метрической резьбы эти размеры рекомендуется уменьшать на 30—40 %.

4.66. Диаметры d_0 отверстий под крепежные детали и наименьшие зазоры δ_{min} (ГОСТ 11284—75*), мм

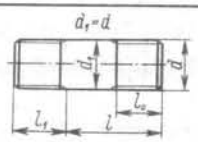
Диаметры резьбы крепежной детали	Ряды диаметров отверстий					
	1-й		2-й		3-й	
	d_0	δ_{min}	d_0	δ_{min}	d_0	δ_{min}
1,0	1,2		1,3		—	—
1,2	1,4	0,2	1,5	0,3	—	—
1,4	1,6		1,7			
1,6	1,7	0,1	1,8	0,2	2,0	0,4
2,0	2,2		2,4		2,6	
2,5	2,7	0,2	2,9	0,4	3,1	0,6
3,0	3,2		3,4		3,6	
4,0	4,3		4,5		4,8	0,8
5,0	5,3	0,3	5,5	0,5	5,8	
6,0	6,4		6,6		7,0	1,0
7,0	7,4	0,4	7,6	0,6	8,0	
8,0	8,4		9,0		10,0	
10,0	10,5	0,5	11,0	1,0	12,0	2,0

4.67. Допуски размеров, координирующих расположение осей отверстий (ГОСТ 14140—81), мм



Допуск диаметра	Номер рисунка							
	1	2	3		4		5	
	L	L	L_1, L_2	$\pm\delta$	L_1, L_2	l	L_1, L_2, L_3	l
0,02	0,01	0,02	0,014	0,007	0,014	0,02	0,007	0,02
0,025	0,012	0,025	0,016	0,008	0,016	0,025	0,008	0,025
0,03	0,016	0,03	0,022	0,011	0,022	0,03	0,011	0,03
0,04	0,02	0,04	0,028	0,014	0,028	0,04	0,014	0,04
0,05	0,025	0,05	0,035	0,018	0,035	0,05	0,018	0,05
0,06	0,03	0,06	0,04	0,02	0,04	0,06	0,02	0,06
0,08	0,04	0,08	0,055	0,028	0,055	0,08	0,028	0,08
0,1	0,05	0,1	0,07	0,035	0,07	0,1	0,035	0,1
0,12	0,06	0,12	0,08	0,04	0,08	0,12	0,04	0,12
0,16	0,08	0,16	0,11	0,055	0,10	0,16	0,055	0,16
0,2	0,1	0,2	0,14	0,07	0,14	0,2	0,07	0,2
0,25	0,12	0,25	0,16	0,08	0,16	0,25	0,08	0,25
0,3	0,16	0,3	0,28	0,11	0,22	0,3	0,11	0,3

4.68. Шпильки



Длина ввинчиваемого конца l_1, мм	ГОСТ		Материал деталей, имеющих резьбовые отверстия
	Шпилька нормальной точности	Шпилька повышенной точности	
$l_1 = d$	22032—76*	22033—76*	Стали, бронзы, латуни и титановые сплавы
$l_1 = 1{,}25d$ $l_1 = 1{,}6d$	22034—76* 22036—76*	22035—76* 22037—76*	Чугун, стали и бронза
$l_1 = 2d$ $l_1 = 2{,}5d$	22038—76* 22040—76*	22039—76* 22041—76*	Легкие сплавы и сталь
$l_1 = l_0$	22042—76*	22043—76*	Детали с гладкими отверстиями

20, 35, 45, легированных сталей 12Х18Н9Т, 14Х17Н2, латуней ЛС59-1 и Л63 и др., их размеры приведены в табл. 4.71, а длины — в табл. 4.72 и 4.73. При необходимости точной установки деталей друг относительно друга применяют болты (рис. 4.36) с точно обработанными поверхностями [41, 51, 125].

Типы гаек, применяемых в приборостроении, приведены в табл. 4.74, а размеры — в табл. 4.75—4.78. Примеры соединения деталей гайками показаны на рис. 4.37, *а—в*.

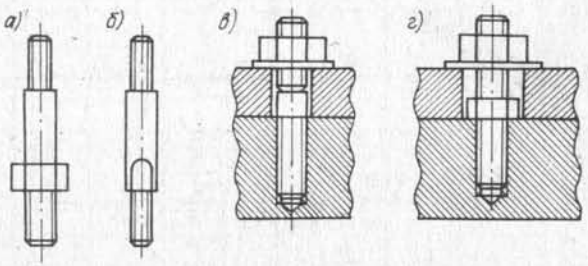


Рис. 4.35. Соединение деталей шпильками: *а*, *б* — некоторые типы шпилек; *в*, *г* — примеры соединений

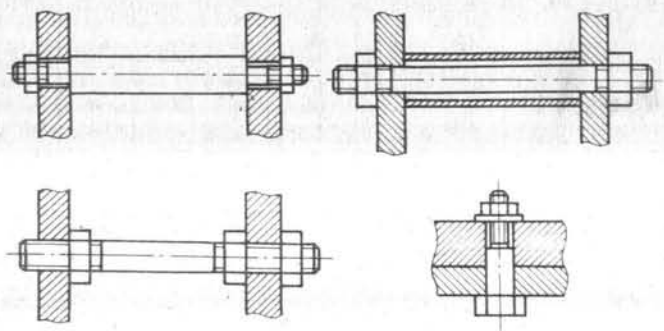


Рис. 4.36. Соединения деталей с помощью распорных болтов, стержней, колонок

Шайбы служат для предохранения деталей от задирания гайками или головками винтов, увеличения опорной поверхности (рис. 4.37, *г*), выравнивания наклонных, изогнутых и других опорных поверхностей сложной формы (рис. 4.37, *д*), предохранения винтов, болтов и гаек от самоотвинчивания. Типы наиболее часто применяемых в приборостроении шайб приведены в табл. 4.79, а их размеры — в табл. 4.80—4.84.

Основные типы винтов даны в табл. 4.85, размеры — в табл. 4.86—4.89. Размеры болтов представлены в табл. 4.90 и 4.91.

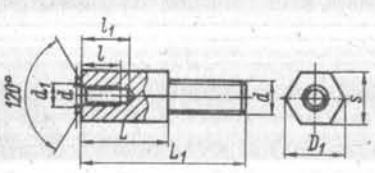
При нарезании резьбы под винты в тонких деталях их толщину следует увеличивать различными способами (рис. 4.38) [51, 125].

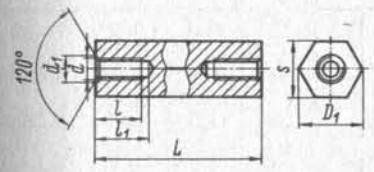
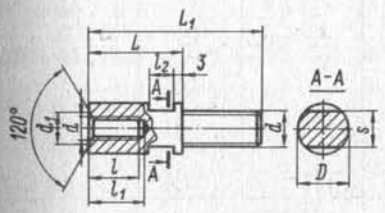
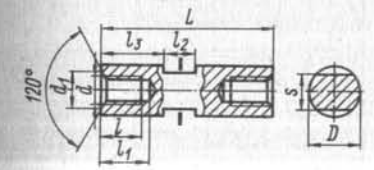
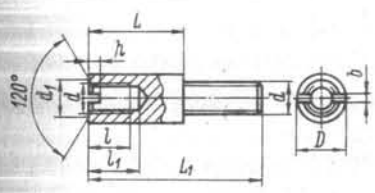
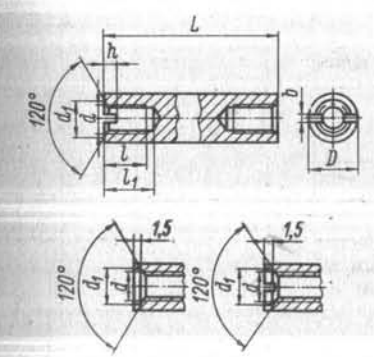
4.69. Длины l_0 концов шпилек *, мм

Длина шпильки l	Диаметр резьбы $d = d_1$							
	2	2,5	3	4	5	6	8	10
10	$\frac{x}{y}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{x}{y}$	—	—	—	—	—
12	$\frac{x}{10}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{x}{y}$	—	—	—	—	—
14	$\frac{x}{10}$	$\frac{x}{11}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{x}{y}$	—	—	—	—
16	$\frac{x}{10}$	$\frac{x}{11}$	$\frac{x}{12}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{x}{y}$	—	—
20	$\frac{x}{10}$	$\frac{x}{11}$	$\frac{x}{12}$	$\frac{x}{14}$	$\frac{x}{16}$	$\frac{x}{18}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{x}{y}$
25	10	$\frac{x}{11}$	$\frac{x}{12}$	$\frac{x}{14}$	$\frac{x}{16}$	$\frac{x}{18}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{—}{y}$
30	10	11	12	$\frac{x}{14}$	$\frac{x}{16}$	$\frac{x}{18}$	$\frac{x}{22}$	$\frac{x}{26}$
35	10	11	12	14	$\frac{x}{16}$	$\frac{x}{18}$	$\frac{x}{22}$	$\frac{x}{26}$
40, 45, 50	$\frac{—}{10}$	11	12	14	16	18	$\frac{x}{22}$	$\frac{x}{26}$
50, 60, 65, 70, 75, 80	$\frac{—}{10}$	$\frac{—}{11}$	12	14	16	18	22	$\frac{x}{26}$
85, 90, 100, 110, 120	—	$\frac{—}{11}$	12	14	16	18	22	26

* Над чертой — длина l_0. Величина x указывает на наличие резьбы по всей длине для деталей с гладкими отверстиями, величина $y = l_0$ на наличие резьбы для ввинчивания в резьбовые отверстия и определяется по формуле $y = l - 0{,}5d - 2P$.

4.70. Типы стандартных крепежных стоек

Эскиз стойки	Характеристика	ГОСТ
	Шестигранные с резьбовым кольцом и отверстием	20862—81*

Эскиз стойки	Характеристика	ГОСТ
	Шестигранные с резьбовыми отверстиями	20865—81
	Круглые с лысками с резьбовым концом и отверстием	20863—81*
	Круглые с лысками и резьбовыми отверстиями	20866—81*
	Круглые со шлицем с резьбовым концом и отверстием	20864—81*
	Круглые со шлицем и резьбовыми отверстиями	20867—81*

4.71. Основные размеры установочных стоек, мм

d	s	D_1	D	d_1	l	l_1	l_2	h	b	L
2,0	4,0	4,4	5	2,2	4	5/6/	5	0,6	0,5	7—30
2,5	5,0	5,5	6	2,7	5	6/7/	5	0,8	0,6	8—40
3	5,5	6,0	7	3,2	6	9	5	1,0	0,8	15—60
4	7	7,7	8	4,3	7	10	6	1,2	1,0	18—110
5	8	8,8	9	5,3	8	12	8	1,6	1,2	30—130
6	10	11,0	11	6,4	9	13	10	2,0	1,6	40—140
8	13	14,3	15	8,4	12	16	12	2,5	2,0	70—150
10	17	18,9	—	10,5	15	20	—	—	—	70—150

4.72. Длина L_1 крепежных установочных стоек, мм

L	d		L	d				L	d			
	2	2,5		2	2,5	3	4		2,5	3	4	5
7	11/14	—	15	19/22	20/23	20/24		30	35/38	35/39	36/42	38/44
8	12/15	13/16	16	20/23	21/24	21/25		32	37/40	37/41	38/42	40/46
9	13/16	14/17	17	21/24	22/25	22/26		34	39/42	39/43	40/46	42/49
10	14/17	15/18	18	22/25	23/26	23/27	24/30	36	41/44	41/45	42/48	44/50
11	15/18	16/19	19	23/26	24/27	24/28	25/31	38	43/46	43/47	44/49	46/52
12	16/19	17/20	20	24/27	25/28	25/29	26/32	40	45/48	45/49	46/52	48/54
13	17/20	18/21	22	26/29	27/30	27/31	28/34	42		47/51	48/54	50/57
14	18/21	19/22	24	28/31	29/32	29/33	30/36	45		50/54	51/56	53/59
			26	30/33	31/34	31/35	32/38	48		53/57	54/60	56/63
			28	32/35	33/36	33/37	34/40	50		55/59	56/62	58/64
			30	34/37	35/38	35/39	36/42	53		58/62	59/65	61/68
								55		60/64	61/66	63/69
								58		63/67	64/70	66/73
								60		65/69	66/71	67/74

Примечания: 1. В числителе указаны значения L_1 для коротких стоек, в знаменателе — для длинных. 2. Для стоек по ГОСТ 20864—81 длины L установлены, начиная с 10 мм.

4.73. Длина l_3 крепежных установочных стоек, мм

L	Диаметр d				L	Диаметр d			
	2	2,5	3	4		2,5	3	4	5
6	0,5	0,6	—	—	30	12,5	12,5	12,0	11,0
7	1,0	1,0	—	—	32	13,5	13,5	13,0	12,0
8	1,5	1,5	—	—	34	14,5	14,5	14,0	13,0
9	2,0	2,0	—	—	36	15,5	15,5	15,0	14,0
10	2,5	2,5	2,5	2,0	38	16,5	16,5	16,0	15,0
11	3,0	3,0	3,0	2,5	40	17,5	17,5	17,0	16,0
12	3,5	3,5	3,5	3,0	42		18,5	18,0	17,0
13	4,0	4,0	4,0	3,5	45		20,0	19,5	18,5
14	4,5	4,5	4,5	4,0	48		21,5	21,0	20,5
15	5,0	5,0	5,0	4,5	50		22,5	22,0	21,5
16	5,5	5,5	5,5	5,0	53		24,0	23,5	22,5
17	6,0	6,0	6,0	5,5	55		25,0	24,5	23,5
18	6,5	6,5	6,5	6,0	55		25,0	24,5	23,5
19	7,0	7,0	7,0	6,5	58		26,5	26,0	25,0
20	7,5	7,5	7,5	7,0	60		27,5	27,0	26,0
22	8,5	8,5	8,5	8,0	65			29,5	28,5
24	9,5	9,5	9,5	9,0	70			32	31,0
26	10,5	10,5	10,5	10,0	75			34,5	33,5
28	11,5	11,5	11,5	11,0	80			37,0	36,0
30	12,5	12,5	12,5	12,0	85			39,5	38,5
					90			42,0	41,0
					95			44,5	43,5
					100			47,0	46,0
					110			52,0	51,0

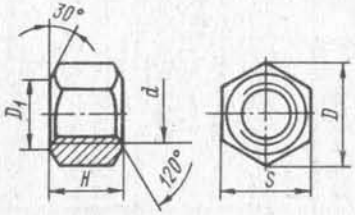
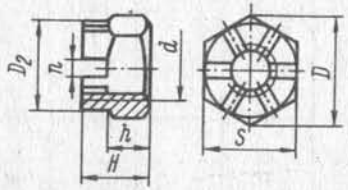
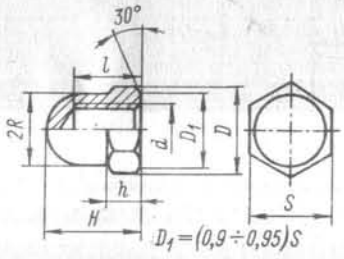
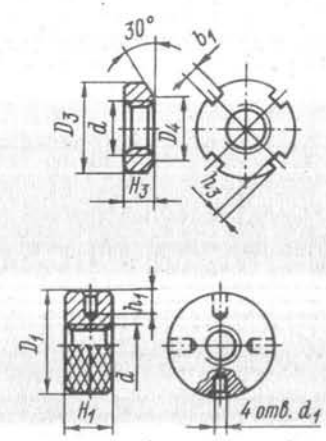
Надежное стопорение деталей возможно при помощи установочных винтов со шлицем (табл. 4.92, 4.93), а также винтов с головкой или углублением «под ключ» (табл. 4.94, 4.95).

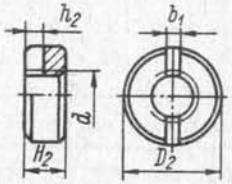
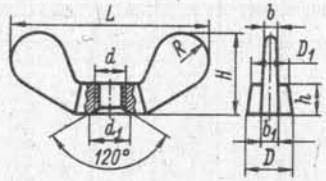


Рис. 4.37. Примеры применения шайб: *а—г* — предохранение деталей от задирания; *д* — выравнивание косых опорных поверхностей

Для соединения деталей с различными электрическими потенциалами применяют втулки из изоляционного материала (рис. 4.39, *а*) или винты из пластмасс, если позволяют условия

4.74. Типы стандартных гаек

Тип	Эскиз	ГОСТ	Диаметры резьбы, мм	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Шестигранные		5927—70* 5916—70* 15524—70*	1,6—48 2—48 3—48	4.75 Для обеспечения значительных усилий затяга соединений
Прорезные и корончатые		5932—73* 5919—73*	4—48 6—48	4.76 Для предотвращения самоотвинчивания
Колпачковые		11860—85	3—24	4.76 Для изолирования конца винта
Круглые		10657—80* 8381—73*	1—20 2—20	4.77 Для разъемных соединений всех видов

Тип	Эскиз	ГОСТ	Диаметры резьбы, мм	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Круглые		10657—80* 8381—73* 11871—80*	1—20 2—20 4—200	4.77 Для разъемных соединений всех видов
Гайки-барашки		3032—76*	3—24	4.78 Для соединений, подлежащих частой ручной сборке и разборке

4.75. Основные размеры шестигранных гаек, мм

d	P	s	D	H_1 ГОСТ 5916—70*	H_2 ГОСТ 5927—70*	H_3 ГОСТ 15524—70*
1,6	0,35	3,2	3,3	1,0	1,3	—
2,0	0,4	4	4,4	1,2	1,6	—
2,5	0,45	5	5,5	1,6	2,0	—
3,0	0,5	5,5	6	1,8	2,4	3,6
4,0	0,5; 0,7	7	7,7	2,2	3,2	4,8
5,0	0,5; 0,8	8	8,8	2,7	4,0	6,0
6,0	0,75; 1,0	10,0	11,0	3,2	5,0	7,2
8,0	1,0; 1,25	13,0	14,4	4	6,5	9,6
10,0	1,25; 1,5	17,0	18,9	5	8,0	12

Примечание. Резьба с мелким шагом применяется для гаек в соответствии с ГОСТ 5916—70*.

4.76. Размеры колпачковых, прорезных и корончатых гаек, мм

Колпачковые (ГОСТ 11860—85)					Прорезные и корончатые (ГОСТ 5932—73*)			
d	H	h	R	l	d	h	n	Шплинт
3	7,0	2,4	2,5	5	4	5,0	1,2	1×12
4	9	3,2	3,0	6	5	6,0	1,4	1,2×12
5	10	4,0	4,0	7				

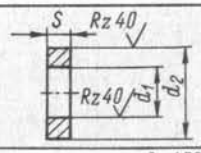
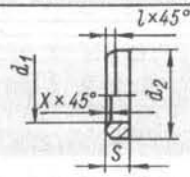
4.77. Размеры круглых гаек, мм

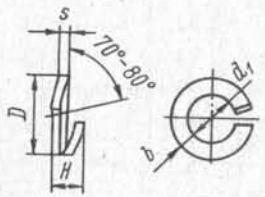
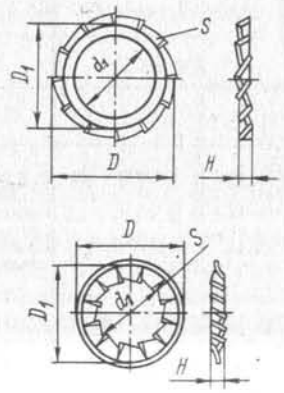
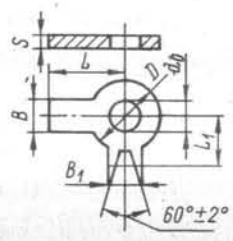
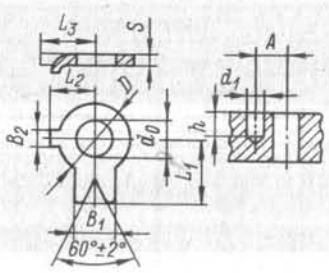
ГОСТ 10657—80*						ГОСТ 8381—73*				ГОСТ 11871—88*		
d	D_2	D_4	H_3	b_1	h_3	D_1	H_1	d_1	h_1	D_3	H_3	h_3
1,0	2,5		1,0	0,3	0,3							
1,2	3,0		1,2	0,5	0,4							
1,6	3,0		1,6	1,0	0,6							
2,0	4		2,0	1,0	0,7	5,5	2,0	1,0	1,2			
2,5	5		2,2	1,2	0,7	7	2,2	1,2	1,5			
3	6		2,5	1,4	0,9	8	2,5	1,5	1,7			
4	8	11	3,5	2,0	1,3	10	3,4	1,5	2,0	6	5	
5	10	13	4,0	2,8	1,5	12	4,2	2,0	2,3	8	6	1,5

4.78. Размеры гаек-барашков (ГОСТ 3032—76 *), мм

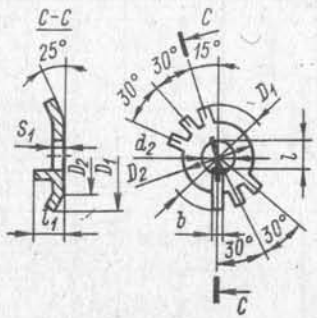
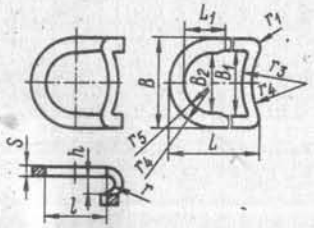
d	D	D_1	L	H	h	b	b_1	R	d_1
3	7	6	20	8	3	1,2	1,5	3,0	—
4	8	7	24	40	4	1,5	2,0	4,0	4,0
5	10	8	28	12	5	2,0	2,5	4,5	4,5

4.79. Типы стандартных шайб

Тип	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Нормальные		11371—78*	4.80 Для повышения трения в резьбе
Уменьшенные		10450—78*	

Тип	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Пружинные		6402—70*	4.81 Для увеличения осевого усилия в соединении
Стопорные с зубьями		10462—81* 10463—81*	4.82 Для равномерного распределения осевой нагрузки по поверхности деталей
Стопорные с лапкой		13463—77*	4.83 Для стопорения шестигранных и шлицевых гаек, а также болтов с шестигранными головками
с носком		13465—77*	

Продолжение табл. 4.79

Тип	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Стопорные многолапчатые		11872—80*	4.83 Для стопорения круглых шлицевых гаек и закрепления подшипников качения на валах
Замковые		МН787—60	4.84 Как стопорное устройство, предохраняющее от осевого смещения детали

4.80. Размеры нормальных шайб (ГОСТ 11371—78*), мм

d	d_1	d_2	s	d	d_1	d_2	s
1,0	1,1	3,5	0,3	2,5 3,0	2,7 3,2	6,5 7,0	0,5
1,2 1,4 1,6	1,3 1,5 1,7	4,0		4,0 5,0	4,3 5,3	9,0 10,0	0,8 1,0
2,0	2,2	5,0					

4.81. Размеры пружинных шайб (ГОСТ 6402—70*), мм

d	d_1	Типы шайб			
		Легкие (Л)		Нормальные (Н)	Тяжелые (Т)
		b	s	b = s	b = s
2	2,1	0,8	0,5	0,5	0,6
2,5	2,6	0,8	0,6	0,6	0,8
3	3,1	1,0	0,8	0,8	1,0
3,5	3,6	1,0	0,8	1,0	—
4	4,1	1,2	0,8	1,0	1,4
5	5,1	1,2	1,0	1,2	1,6

4.82. Размеры стопорных шайб с зубьями, мм

d	ГОСТ 10462—81*						ГОСТ 10463—81*			
	d_1	s	D	D_1	H	z	D	D_1	H	z
2	2,2	0,2	5,3	4,2	0,6	6	5,0	3	0,6	6
2,5	2,7	0,2	6,3	4,9	0,6	6	6,0	4,0	0,9	6
3	3,2	0,3	7,0	5,0	0,9	7	7,0	4,5	0,9	8
4	4,2	0,4	9,0	6,5	1,2	7	9,0	6,2	1,2	9
5	5,2	0,7	10,0	7,5	1,75	8	10,0	7,2	2,1	10

4.83. Основные размеры стопорных шайб, мм

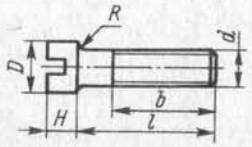
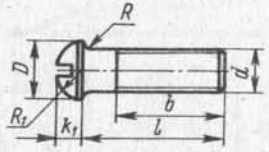
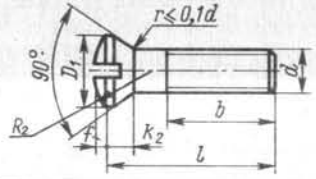
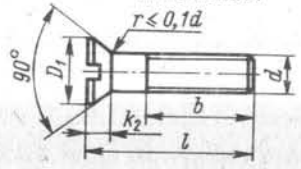
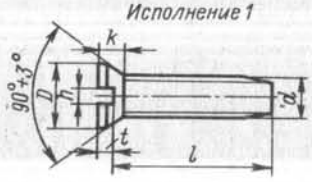
d	С лапкой							С носком		
	d_0	D	B	B_1	L	L_1	s	B_2	L_2	L_3
3	3,2	5,5	3	4	12	5,0	0,5	2,4	4,5	7,5
4	4,3	7	4	5	14	6,0	0,5	2,4	5,5	8,5
5	5,3	8	5	6	16	7,5	0,5	3,4	7,0	10,0

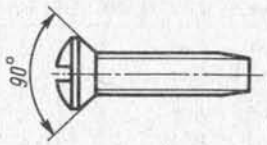
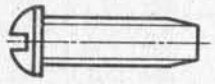
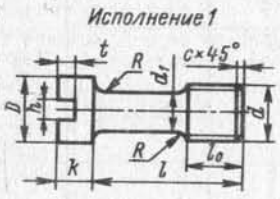
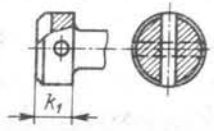
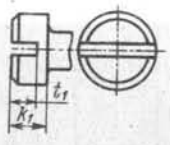
d	С носком			Многолапчатые						
	d_1	A	h	d_2	D_1	D_2	b	l	l_1	s_1
3	3	4,3	5							
4	3	5,3	5	4,2	14	6,5	1,5	2,7	1,5—2,5	0,8
5	4	6,8	5	5,2	16	8,0	1,5	3,2	1,5—2,5	0,8

4.84. Размеры замковых шайб, мм

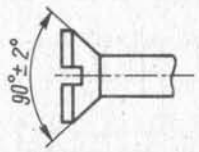
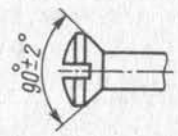
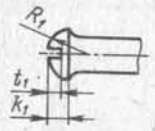
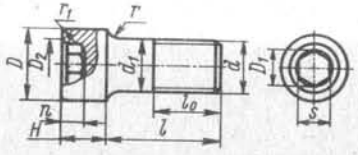
Шифр шайбы	Диаметр вала	l	h	L	L_1	s	B	B_1	B_2	r_1	r_2	r_3
ШЕS-4	4—5	4	2	14	4	1,0	8	5	3,1	1,8	0,3	5,5
ШЕS-6	6—8	6	3	17	5	1,0	12	8	4,1	3,0	0,4	8,0
ШЕS-10	10—13	10	4	25	9	1,0	18	13	8,1	4,5	0,5	12,0
ШЕS-14	14—17	13	4	32	12	1,6	24	17	10,2	5,5	0,6	16

4.85. Типы стандартных винтов

Форма головки	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Винты общего назначения			
Цилиндрическая		1491—80*	4.86 Для всех видов разъемных соединений
Полукруглая	*Исполнение 1* 	17473—80*	4.86 При малых толщинах деталей, когда невозможно применять винты с утопленной головкой
Полупотайная	*Исполнение 1* 	17474—80*	
Потайная	*Исполнение 1* 	17475—80*	При необходимости утопленного крепления и для обеспечения точной сборки
Самонарезающие винты			
Потайная	*Исполнение 1* 	10619—80* 11652—80*	4.87 Для неответственных соединений деталей из мягких металлов и пластмасс

Форма головки	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Полупотайная		10620—80* 11651—80*	4.87 Для неответственных соединений деталей из мягких металлов и пластмасс
Полукруглая		10621—80* 11650—80*	
Невыпадающие винты			
Цилиндрическая	*Исполнение 1*  *Исполнение 2*  *Исполнение 3* 	10336—80*	4.89 Для применения в конструкциях, подлежащих частой разборке и сборке, завинчиванию ключами при обеспечении достаточного затяга соединения
Цилиндрическая со сферой		10337—80*	

Продолжение табл. 4.85

Форма головки	Эскиз	ГОСТ	Номер таблицы для определения размеров и назначение
Потайная		10339—80*	4.89 Для применения в конструкциях, подлежащих частой разборке и сборке, завинчиванию ключами при обеспечении достаточного затяга соединения
Полупотайная		10340—80*	
Полукруглая		10341—80*	
Накатанная		10344—80*	
Винты с шестигранным углублением под ключ			
Цилиндрическая	Исполнение 1  Исполнение 2 	11738—84	4.88 Для обеспечения значительного усилия затяжки

4.86. Основные размеры винтов общего назначения, мм

Форма головки	Цилиндрическая				Полукруглая		Полупотайная и потайная			
	ГОСТ 1491—80*				ГОСТ 17473—80*		ГОСТ 17474—80* и ГОСТ 17475—80*			
d	b	D	R	H	k_1	R_1	k_2	D_1	R_2	f
1,0	8	2,0	0,1	0,7	0,7	1,1	0,6	1,9	2,1	0,25
1,2	9	2,3	0,1	0,8	0,8	1,3	0,72	2,3	2,6	0,3
1,4	9	2,6	0,1	0,9	0,95	1,4	0,84	2,6	2,9	0,35
1,6	9	3,0	0,1	1,0	1,1	1,6	0,96	3,0	3,4	0,4
2,0	10	3,8	0,1	1,3	1,4	2,0	1,2	3,8	4,2	0,5
2,5	11	4,5	0,1	1,6	1,7	2,4	1,5	4,7	5,4	0,6
3,0	12	5,5	0,1	2,0	2,1	2,9	1,65	5,6	6,0	0,75
3,5	13	6,0	0,1	2,4	2,4	3,1	1,93	6,5	6,8	0,9
4	14	7,0	0,2	2,6	2,8	3,6	2,2	7,4	8,0	1,0
5	16	8,5	0,2	3,3	3,5	4,4	2,5	9,2	9,4	1,25
6	22	10	0,25	3,9	4,2	5,1	3	11,0	12,0	1,5
8	26	13	0,4	5	5,6	6,6	4	14,5	15,0	2,0
10	40	16	0,4	6	7,0	8,1	5	18,0	19,0	2,5

4.87. Размеры винтов самонарезающих с потайной головкой для металла и пластмассы (ГОСТ 10619—80*), мм

Параметры резьбы	Номинальный диаметр резьбы			
	2,5	3	4	5
Шаг резьбы P:				
крупный	1,25		1,75	2,00
мелкий	1,0		1,5	
Диаметр номинальный головки D	4,7	5,6	7,4	9,2
Высота головки r, не более	1,5	1,65	2,2	2,5
Ширина шлица n, не более	0,6	0,8	1,0	1,2
Глубина шлица t:				
не менее	0,5	0,6	0,8	1,0
не более	0,73	0,85	1,1	1,35
Диаметр крестообразного шлица m, не более	2,6	2,8	4,0	4,5
Глубина крестообразного шлица h	1,05	1,25	1,55	2,05

4.88. Конструктивные размеры винтов (ГОСТ 11738—84), мм

$d = d_1$	P	D	H	S	D_1	D_2	n	h_1	r	r_1	l_0	l
4	0,7	7,0	4	3	3,5	3,8	2,0	2,6	0,2—0,35	0,4	6—20	6—40
5	0,8	8,5	5	4	4,6	4,9	2,5	3,4	0,2—0,5	0,4	8—22	8—50
6	1	10	6	5	5,8	6,1	3,0	4,0	0,25—0,6	0,5	10—24	10—60
8	1; 1,25	13	8	6	6,9	7,2	4,0	5,5	0,4—1,1	0,8	12—28	12—80
10	1,25; 1,5	16	10	8	9,2	9,7	5,0	7		1,0	14—32	14—100

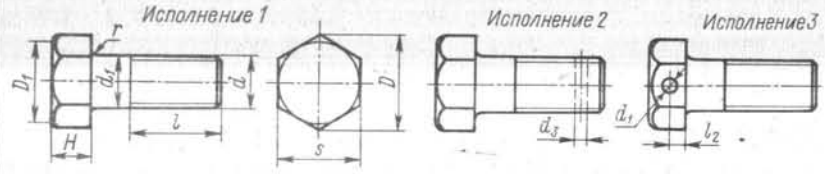
Примечания: 1. Длины l и l_0 следует брать из ряда 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 мм. 2. При $l \leqslant 16$ резьба нарезается по всей длине стержня.

4.89. Размеры невыпадающих винтов, мм

d	P	d_1	l_0	D	k	h	R
2,5	0,45	1,6	3	4,5	1,6	0,66—0,8	0,2
3	0,5	2,0	4	5,5	2,0	0,86—1,0	0,2
4	0,7	2,8	5	7,0	2,6	1,06—2,0	0,2
5	0,8	3,5	6	8,5	3,3	1,26—1,51	0,4
6	1,0	4,0	8	10	3,9	—	0,4
8	1,25	5,5	10	13	5	—	0,5
10	1,5	7	12	16	6	—	0,5

d	R_1	t	k_1	l	t_1
2,5	2,4	0,7—1,0	1,7	6—18	0,9—1,3
3	2,9	0,9—1,3	2,1	6—60	1,0—1,4
4	3,6	1,2—1,6	2,8	8—60	1,6—2,0
5	4,4	1,5—2,0	3,5	10—80	2,1—2,3
6	5,1	1,8—2,3	4,2	12—80	2,5
8	6,6	2,3—2,8	5,6	25—80	3,7
10	8,1	2,7—3,2	7	25—80	4,6

4.90. Размеры болтов с шестигранной головкой повышенной точности (ГОСТ 7805—70*), мм



Параметр резьбы	Номинальный диаметр резьбы d					
	1,6	2	2,5	3	4	5
Шаг резьбы P	0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8
Диаметр стержня d_1	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
Размер s «под ключ»	3,2	4	5	5,5	7	8
Высота H	1,1	1,4	1,7	2,0	2,8	3,5
Диаметр описанной окружности D, не менее	3,6	4,4	5,5	6	7,7	8,8
Радиус r под головкой:						
не менее	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2
не более	0,2	0,3	0,3	0,3	0,35	0,35
Диаметр отверстия:						
в стержне d_3	—	—	—	—	1,0	1,2
в головке d_1	—	—	—	—	1,0	1,2
Расстояние от опорной поверхности до отверстия в головке l_2	—	—	—	—	1,4	1,8

прочности (рис. 4.39, *б*). При соединении металлических и пластмассовых деталей с помощью винтов резьбу нарезают в металлических деталях (рис. 4.39, *в*, *г*). На рис. 4.40, 4.41 в качестве примера приведены различные способы крепления разнородных тонких деталей и проводов винтами.

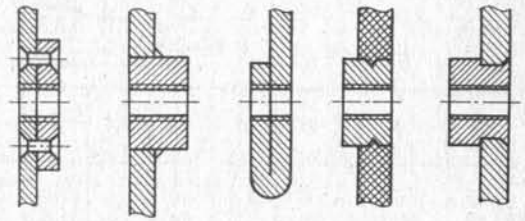


Рис. 4.38. Способы увеличения длины нарезки

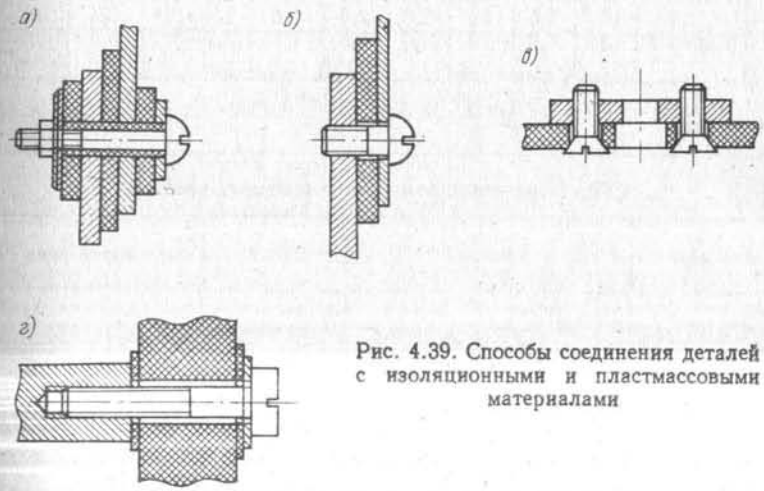


Рис. 4.39. Способы соединения деталей с изоляционными и пластмассовыми материалами

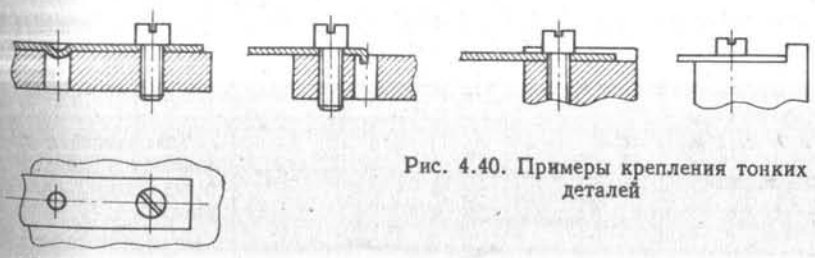
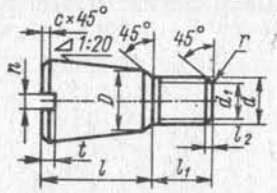


Рис. 4.40. Примеры крепления тонких деталей

Опорные поверхности для головок винтов и гаек должны соответствовать ГОСТ 12876—67* (табл. 4.96—4.98).

Предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания и потери винтов и гаек. Для предохранения резьбового соединения от самоотвинчивания необходимо выполнить условие, при котором $\psi < \rho$, где ψ — угол подъема резьбы; ρ — угол трения,

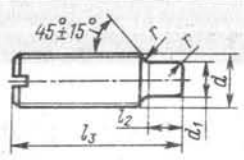
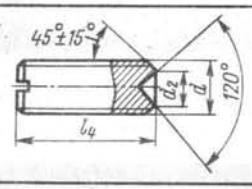
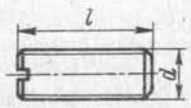
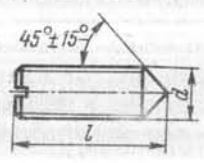
4.91. Размеры болтов конических (ГОСТ 15163—78), мм



d	P	D	d_1	l_1	l_2	n	c	t	n	l
4	0,7	5	2,5	12	1,0	1,0	0,8	1,2—1,6	0,3	20—63
5	0,8	6	3,5	14	1,2	1,2	1,0	1,5—2,0	0,3	20—71
6	1	8	4,0	16	1,5	1,6	1,2	1,8—2,3	0,4	25—80
8	1; 1,25	10	5,5	18	2,0	2,0	1,6	2,3—2,8	0,4	32—80
10	1,25; 1,5	12	7,0	20	2,5	2,5	1,6	2,7—3,2	0,5	32—80

Примечание. Длину *l* следует брать из ряда: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80 мм.

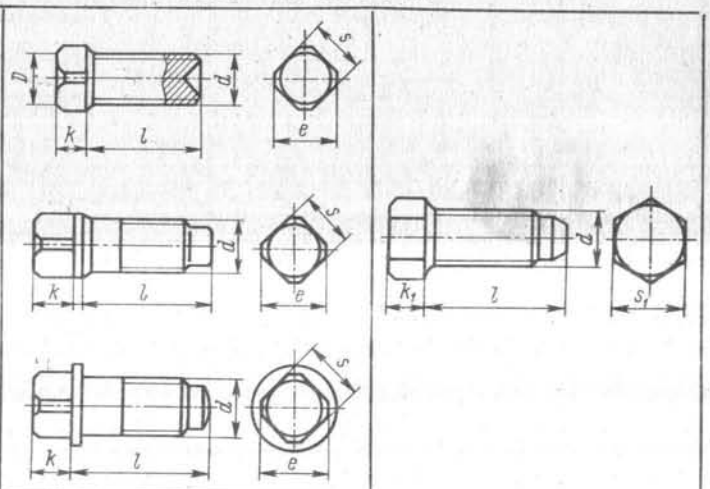
4.92. Типы стандартных установочных винтов

Форма конца	Эскиз	ГОСТ	Назначение
Цилиндрический		1478—84*	Для предохранения деталей от относительного смещения
Засверленный		1479—84*	
Плоский		1477—84*	Для фиксации положения деталей, передающих малые усилия
Конический		1476—84*	Для надежного стопорения деталей

4.93. Основные длины установочных винтов со шлицем, мм

ГОСТ	l	Диаметр резьбы, мм									
		1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10
1476—84*	От	2	3	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
1477—84*	До	4	4	8	10	14	16	20	25	30	40	50
1478—84*	От	—	—	—	3	4	5	6	8	8	10	12
	До	—	—	—	10	12	16	20	25	35	40	50
1479—84*	От	—	—	—	—	—	3	4	5	6	8	10
	До	—	—	—	—	—	16	20	25	30	40	50

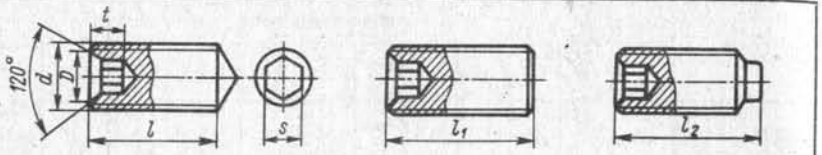
4.94. Основные размеры установочных винтов с головкой «под ключ», мм



Диаметр резьбы d	Квадратная головка: ГОСТ 1482—84*; ГОСТ 1485—84*; ГОСТ 1486—84*					Шестигранная головка: ГОСТ 1481—84*; ГОСТ 1483—84*			
	s	e	k	l от	l до	s_1	k_1	l от	l до
6	7	9	6	12	35	8	5	12	35
8	8	10	7	14	40	10	6	14	40
10	10	13	8	16	50	12	7	16	50

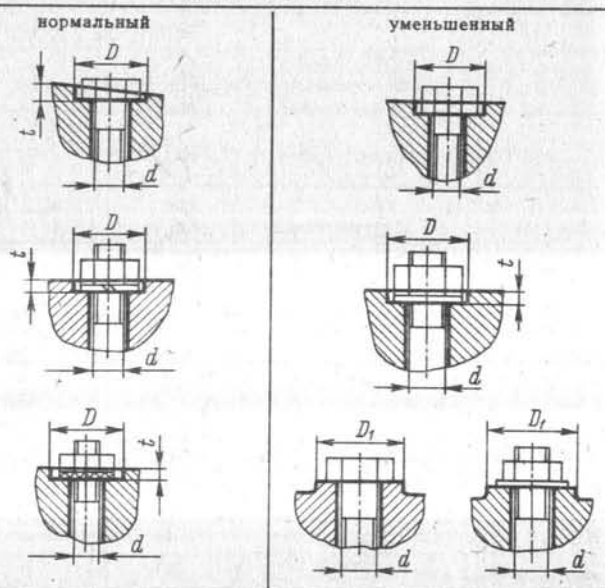
Примечание. По ГОСТ 1486—84* диаметры резьбы начинаются с *d* = 8 мм.

4.95. Основные размеры установочных винтов с шестигранным углублением «под ключ», мм



d	s	t	D	l	l_1	l_2
4	2,0	2,5	2,6	От 8 до 20	От 6 до 20	От 10 до 20
5	2,5	3,0	3,2	» 10 » 25	» 8 » 25	» 10 » 25
6	3,0	3,5	3,8	» 10 » 45	» 8 » 30	» 12 » 45
8	4,0	5,0	4,9	» 16 » 60	» 12 » 50	» 16 » 55
10	5,0	6,0	6,1	» 16 » 70	» 16 » 70	» 20 » 70

4.96. Размеры опорных поверхностей под болты, винты, гайки (ГОСТ 12876—67*), мм



d	Размер «под ключ» нормальный D	нормальный D_1	уменьшенный D	уменьшенный D_1
1,6	5	8	5	8
2,0	6	8	6	8
2,5	7,5	10	7	10
3,0	8	10	8	10
4,0	10	14	10	14
5,0	11	16	12	16
6,0	13,5	18	13,5	18
8,0	18	24	18	20
10,0	22	28	20	24

$\operatorname{tg}\rho = \mu$ (μ — коэффициент трения). Крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, однако при работе приборов при переменных нагрузках, в условиях вибрации, ударов и тряски происходит ослабление затяжки резьбы и, как следствие этого,— самоотвинчивание. Наиболее распространенные способы предупреждения появления этого процесса приведены в табл. 4.99. Выбор способа зависит от конструкции механизма и прибора,

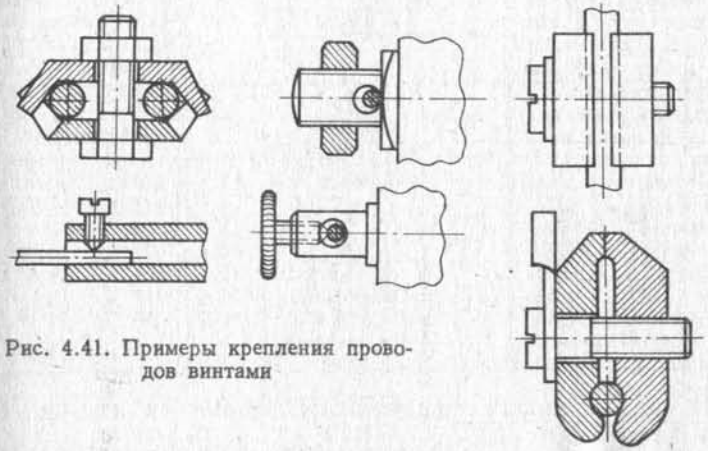
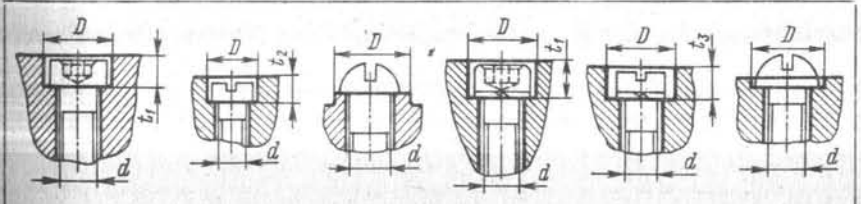


Рис. 4.41. Примеры крепления проводов винтами

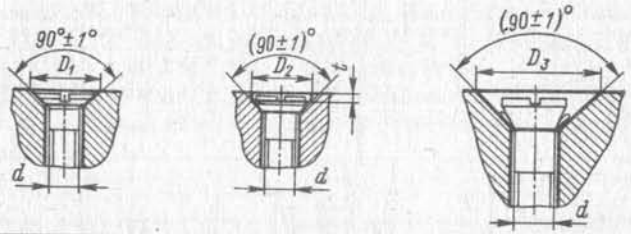
условий их эксплуатации и определяется конструктором в каждом случае. При частой сборке и разборке механизмов и приборов возможна потеря винтов и гаек. На рис. 4.42 показаны некоторые

4.97. Размеры опорных поверхностей под цилиндрические и полукруглые головки винтов со шлицем и шестигранным углублением «под ключ»



d	D	t_2	t_3	t_1	D_1	d	D	t_2	t_3	t_1	D_1
1,0	2,2	0,8	—	—	—	3,0	6,0	2,4	3,3	3,4	—
1,2	2,5	0,9	—	—	—	3,5	6,5	2,9	3,8	4,0	—
1,4	2,8	1,0	—	—	—	4,0	8,0	3,2	4,5	4,6	12
1,6	3,3	1,2	—	—	—	5,0	10	4,0	5,5	5,7	15
1,8	3,8	1,5	—	—	—	6,0	11	4,7	6,5	6,8	18
2,0	4,3	1,6	2,2	—	—	8,0	15	6	8	9	20
2,5	5,0	2,0	2,7	—	—	10,0	18	7	9,5	11	24

4.98. Размеры опорных поверхностей под потайные и полупотайные головки винтов и шурупов, мм



d	D_1	D_2	D_3	t	d	D_1	D_2	D_3	t
1,0	2,4	2,0	—		3,5	7,6	7,0		
1,2	2,8	2,5	—		4,0	8,6	8,0	9	0,3
1,4	3,2	2,8	—	0,2	5,0	10,4	10,0	11,5	
1,6	3,7	3,3	—		6,0	12,4	11,5	14,5	0,4
2,0	4,6	4,3	—		8,0	16,4	15	18,5	
2,5	5,7	5,0	—	0,3	10	20,4	19	22	0,7
3,0	6,6	6,0	7						

способы предохранения соединений от потери гаек, а на рис. 4.43 — потери винтов [51, 125].

Расчет резьбовых соединений. Выбор методики расчета резьбовых соединений зависит от характера и направления действия

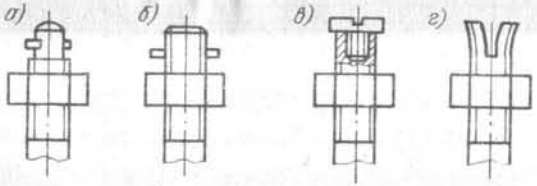


Рис. 4.42. Способы предохранения гаек от потерь: *а* — шплинтами; *б* — штифтами; *в* — винтами; *г* — прорезями

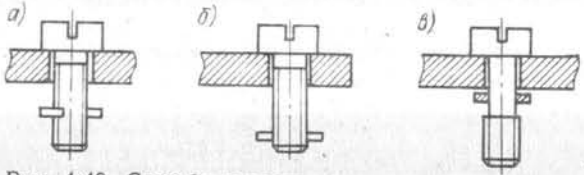
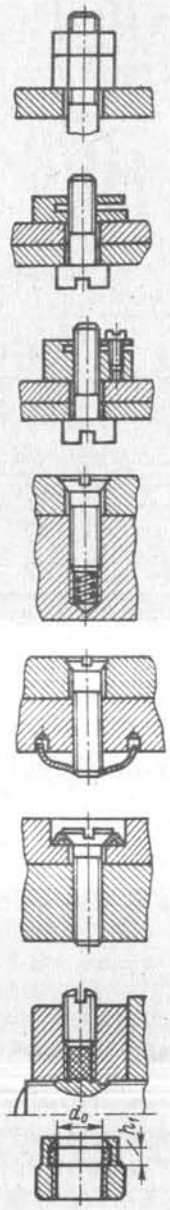


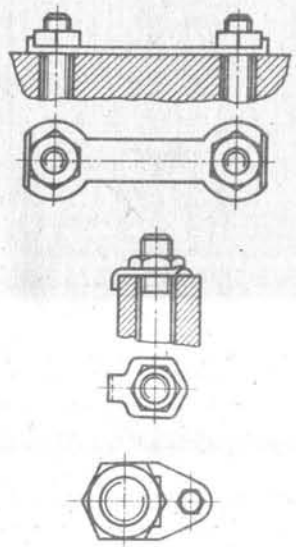
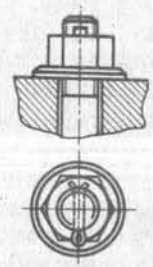
Рис. 4.43. Способы предохранения винтов от потерь: *а* — шплинтами; *б* — штифтами; *в* — проволочными кольцами

нагрузки, их конструктивных особенностей и условий эксплуатации. Все резьбовые соединения разделяются на две группы: ненапряженные и напряженные. В напряженных соединениях их детали испытывают напряжение еще до приложения внешней нагрузки. В ненапряженных соединениях до приложения внешней нагрузки напряжение отсутствует. Расчеты ненапряженных и напряженных соединений отличаются между собой.

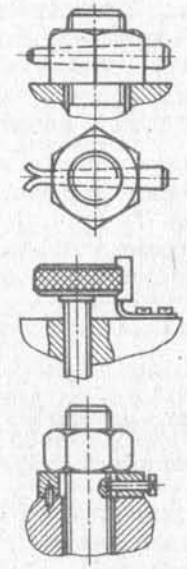
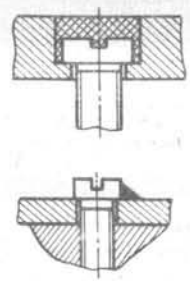
4.99. Способы предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания

Способ стопорения	Пример исполнения	Характеристика
Повышение трения между витками резьбы или между головкой винта и соединяемой деталью (контргайками, разрезными гайками, гайками с упругим уплотнением; поджимом соединяемых деталей пружинами, разрезными шайбами, фасонными шайбами с упругими зубьями, специальными упругими шайбами)		Пружинящие шайбы подкладываются под гайки или головки винта. При небольших нагрузках на соединение применяют упругие самостопорящиеся гайки, врезающиеся острыми краями в материал детали при завинчивании. Соединение винта и гайки с упругим уплотнением выдерживает не более 50 завинчиваний. Размеры упругого элемента, запрессовываемого в гайку, определяются из соотношений: $h_1 = (0{,}5 \div 0{,}8)\,d$; $d_0 = d - (0{,}7 \div 1{,}0)\,P$, где d — наружный диаметр резьбы; P — шаг резьбы. В приборостроении контргайки применяются редко, так как при этом увеличиваются габаритные размеры, масса и стоимость конструкции

Продолжение табл. 4.99

Способ стопорения	Пример исполнения	Характеристика
Изменение формы соединяемых деталей (кернением, зачеканкой, расклепыванием, пайкой, сваркой, разгибкой концов винтов)		Этот способ применяется в том случае, когда в процессе эксплуатации не требуется разборка соединения, так как при этом возможно повреждение соединяемых элементов
Применение деформируемых деталей (шайб и деталей с отгибаемыми частями)		При отгибании шайб и деталей создается препятствие самоотвинчиванию
Применение специальных шайб, шплинтов, штифтов, винтов, пластинчатых пружин, проволочных замков		Стопорение пластинчатыми пружинами применяют для винтов или гаек, имеющих накатку. При использовании проволочных замков в головках винтов делают специальные сквозные отверстия, через которые пропускают, а затем закручивают проволоку. Таким замком можно фиксировать несколько винтов

Продолжение табл. 4.99

Способ стопорения	Пример исполнения	Характеристика
Применение специальных шайб, шплинтов, штифтов, винтов, пластинчатых пружин, проволочных замков		Стопорение пластинчатыми пружинами применяют для винтов или гаек, имеющих накатку. При использовании проволочных замков в головках винтов делают специальные сквозные отверстия, через которые пропускают, а затем закручивают проволоку. Таким замком можно фиксировать несколько винтов
Окраска головок винтов или гаек (эмалевыми красками). Применение жидких пластмасс (заполнение ими зазоров в резьбе)		Эмалевые краски и лаки применяют для стопорения деталей с диаметром резьбы до 8 мм. При сборке соединений производят заполнение зазоров в резьбе жидкими пластмассами, отвердевающими при температуре 20 °С

Резьбовые соединения могут быть нагружены осевыми, поперечными и эксцентричными внешними нагрузками.

Расчет резьбовых соединений при действии осевой нагрузки P. В ненапряженном винтовом соединении (рис. 4.44, *а*) внутренний диаметр резьбы можно определить по формуле

$$d_{3\,(1)} = \sqrt{4F/(\pi\,[G]_p)},$$

где d_3 — наименьший внутренний диаметр метрической резьбы; d_1 — для остальных резьб. В напряженном винтовом соединении, нагруженном, например, осевой силой P и крутящим моментом M, кроме деформации растяжения возникает деформация кручения

вследствие действия сил трения в резьбе ($\tau_{кр} \approx 0{,}5\sigma_р$). Внутренний диаметр резьбы равен [18]

$$d_{3\,(1)} \geqslant 1{,}28\sqrt{F/[\sigma]_р}.$$

Определив $d_{3\,(1)}$, выбирают шаг резьбы, а затем по приведенным ранее зависимостям находят наружный диаметр d, округляют его до большего стандартного значения, а затем рассчитывают остальные параметры резьбы. Если известен диаметр резьбового соединения $d_{3\,(1)}$, то определяют рабочую глубину резьбового

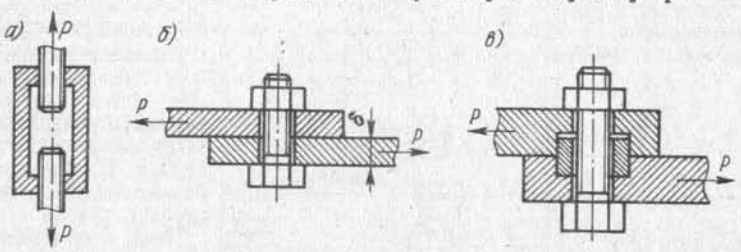


Рис. 4.44. Схемы винтовых соединений: *а* — при действии внешнего осевого усилия; *б* — при наличии зазора в соединении; *в* — при наличии разгрузочного приспособления

отверстия (гайки), длину свинчивания l, рассчитывая витки на срез, изгиб и смятие соответственно по формулам [125]:

$$l \geqslant \frac{F}{\pi d_{3\,(1)}[\tau]_{ср}}; \quad l \geqslant \frac{0{,}995PH_1F}{d_{3\,(1)}b^2[\sigma]_{из}}; \quad l \geqslant \frac{1{,}273FP}{(d^2 - d_{3\,(1)}^2)[\sigma]_{см}},$$

где H_1 — рабочая высота профиля; b — толщина витка у основания, $b = 0{,}75P$; $[\tau]_{ср} = 0{,}75\ [\sigma]_р$; $[\sigma]_{из} = [\sigma]_р$; $[\sigma]_{см} = (0{,}3 \div 0{,}5)\ \sigma_р$. Из трех значений l выбирают наибольшее. Срез витков происходит в том случае, если пределы прочности $\sigma_{в.\,с}$ стержня (витка) и детали (гайки) $\sigma_{в.\,д}$ равны или близки; если $\sigma_{в.\,с} > 2\sigma_{в.\,д}$, то происходит срез витков в отверстии, и тогда вместо $d_{3\,(1)}$ в формулу для среза подставляют D ($d_{3\,(1)} = D$), а $[\tau]_{ср}$ выбирают по материалу детали. Если $\sigma_{в.\,с} = (1{,}3 \div 1{,}8)\ \sigma_{в.\,д}$, то витки рассчитывают на изгиб и смятие.

Расчет резьбовых соединений при действии поперечной нагрузки. В зависимости от вида соединения (ненапряженное или напряженное) болты могут быть поставлены в соединение без зазора или с зазором. В ненапряженных соединениях, как правило, применяют болты повышенной точности, устанавливая их в соединение без зазора (рис. 4.44, *а*). В этом случае гладкую часть стержня болта рассчитывают на срез, а опорные поверхности соединяемых деталей проверяют на смятие по формулам [125]:

$$d_1 \geqslant 1{,}13\sqrt{F/(zn_{ср}[\tau]_{ср})}; \qquad \sigma_{см} = F/(d_1\delta_m z) \leqslant [\sigma]_{см},$$

где z — число болтов; $n_{ср}$ — число срезов; δ_m — минимальная толщина соединяемых деталей.

В напряженных соединениях болты устанавливают в соединение с зазором в отверстие деталей (рис. 4.44, *б*). Для того чтобы детали не перемещались друг относительно друга, болты должны быть предварительно затянуты. Детали не будут перемещаться в том случае, если сила трения $F_{тр}$ между деталями будет превышать внешнюю силу P. Диаметр болта рассчитывают по формуле [51]

$$d_{3\,(1)} \geqslant 1{,}28\sqrt{F/(z\mu[\sigma]_р)}.$$

Как показывают расчеты, в напряженных соединениях диаметры болтов получаются достаточно большими, а поэтому для их уменьшения применяют специальные разгружающие устройства, например втулки (рис. 4.44, *в*), выступы и т. п. Размеры разгружающих устройств рассчитывают на соответствующие виды деформации (срез, смятие).

4.13. Соединения штифтами и шплинтами

Штифты. Подразделяют на цилиндрические и конические и применяют для соединения деталей, обеспечения их необходимого взаимного положения, как самостоятельные или предохранительные детали (рис. 4.45). В табл. 4.100 приведены различные типы штифтов и указано их применение, в табл. 4.101—4.103 даны

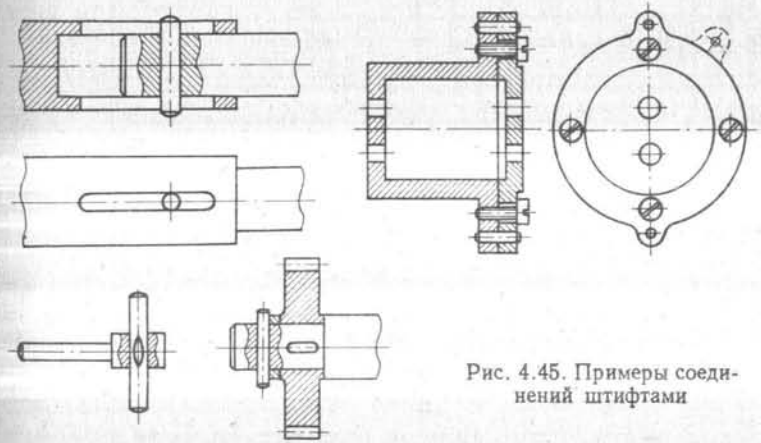


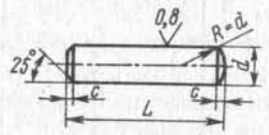
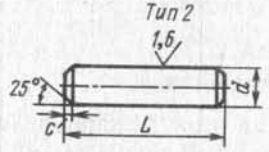
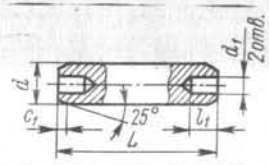
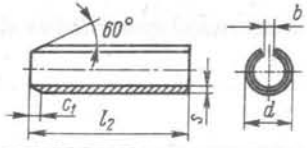
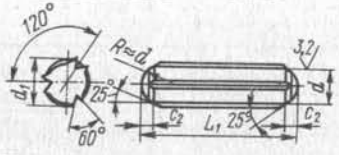
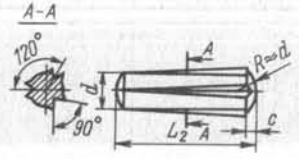
Рис. 4.45. Примеры соединений штифтами

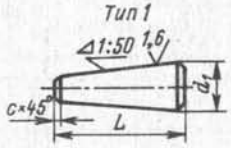
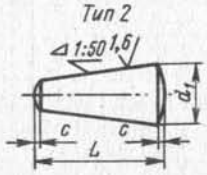
размеры штифтов. Их изготавливают, как правило, из стали 45 по ГОСТ 1050—74. Возможно применение других марок сталей, латуней и бронз. При использовании штифтов в качестве предохранительных деталей их размеры выбирают таким образом, чтобы при перегрузке штифт разрушался, предохраняя механизм прибора.

Расчет штифтов производят по следующим формулам. Если действует только осевая сила F (рис. 4.46), то диаметр d штифта определяют из условия прочности на срез

$$d \geqslant 1{,}13\sqrt{F/(z[\tau]_{ср})}.$$

4.100. Типы стандартных штифтов

Характеристика	Эскиз	ГОСТ	Диаметр d, мм	Номер таблицы для определения размеров и назначение
	Цилиндрические			
Общего назначения	Тип 1  Тип 2  Тип 3 	3128—70*	0,6—50	4.101 Для соединения и фиксации деталей и как самостоятельные детали
Заклепочные		10774—80	2—25	4.102 В конструкциях, не подлежащих разборке
Пружинные		14229—78*	1—25	4.103 Для установки в отверстия с большим полем допуска
Насечные		12850—80*	1—16	4.101 Для обеспечения предохранения от выпадания (допускают многократную сборку и разборку)
Насечные с коническими насечками		10773—80*	1,6—16	

Характеристика	Эскиз	ГОСТ	Диаметр d, мм	Номер таблицы для определения размеров и назначение
	Конические			
Общего назначения	Тип 1  Тип 2 	3129—70*	0,6—50	4.101 Для обеспечения более точного и прочного соединения

4.101. Размеры штифтов общего назначения, мм

d	c	ГОСТ 3128—70*		ГОСТ 10773—80*		ГОСТ 3129—70*		ГОСТ 12850—80*			
		L								c	c_2
		от	до	от	до	от	до	от	до		
1,0	0,2	2,5	16	—	—	5	16	4	12	0,4	—
1,2	0,2	2,5	25	—	—	6	20	4	12	0,4	—
1,6	0,3	3,0	30	4	20	6	25	4	20	0,6	0,8
2	0,3	4,0	40	4	30	8	36	4	30	0,6	0,8
2,5	0,5	5	50	5	30	10	45	6	30	1,0	1,2
3	0,5	6	60	6	40	12	55	6	40	1,0	1,2
4	0,6	8	80	8	60	16	70	6	60	1,2	1,6
5	0,8	10	100	8	60	16	90	8	60	1,6	2,0

Примечание. Длины штифтов выбираются из ряда 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 80; 90.

4.102. Размеры заклепочных штифтов, мм

d	L	d_1	l_1	c_1	h, не менее	h_1
2,0	6—20	1,0	1,6	0,3	0,5	0,6
2,5	8—25	1,6	1,8	0,5	0,5	0,6
3,0	8—30	2,0	2,0	0,5	0,5	1,0
4,0	10—40	2,0	2,5	0,6	1,0	1,0
5,0	12—50	3,0	3,0	0,8	1,0	1,6

4.103. Основные размеры пружинных штифтов, мм

d	c_1	b	S	l_2	d	c_1	b	S	l_2
1,0	0,2	0,5	0,2	4—16	4,0	0,8	1,2	0,8	8—50
1,6 2,0	0,3 0,3	0,7	0,32 0,4	4—20 4—30	5,0 6,0	1,6	1,2 1,4	1,2	12—90
2,5 3,0	0,4 0,6	1,1	0,5 0,6	5—30 6—40	8,0 10,0	2,0	1,8	1,5	20—100

Если действует только крутящий момент M (рис. 4.46), то диаметр d штифта рассчитывают из того же условия:

$$d \geqslant 1{,}6\sqrt{M/(z\,d_в\,[\tau]_{ср})},$$

где z — число срезов; $d_в$ — диаметр вала; $[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез (для стальных штифтов $[\tau]_{ср} \approx 60 \div 80$ МПа). Рассчитанный диаметр штифта округляют до ближайшего большего стандартного значения.

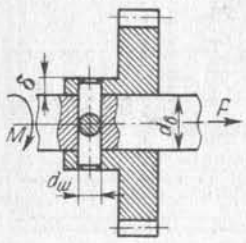


Рис. 4.46. Схема действия сил и моментов для расчета штифтов на прочность

Для предохранения выпадания штифтов из соединения при работе их в условиях вибрации, ударов, тряски, при резких перепадах температуры концы штифтов подвергают кернению (рис. 47, *а*, *б*), развальцовке (рис. 4.47, *в*), применяют шайбы с защитными краями (рис. 4.47, *г*), проволочные кольца (рис. 4.47, *д*), эмали, лаки и т. п. В некоторых случаях вместо штифтов применяют шплинты, специальные шайбы, пружинные кольца и т. п. Размеры шплинтов (рис. 4.48) приведены

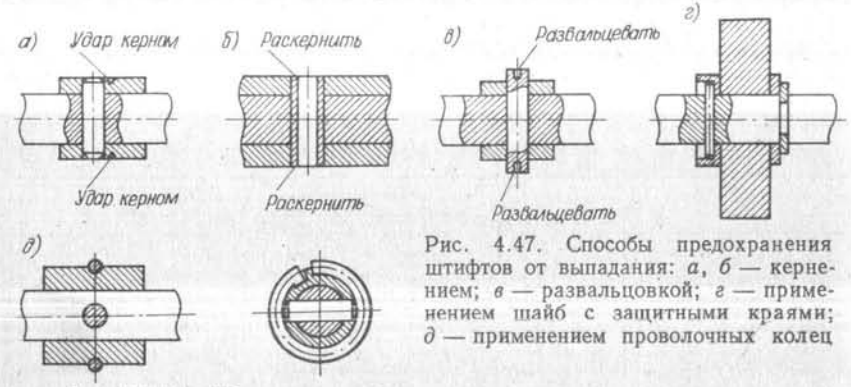
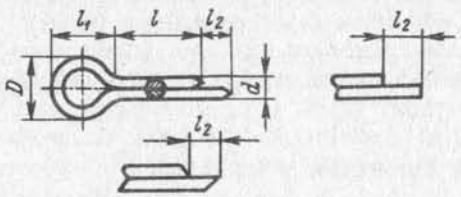


Рис. 4.47. Способы предохранения штифтов от выпадания: *а*, *б* — кернением; *в* — развальцовкой; *г* — применением шайб с защитными краями; *д* — применением проволочных колец

в табл. 4.104. Условное обозначение цилиндрического штифта типа 1 диаметром $d = 10$ мм длиной 60 мм:

*Штифт 10 6×60 ГОСТ 3128—70**.

4.104. Размеры шплинтов (ГОСТ 397—79*), мм



Диаметр шплинта d_0	d		D		l_2		l_1
	d_{max}	d_{min}	D_{max}	D_{min}	$l_{2\,max}$	$l_{2\,min}$	
0,6	0,5	0,4	1,0	0,9	1,6	0,8	2,0
0,8	0,7	0,6	1,4	1,2			2,4
1,0	0,9	0,8	1,8	1,6			3,0
1,2	1,0	0,9	2,0	1,7			3,0
1,6	1,4	1,3	2,8	2,4	2,5	1,3	3,2
2,0	1,8	1,7	3,6	3,2			4,0
2,5	2,3	2,1	4,6	4,0			5,0
3,2	2,9	2,7	5,8	5,1	3,2	1,6	6,4
4,0	3,7	3,5	7,4	6,5	4,0	2,0	8,0
5,0	4,6	4,4	9,2	8,0	4,0	2,0	10,0

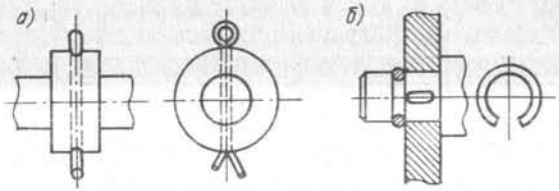
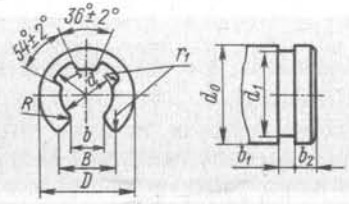


Рис. 4.48. Примеры соединения деталей: *а* — шплинтами; *б* — проволочными кольцами

4.105. Размеры упорных быстросъемных шайб (ГОСТ 11648—75*), мм



d_0	$d=d_1$	D	s	B	b	b_1	b_2	R
От 2 до 2,5	1,6	4	0,4	1,8	1,3	0,5	0,4	1,3
» 2,5 » 4	2,0	6	0,4	2,4	1,7	0,5	0,8	2,1
» 4 » 6	3,0	9	0,6	3,6	2,6	0,7	1,2	3,3

Применение заменяющих штифты деталей увеличивает прочность соединений и уменьшает их стоимость. В табл. 4.105 приведены размеры упорных быстросъемных шайб.

Шплинты. Для предохранения от самовывинчивания винтов и гаек применяют шплинты по ГОСТ 397—79*. Размеры шплинтов приведены в табл. 4.104.

4.14. Соединения шпонками и шлицами

Соединения шпонками. Применяют преимущественно для предохранения деталей (рукояток, маховиков, фланцев муфт, зубчатых колес и др.) от проворачивания при передаче крутящего момента (рис. 4.49, *а—г*). Соединения шпонками могут служить для одновременного обеспечения вращательного и поступательного движения деталей вдоль вала или оси, например блока шестерен, элементов фиксаторов, подвижных муфт и т. п., а также для компенсации тепловых деформаций деталей (рис. 4.49, *д—ж*).

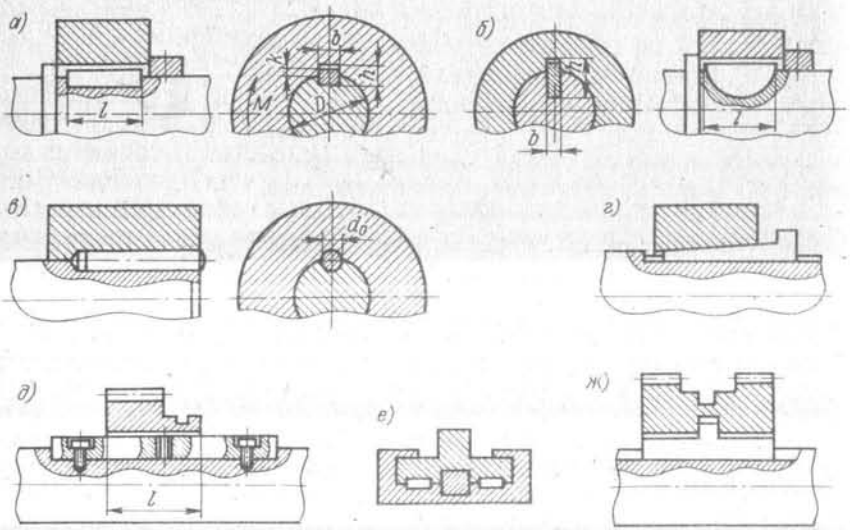


Рис. 4.49. Соединения шпонками: *а* — призматической; *б* — сегментной; *в* — цилиндрической; *г* — клиновой; *д* — направляющей; *е*, *ж* — скользящей

Все шпоночные соединения и шпонки подразделяют на две группы: напряженные и ненапряженные. Напряженным шпоночным соединением называют такое, в котором постоянно действуют внутренние силы упругости, вызванные предварительной затяжкой.

К ненапряженным относятся призматические и сегментные шпонки, а к напряженным — клиновые (затяжные) шпонки. Ненапряженные соединения шпонками передают только крутящие моменты, а напряженные, кроме того, способны воспринимать небольшие односторонние осевые усилия. Клиновые шпонки хуже центрируют детали на валах и осях по сравнению с призматическими, при их применении возможно взаимное смещение осей деталей, что отрицательно сказывается на точности и надежности работы механизмов, вследствие чего такие шпонки в приборостроении не применяются.

К недостаткам шпоночных соединений относят ослабление вала и повышение концентрации напряжения в шпоночных пазах.

Размеры сечений шпонок и пазов выбирают в зависимости от диаметра вала или оси. Материал шпонок — сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа (ГОСТ 8786—68). Основные типы шпонок и рекомендации по их применению приведены в табл. 4.106. Призматические шпонки используют для неподвижных и подвижных соединений. Направляющие шпонки (рис. 4.49, *д*), имеющие большую длину, крепят к валам с помощью двух винтов, причем среднее резьбовое отверстие предназначено для удаления шпонки из паза при необходимости. Скользящие призматические шпонки (рис. 4.49, *е*, *ж*) устанавливают в паз вала только с его торца.

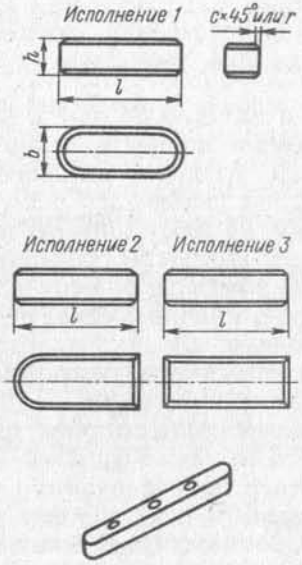
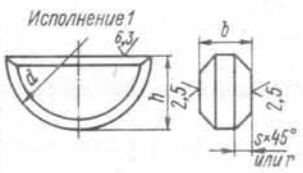
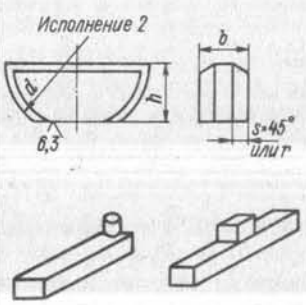
Сегментные шпонки наиболее технологичны из-за простоты фрезерования шпоночного паза, а также удобства сборки соединения. Однако для шпонок этого типа требуются глубокие пазы, что значительно ослабляет валы и оси, поэтому шпонки этого вида применяют для малонагруженных соединений. При передаче больших крутящих моментов устанавливают две сегментные шпонки по длине детали или под углом 180° относительно друг друга. Цилиндрические шпонки или штифты (рис. 4.49, *в*) применяют при необходимости закрепления детали на конце вала. Размеры цилиндрических шпонок соответствуют размерам стандартных цилиндрических штифтов. Размеры шпонок, сечений шпоночных пазов приведены в табл. 4.107, 4.108.

При расчете ненапряженных шпонок в зависимости от диаметра вала D выбирают ширину b и высоту h шпонки. Расчет длины $l_р$ шпонки производят из условия ее прочности на смятие и срез при заданном значении крутящего момента M по следующим формулам:

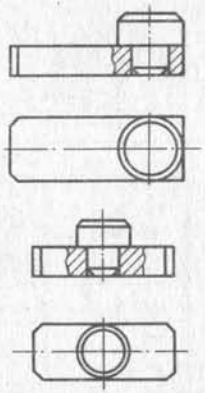
$$l_р \geqslant 2M/(kD\,[\sigma]_{см}); \qquad l_р \geqslant 2M/(Db\,[\tau]_{ср}).$$

Из двух рассчитанных значений $l_р$ выбирают наибольшее. Здесь k — размер выступающей части шпонки, для призматической и сегментной шпонок $k = h - t_1'$ (где t_1' — верхнее предельное отклонение глубин пазов соединений, выбираемых в зависимости от D), для цилиндрической $k = 0{,}5d_0$ (рис. 4.49, *а—в*); $[\tau]_{ср} = 60 \div 80$ МПа; $[\sigma]_{см} = (0{,}3 \div 0{,}5)\,\sigma_т$ для неподвижных соединений; $[\sigma]_{см} = (0{,}1 \div 0{,}2)\,\sigma_т$ для подвижных соединений. Для сегментных шпонок значения t_1' приведены в табл. 4.109.

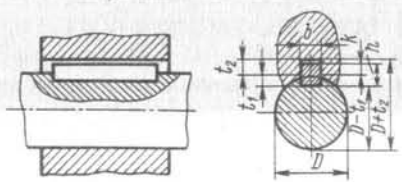
4.106. Типы шпонок

Тип	Изображение	ГОСТ	Назначение
Шпонки призматические обыкновенные и высокие со скругленными или плоскими торцами		23360—78* (СТ СЭВ 189—75)	Для неподвижного соединения детали с валом или осью, а также для соединения невращающихся деталей
Шпонки направляющие с креплением на валу		8790—79*	Для деталей, которые должны иметь возможность перемещаться вдоль оси вала и других деталей
Шпонки сегментные		24071—80* (СТ СЭВ 647—77)	Для деталей, имеющих сравнительно короткие ступицы колес, при передаче небольших крутящих моментов соединения

Продолжение табл. 4.106

Тип	Изображение	ГОСТ	Назначение
Шпонки скользящие сборные, соединяющиеся с деталью при помощи выступа		12208—66*	Для деталей, которые должны перемещаться вдоль вала на большие расстояния

4.107. Размеры сечений призматических шпонок и пазов (ГОСТ 23360—78*), мм

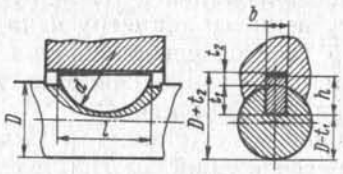


Диаметр вала D	Сечение b×h	Глубина		Допуски на размеры шпоночного паза				
				Свободное соединение		Нормальное соединение		Плотное соединение
		Вал t_1	Втулка t_2	Вал H9	Втулка D10	Вал N9	Втулка J_s9	Вал и втулка R9
От 6 до 8	2×2	1,2	1,0	+0,025	0,06	—0,004	+0,012	—0,006
Св. 8 до 10	3×3	1,8	1,4					
» 10 » 12	4×4	2,5	1,8	0	+0,02	—0,029	—0,012	—0,031

Примечания: 1. Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28 мм. 2. Радиус закругления пазов 0,08—0,16 мм.

Длины призматических шпонок с учетом округлений будут равны: для исполнения 1 — $3l \geqslant l_p + 0{,}5b$, для исполнения 2 — $l \geqslant l_p$. Для сегментных шпонок $l_p \geqslant 2\sqrt{dh - h^2}$, если это условие не выполняется, то применяют две шпонки или их заменяют на призматические [1, 9]. Расчетную длину шпонок можно опре-

4.108. Размеры сегментных шпонок и шпоночных пазов по ГОСТ 24071—80* (СТ СЭВ 64—77), мм



Диаметр вала D	Размеры шпонки $b \times h \times d$	Шпоночный паз		
		Ширина b	Глубина	
			t_1 (вал)	t_2 (втулка)
От 3 до 4	1×1,4×4	1,0	1,0	0,6
» 4 » 6	1,5×2,6×7	1,5	2,0	0,8
» 5 » 6	2×2,6×7	2,0	1,8	1,0

делить из условия равнопрочности вала и шпонки [18].

$$l_p \geqslant \frac{2W\,[\tau]_{кр}}{\alpha_\tau k D\,[\sigma]_{см}}; \qquad W = \frac{\pi D^3}{16} - \frac{bt_1(D-t_1)^2}{2D},$$

где W — момент сопротивления сечения вала на участке закрепления шпонки; α_τ — коэффициент концентрации напряжения, который выбирают в зависимости от предела прочности $\sigma_{пч}$ материала вала.

В условных обозначениях шпонок всех типов указывают номер исполнения (кроме первого), размер поперечного сечения $b \times h$, длину l (для призматических) и стандарт:

*Шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360—78.**

4.109. Предельные отклонения глубин пазов при соединениях сегментными шпонками, мм

Диаметр вала D	t_1'	Диаметр вала D	t_1'
От 3 до 8	+0,1	От 20 до 28	+0,3
» 8 » 20	+0,2	» 28 » 38	+0,3

Соединения шлицами. Соединения этого типа образуются выступами и впадинами в соответствующих деталях. Они имеют ряд преимуществ по сравнению с соединениями шпонками: лучше центрируют детали, повышают точность направления движения деталей, не ослабляют вал, передают большие крутящие моменты. Различают соединения шлицами с прямобочным, треугольным, эвольвентным и трапецеидальным профилями (рис. 4.50). В приборостроении наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным и эвольвентным профилем. Шлицевые соединения с треугольным профилем применяют главным образом

для получения неподвижных соединений (шлицевые соединения могут быть подвижными и неподвижными). В прямобочных шлицевых соединениях центрирование деталей производят по внешнему диаметру D, внутреннему диаметру d или по боковым сторонам шлицев. Выбор способа центрирования зависит от назначения механизмов. Центрирование наиболее точно в прямобочном шлицевом соединении по d или D.

В шлицевых соединениях с прямоугольным профилем предусмотрены три серии соединений (легкая, средняя, тяжелая).

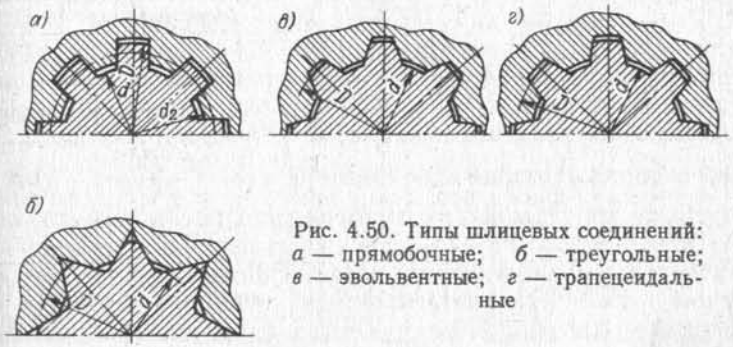
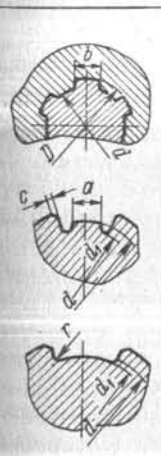


Рис. 4.50. Типы шлицевых соединений:
а — прямобочные; *б* — треугольные; *в* — эвольвентные; *г* — трапецеидальные

В соединениях с эвольвентным профилем втулку относительно вала центрируют по его наружному диаметру или по боковым поверхностям зубьев.

При расчете соединений шлицами размеры шлицев и их число назначают в зависимости от диаметра вала (табл. 4.110), причем выбор размера шлицев начинают с легкой серии, а затем проверяют на прочность в зависимости от вида соединения. У непо-

4.110. Соединения шлицами (ГОСТ 1139—80*), мм



Номинальный размер $z \times d \times D$	b	d_1, не менее	a, не менее	r, не более	c
Легкая серия					
6×23×26	6	22,1	3,54	0,2	0,3
6×26×30	6	24,6	3,85	0,2	0,3
6×28×32	6	26,7	4,03	0,2	0,3
8×32×36	8	30,4	2,71	0,3	0,4
Средняя серия					
6×11×14	6	9,9	—	0,2	0,3
6×13×16	6	12,0	—	0,2	0,3
6×16×20	6	14,5	—	0,2	0,3
6×18×22	6	16,7	—	0,2	0,3
6×21×25	6	19,5	1,95	0,2	0,3
6×23×28	6	21,3	1,34	0,2	0,3
6×26×32	6	23,4	1,65	0,3	0,4
6×28×34	6	25,9	1,70	0,3	0,4

движного соединения шлицы проверяют из условий прочности на смятие и изгиб соответственно по формулам:

$$\sigma_{см} \leqslant M/(R_{ср} s z \psi) \leqslant [\sigma]_{см};$$

$$\sigma_{из} \leqslant M_{из}/W \leqslant M\,(D-d)\,6/(d_{ср} l b^2 z \psi) \leqslant [\sigma]_{из}.$$

Шлицы подвижных соединений проверяют исходя из условия ограничения удельного давления p по формуле

$$p = M/(R_{ср} s z \psi) \leqslant [p].$$

Здесь $R_{ср}$ — средний диаметр шлицевого соединения; l — рабочая длина шлица (принимают равной длине детали, насаженной на шлицы); M — передаваемый крутящий момент; ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на рабочие поверхности шлицев, $\psi = 0{,}75 \div 0{,}80$; z — число шлицев; b — ширина шлица у основания; $s = \frac{(D-d)\,l}{2}$ — для прямоугольных, треугольных и трапецеидальных шлицевых соединений, $s = 0{,}8 \times d_1/8 \times l$ — для эвольвентных, где d_1 — диаметр делительной окружности шлицев. Если условия прочности на смятие, изгиб (при расчете неподвижных соединений) и условие ограничения удельного давления (при расчете подвижных соединений) не соблюдаются, то выбирают размеры шлицев из следующей серии в зависимости от диаметра вала (табл. 4.110) и вновь производят проверку размеров шлицев.

Условные обозначения шлицевых соединений валов и втулок содержат: букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры d, D соединения вала и втулки; обозначения полей допусков или посадок по диаметрам или по ширине b, помещенные после соответствующих размеров. Разрешается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров. Пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения с числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 36$ мм, наружным диаметром $D = 40$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм при центрировании по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H7}{f8}$ и по размеру b — $\frac{D9}{f8}$:

$d - 8 \times 36\frac{H7}{f8} \times 40\frac{H}{d11} \times 7\frac{D9}{f8}$ (*ГОСТ 1139—80**).

4.15. Бесшпоночные соединения

Бесшпоночные соединения применяют для увеличения прочности валов и повышения точности центрирования детали по отношению к валу. Различают подвижные и неподвижные бесшпоночные соединения.

К бесшпоночным соединениям относят: профильные соединения, соединения деталей с посадочными местами квадратной формы, соединения с пружинными кольцами.

Профильные соединения. При профильном соединении деталей на валу (рис. 4.51) делают одну или несколько лысок, а отверстие в детали выполняют по форме вала. В некоторых случаях профиль лыски имеет вид не прямой линии, а кривой, например циклоиды,

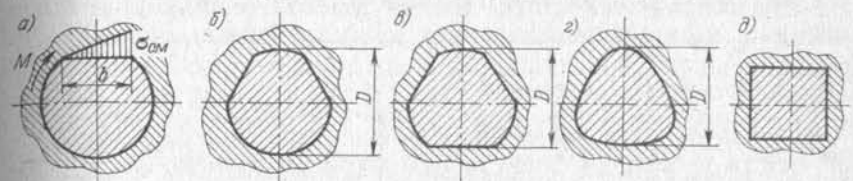


Рис. 4.51. Типы бесшпоночных соединений: *а—г* — профильные; *д* — на квадрате

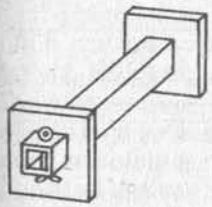


Рис. 4.52. Пример соединения на квадрате

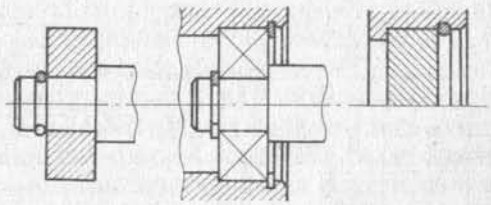


Рис. 4.53. Соединения с зажимными кольцами

и т. д. Проверку размеров лысок из условия прочности на смятие (рис. 4.51, *а*) производят по формуле

$$\sigma_{см} \leqslant 12M/(b^2 l) \leqslant [\sigma]_{см},$$

где $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение на смятие; M — крутящий момент, передаваемый валом; b — ширина лыски; l — ширина детали, насаживаемой на лыску. Соединение деталей с посадочными местами квадратной формы менее точно центрирует их на валу, чем соединение на лыске, и применяется для соединения рукояток и маховичков с осями, крепления колонок к платам и т. п. Если соединение деталей с посадочными местами квадратной формы неподвижно, то посадочная длина должна быть не менее $1{,}5a$, где a — сторона квадрата (рис. 4.51, *д*, 4.52).

Соединения пружинными кольцами. Применяют для закрепления деталей, устанавливаемых в корпусах приборов, крышках, на валах и т. п. (рис. 4.53). Пружинные кольца могут быть двух типов: с круглым и прямоугольным поперечным сечением. Проволочные кольца изготавливают из стальной проволоки (ГОСТ 9389—75* или ГОСТ 14963—78*), проволоки из бериллиевой бронзы БрБ2 (ГОСТ 15834—77*), оловянно-цинковой бронзы БрОЦ4-3 (ГОСТ 5221—77*) и других материалов с повышенными упругими свойствами. Для образования соединения должны быть предусмотрены соответствующие канавки.

Проволочные кольца обычно устанавливают в канавки на глубину, равную половине диаметра проволоки. Они применяются в тех соединениях, где не требуется большая точность при фиксации относительного положения деталей. Повышение точности обеспечивают применением деталей с прямоугольными кольцами, которые изготавливают из стали марок 65Г и 60С2А.

4.16. Байонетные соединения

Байонентные (штыковые) соединения применяют в том случае, когда необходимо при малых затратах времени часто проводить сборку и разборку деталей, обеспечивая при этом проч-

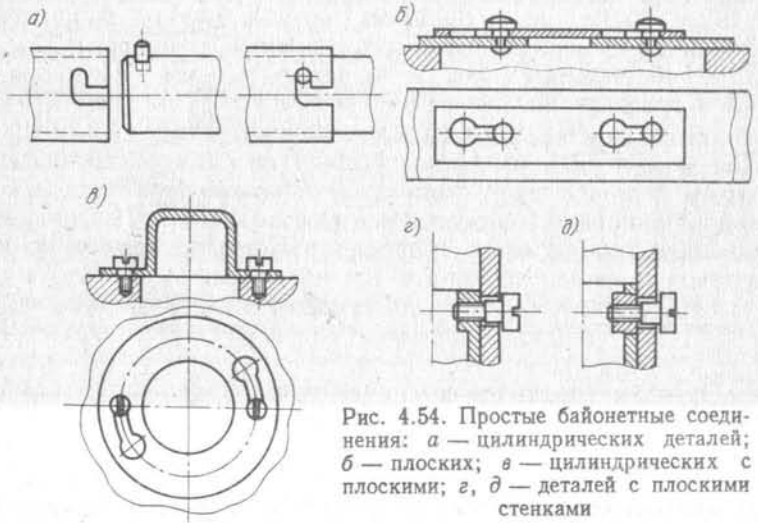


Рис. 4.54. Простые байонетные соединения: *а* — цилиндрических деталей; *б* — плоских; *в* — цилиндрических с плоскими; *г*, *д* — деталей с плоскими стенками



Рис. 4.55. Сложные байонетные соединения: *а* — защелками; *б*, *в* — пружинками; *г*, *д* — пазами со специальными профилями

ность и надежность соединения, например крышки с корпусом, электрических ламп в патронах. Указанным способом можно соединять детали различной геометрической формы. По конструктивному исполнению байонентные соединения разделяют на простые и сложные. Простое байонентное соединение получают путем принудительного введения штыря (винта), закрепленного в одной детали, в специальную прорезь другой детали с последующим повертыванием. Число штырей и прорезей колеблется от 1 до 3. При соединении цилиндрических деталей применяют один штырь, а при соединении плоских — не менее двух (рис. 4.54). Если детали имеют тонкие стенки, для крепления штырей применяют усиливающие втулки (рис. 4.54, *г*, *д*), которые различными способами соединяются с деталями, например, расклепыванием или развальцовкой. Если время на сборку и разборку соединения не ограничено, вместо штырей можно применять зажимные винты (рис. 4.54, *в*), завинчивающиеся после соединения деталей. В этом случае вместо фигурной прорези в детали делают прямую прорезь. Надежность простого байонетного соединения зависит от трения в соединяемых деталях или от напряжения, создаваемого за счет заклинивания штырей в прорезях.

При работе механизмов и приборов в условиях вибрации, ударов и тряски возможно самопроизвольное разъединение узлов, входящих в простое байонентное соединение.

Для увеличения надежности применяют сложные байонентные конструкции с защелками (рис. 4.55, *а*), пружинами (рис. 4.55, *б*), пазами специальных профилей (рис. 4.55, *г*, *д*). В байонетных соединениях рассчитывают на срез выступающие конструктивные элементы: штифты, стержни, винты и т. п.

Раздел 2

МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРОВ

Механизмом называют систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемое движение других твердых тел.

Кинематическую основу механизмов составляют звенья и кинематические пары. Неподвижное звено называют стойкой. Из подвижных звеньев выделяют входное (ведущее), выходное и ведомые звенья. Закон движения входного звена считается известным. Выходное звено совершает движение, для выполнения которого предназначен механизм.

Кинематическая пара — соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающих их относительное движение. По характеру соприкосновения элементов звеньев кинематические пары делят на низшие (контакт по поверхности) и высшие (контакт в точке или по линии). По числу степеней свободы различают одно-, двух-, ..., пятиподвижные кинематические пары, соответственно этому они имеют пять, четыре, ..., одну связи и обозначаются как пары V, IV, ..., I класса [9, 79, 131].

На схемах звенья и кинематические пары изображают условно в соответствии с ГОСТ 2.703—68*, ГОСТ 2.770—68* и ГОСТ 2.721—74*.

Кинематическая цепь — система звеньев, связанных между собой кинематическими парами. Число степеней свободы W (степень подвижности) определяют по формулам: для пространственной кинематической цепи $W = 6n - 5p1 - 4p2 - 3p - 2p4 - p5$, для плоской кинематической цепи $W = 3n - 2p1 - p2$, где n — число подвижных звеньев; p_1, p_2, ..., p_5 — число одно-, двух-, ..., пятиподвижных кинематических пар.

Для механизмов $W \geqslant 1$, причем обычно число W определяет число входных звеньев.

Механизмы приборов применяют для передачи информации от чувствительного элемента измерительной цепи на указывающее или регистрирующее устройство, изменения параметров движения звеньев по определенному закону в следящих системах приборов, коррекции сигнала в корректирующих устройствах, сообщения элементам приборов определенного движения для повышения их точности (механизмы реверсивного противовращения элементов

опор, вращения карданова подвеса гироскопа и т. д.), приведения элементов приборов в определенное положение в системах начальной ориентации, в арретирующих устройствах, транспортирования носителя информации в регистрирующих устройствах.

Основное требование к механизмам точных приборов — обеспечение требуемой точности и долговечности в заданных условиях эксплуатации, которые для многих приборов характеризуются механическими воздействиями (значительными постоянными ускорениями, ударами, широкополосной вибрацией) и колебаниями параметров окружающей среды в широком диапазоне. При проектировании должны быть также учтены общетехнические требования технологичности, низкой стоимости и специальные требования минимизации массы и габаритных размеров. Задачи обеспечения качества составляют содержание квалиметрии механизмов, которая включает анализ, синтез механизмов и корректировку их параметров на этапах проектирования, изготовления и испытаний [1] [95].

Кинематические свойства механизмов оценивают с использованием функции положения и передаточного отношения (передаточной функции). *Функция положения* (характеристика в приборостроении [24]) представляет собой зависимость координаты выходного звена $y = f(x_i, q_s)$ от входных обобщенных координат x_i и конструктивных параметров q_s.

Передаточное отношение механизма и равно отношению скоростей входного ($\omega_{вх}$, $v_{вх}$) и выходного ($\omega_{вых}$, $v_{вых}$) звеньев. В механизмах, выполняющих преобразования вращательного или поступательного движения,

$$u = \omega_{вх}/\omega_{вых}; \qquad u = v_{вх}/v_{вых},$$

в механизмах, преобразующих вращательное движение в поступательное и наоборот,

$$u = d\alpha/ds; \qquad u = ds/d\alpha,$$

где α — угол поворота; s — линейное перемещение.

По характеру преобразования скорости различают механизмы с постоянным (зубчатые, червячные, винтовые и др.) и переменным передаточным отношением (рычажные, кулачковые и др.). Механизмы выполняют масштабные преобразования движения (ускорение, замедление), преобразование закона (нелинейного в линейный) и вида движения (вращательного в поступательное и т. д.).

Точность механизмов характеризуют в большинстве случаев погрешностями положения, перемещения и передаточного отношения [2].

---

[1] Содержание задач исследования, проектирования и порядок их решения пояснены на рис. 5.1, 5.6.

[2] В литературе по теории механизмов чаще используют термин «ошибка» [25, 72, 90, 104], реже — «погрешность» механизма [73, 91].

Погрешность положения механизма — разница положений выходных звеньев действительного и соответствующего ему идеального механизма (с точными размерами, без зазоров в кинематических парах и без деформации звеньев) при одинаковых положениях их входных звеньев.

Погрешность перемещения — разница перемещений выходных звеньев действительного и идеального механизмов при одинаковых перемещениях их входных звеньев.

Погрешность передаточного отношения — разница передаточных отношений действительного и идеального механизмов.

Погрешности разделяют на теоретические, кинематические (статические, инструментальные) и динамические. *Теоретические* погрешности являются систематическими и вызваны допущениями при проектировании: выбором более простой кинематической схемы, чем требуется (погрешность схемы, структурная погрешность), округлением значений параметров при выражении их иррациональными числами (например, погрешность передаточного отношения зубчатой передачи), конструктивными трудностями реализации многоподвижных кинематических пар. *Кинематические* погрешности механизмов определяются в основном их первичными погрешностями, разделяемыми на технологические (погрешности размеров и сборки) и эксплуатационные (зазоры, трение в кинематических парах, деформация деталей). Погрешность механизма, вызванную отдельной первичной погрешностью, называют частичной, а результат действия всех первичных погрешностей — суммарной погрешностью механизма Δy_q, вычисляемой по одной из формул:

$$\Delta y_q = y(x_i, q_1 + \Delta q_1, \ldots, q_n + \Delta q_n) - y(x_i, q_1, \ldots, q_n);$$

$$\Delta y_q = \sum_{s=1}^{n} \left(\frac{\partial y}{\partial q_s}\right)_0 \Delta q_s,$$

где q_s, Δq_s — номинальное значение и погрешность s-го конструктивного параметра. Частные производные во втором выражении называют коэффициентами влияния (передаточными отношениями частичных погрешностей механизма [25]). Индекс «нуль» указывает на то, что они вычисляются для номинальных значений параметров q_s. Первая формула соответствует определению погрешности механизма, она предпочтительна при исследовании точности механизмов на ЭВМ. Вторую формулу используют для оценки влияния отдельных первичных погрешностей на результирующую погрешность механизма [58, 59, 62].

Для реверсируемых механизмов определяют погрешность мертвого хода, причиной которой являются зазоры в кинематических парах. Она проявляется в отставании ведомого звена при изменении направления движения ведущего звена.

Синтез механизма (проектирование или расчет механизма по заданным его свойствам) включает выбор структурной схемы,

определение параметров и их допускаемых отклонений. При выборе структурной схемы ориентируются на справочные данные по отдельным видам механизмов. Длины (диаметры) звеньев находят из условия обеспечения заданных кинематических свойств механизма. Размеры поперечных сечений звеньев и элементов кинематических пар определяют из условий прочности, жесткости, устойчивости с учетом требований к надежности, виброактивности и другим параметрам. Допускаемые отклонения размеров вычисляют из условия обеспечения заданной точности и надежности механизма. В качестве основного условия оптимального синтеза механизмов точных приборов рассматривают условие минимизации погрешности механизма, в качестве дополнительного — ограничение углов давления (динамический критерий), изменения скорости (эксплуатационный критерий), ограничение габаритных размеров, массы и т. д. Оптимальные параметры определяют методами оптимизации с применением ЭВМ или традиционных методов приближенного синтеза — методов интерполирования, квадратичного или наилучшего приближения [9, 79, 131].

Глава 5

РЫЧАЖНЫЕ, КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ И МЕХАНИЗМЫ ПРЕРЫВИСТОГО ДЕЙСТВИЯ

5.1. Рычажные механизмы

Рычажные механизмы предназначены для преобразования вида движения, воспроизведения функциональных зависимостей, выполнения математических операций, вычерчивания кривых и др.

Рычажные механизмы состоят из рычагов (стержней) и ползунов, соединенных в кинематические пары. Звенья в зависимости от вида движения называют кривошипом (поворот на угол $\varphi \geqslant 2\pi$), коромыслом (поворот на ограниченный угол $\varphi < 2\pi$), шатуном при сложном движении, ползуном при поступательном движении. Механизмы могут быть плоскими и пространственными, простыми и сложными.

Виды кинематических пар рычажных механизмов приведены в табл. 5.1.

Классификация механизмов. Основные виды рычажных механизмов даны в табл. 5.2.

Четырехзвенный шарнирный механизм, называемый также четырехшарнирным, шарнирным четырехзвенником, преобразует вращательное движение во вращательное или колебательное. Обобщенная схема механизма соответствует варианту 1. В зависимости от соотношения размеров звенья *1* и *3* могут быть кривошипами или коромыслами. Механизм имеет два кривошипа, если

5.1. Типовые кинематические пары

Число степеней свободы	Число связей (класс)	Кинематическая пара	Условное изображение	Число степеней свободы	Число связей (класс)	Кинематическая пара	Условное изображение
1	5 (V)	Вращательная		3	3 (III)	Сферическая	
						Плоскостная	
		Поступательная		4	2 (II)	Цилиндр—плоскость	
2	4 (IV)	Цилиндрическая		5	1 (I)	Шар—плоскость	

стойкой является наименьшее звено, или один кривошип, если стойкой оказывается звено, смежное с наименьшим, и не имеет ни одного кривошипа, если в стойку обращено звено, противоположное наименьшему. При соотношении размеров $l_1 = l_3$ и $l_2 = l_4$ могут быть образованы шарнирный антипараллелограмм (вариант 2) или шарнирный параллелограмм (вариант 3).

Кривошипно-ползунный (кривошипно-шатунный) механизм называют смещенным (аксиальным) при эксцентриситете $a \neq 0$ (вариант 1) и центральным (несмещенным, дезаксиальным) при $a = 0$ (вариант 2). Механизм преобразует вращательное движение в поступательное и наоборот. Он находит применение в различных приборах. На рис. 5.1 показан пример использования его в приборе с упругим чувствительным элементом, в котором смещение подвижного центра мембранной коробки *1* эквивалентно смещению ползуна в направляющих.

Кулисные механизмы имеют три основных варианта кинематических схем: вариант 1 — с кривошипом (коромыслом) *1* и качающейся ($r < l$) или вращающейся ($r > l$) кулисой *3*; вариант 2 — с кривошипом *1* и поступательно перемещающейся кулисой *3*; вариант 3 — с качающейся кулисой *3* и ползуном *1*. В механизме (рис. 5.1, *а*) используется вариант 1 кулисного механизма, кривошип выполнен в виде криволинейного рычага *9*, кулисой является зубчатое колесо *12* с пазом.

Поводковые механизмы разделяют по числу поводков: варианты 1—4 — с одним, вариант 5 — с двумя поводками. Варианты 1—5 отличаются по виду реализуемых функций (синусный — вариант 1, тангенсный — вариант 2 и т. д.), по виду ведущего звена (с ведущим поводком или толкателем — варианты 1, 2, с ведущим поводком — вариант 3 и т. д.), по соотношению размеров ($r < l$ — вариант 3, $r > l$ — вариант 4). Механизмы передают движение между параллельными (варианты 1—4), скрещивающимися (вариант 5) и пересекающимися осями. Примеры использования механизмов этого типа в навигационном приборе,

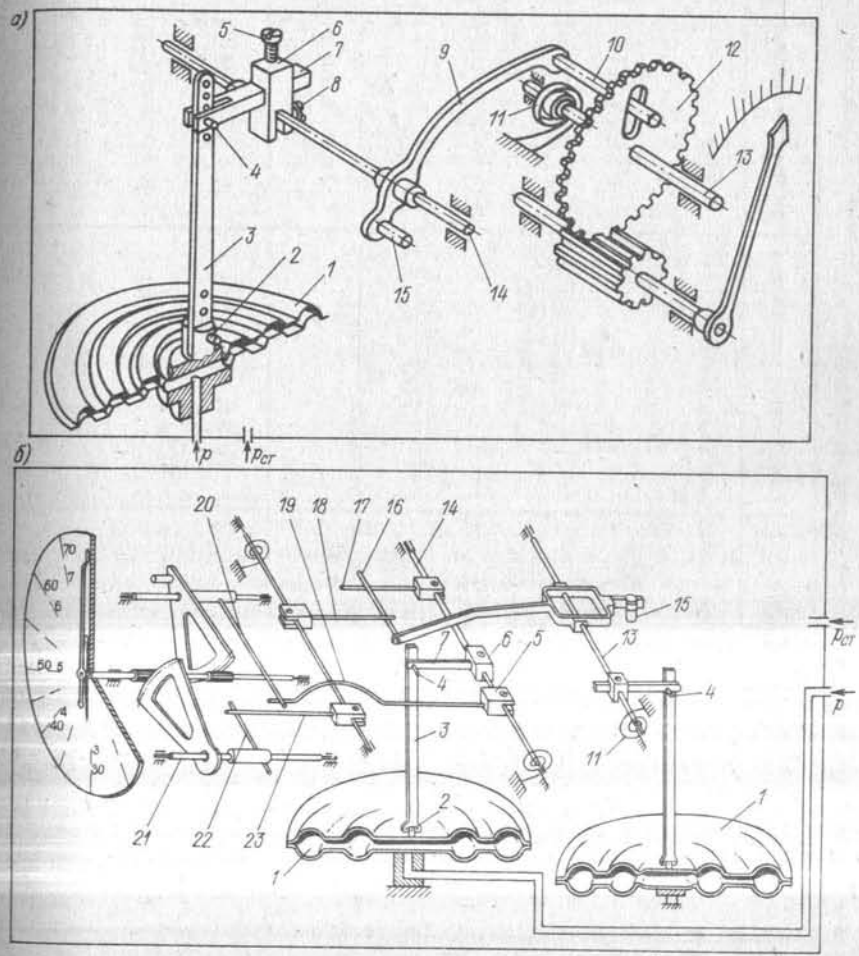
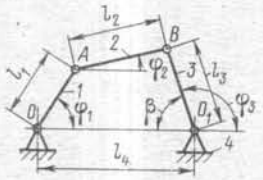
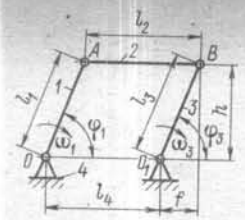
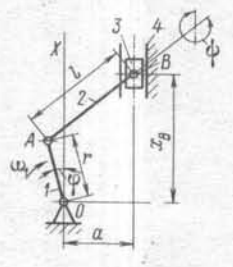


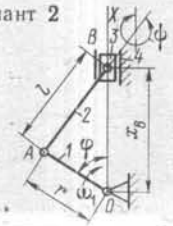
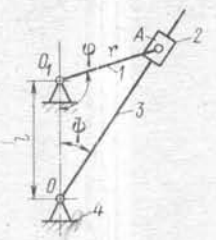
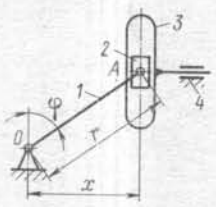
Рис. 5.1. Механизм указателя воздушной скорости, содержащий кулисный (*а*) и поводковые механизмы (*б*):
1 — мембранная коробка; *2, 4, 13, 14, 21* — оси; *3* — шатун; *5, 8* — винты; *6* — зажим; *7, 9* — коромысло кривошипно-ползунного механизма; *10* — палец; *11* — пружина; *12* — зубчатое колесо; *15* — уравновешивающая масса; *16—20, 22, 23* — поводки

манометре и приборе измерения линейных размеров приведены на рис. 5.1, *б*, 5.2 и 5.3. Прибор (рис. 5.1, *б*) содержит механизмы с двумя (*19* и *20*, *22* и *23*) и тремя поводками *16—18* (табл. 5.2). В приборах (рис. 5.2 и 5.3) применены поводковые механизмы, соответствующие вариантам 2 и 4 табл. 5.2.

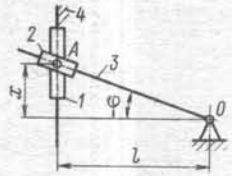
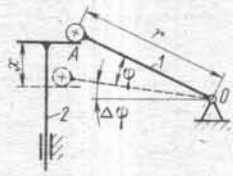
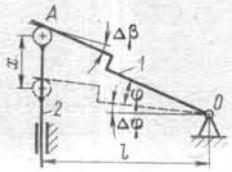
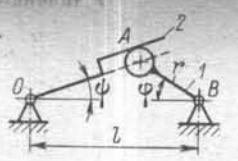
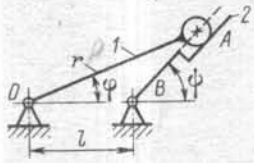
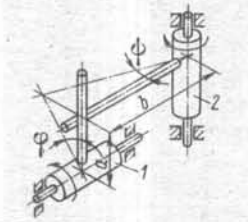
5.2. Параметры элементарных механизмов

Механизм, схема	Ведущее звено	Функция положения идеального механизма	Передаточное отношение u	Погрешность положения механизма
Механизмы с низшими кинематическими парами				
Четырехзвенный шарнирный Вариант 1 		$\varphi_3 = \pi - \beta,$ где $\beta = \arcsin\frac{l_1 \sin\varphi_1}{L} \pm$ $\pm \arccos\frac{l_3^2 + L^2 - l_2^2}{2 l_3 L},$ $L = AO_1 =$ $= \sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2 l_1 l_4 \cos\varphi_1},$ знаки $\pm$ соответствуют положению точки B выше и ниже линии OO_1	$\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{\omega_3}{\omega_1} =$ $= \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)},$ где $\varphi_2 =$ $= \operatorname{arctg}\left(\frac{-l_1 \sin\varphi_1}{l_4 - l_1 \cos\varphi_1}\right) +$ $+ \arccos\frac{l_2^2 + L^2 - l_3^2}{2 l_2 L}$	$\Delta\varphi_3 = k_1 \Delta l_1 + k_2 \Delta l_2 +$ $+ k_3 \Delta l_3 + k_4 \Delta l_4 + k_\varphi \Delta\varphi_1,$ где $k_1 = -\frac{\cos(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)};$ $k_2 = -\frac{1}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)};$ $k_3 = \operatorname{ctg}(\varphi_3 - \varphi_2)/l_3;$ $k_4 = \frac{\cos\varphi_2}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)};$ $k_\varphi = l_2/l_3$
Вариант 2	*1*	То же	То же, $u_{cp} \approx -1$	
Вариант 3 		$\varphi_3 = \varphi_1;$ $f = l_1 \cos\varphi_1;\ h = l_1 \sin\varphi_1$	$\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = 1$	
Кривошипно-ползунный Вариант 1 	*1*	$x_B = r\cos\varphi +$ $+ l\sqrt{1 - \left(\frac{r\sin\varphi \pm a}{l}\right)^2},$ где знаки $\pm$ в слагаемом $(r \sin\varphi \pm a)$ соответствуют расположению линии движения ползуна справа и слева от оси OX	$\frac{dx_B}{d\varphi} = \frac{v_B}{\omega_1} =$ $= \frac{r \sin(\psi - \varphi)}{\cos\psi},$ где $\psi = \arcsin\gamma;$ $\gamma = \left(-\frac{r\sin\varphi \pm a}{l}\right)$	$\Delta x_B = k_{r1} \Delta r + k_{l1} \Delta l +$ $+ k_{a1} \Delta a + k_\varphi \Delta\varphi,$ где $k_{r1} = \cos\varphi - [(r\sin\varphi \pm a) \times$ $\times \sin\varphi]/L;$ $k_{l1} = l/L;$ $k_{a1} = \mp(r\sin\varphi \pm a)/L;$ $k_\varphi = -r\sin\varphi -$ $-[(r\sin\varphi \pm a)\, r\cos\varphi]/L;$ $L = \sqrt{l^2 - (r\sin\varphi \pm a)^2}$

Продолжение табл. 5.2

Механизм, схема	Ведущее звено	Функция положения идеального механизма	Передаточное отношение u	Погрешность положения механизма
	3	$\varphi = \mp \operatorname{arctg} \frac{a}{x_B} + \arccos \frac{x_B^2 - c^2}{2r\sqrt{x_B^2 + a^2}}$, где $c^2 = l^2 - r^2 - a^2$; знаки $\mp$ соответствуют положению линии движения ползуна справа и слева от оси OX	$\frac{d\varphi}{dx_B} = \frac{\cos\psi}{r\sin(\psi - \varphi)}$	$\Delta\varphi = k_{r3}\Delta r + k_{l3}\Delta l + k_{a3}\Delta a + k_x \Delta x$, где $k_{r3} = \frac{r[2 - (x_B^2 - c^2)/r^2]}{b}$; $k_{l3} = 2l/b$; $k_{a3} = \mp \frac{1}{x_B[1 + (a/x_B)^2]} - \frac{a[2 + (x_B^2 - c^2)/(x_B^2 + a^2)]}{b}$; $k_x = -\frac{\mp a}{x_B^2[1 + (a/x_B)^2]} - \frac{x_B[2 - (x_B^2 - c^2)/(x_B^2 + a^2)]}{b}$; $b = \sqrt{4r^2(x_B^2 + a^2) - (x_B^2 - c^2)^2}$
Вариант 2 	1	$x_B = r\cos\varphi + l\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}$	$\frac{dx_B}{d\varphi} = \frac{r\sin(\psi - \varphi)}{\cos\psi}$, где $\psi = \arcsin\left(\frac{-r\sin\varphi}{l}\right)$	См. формулы для кривошипно-ползунного механизма, вариант 1, $a = 0$
	3	$\varphi = \arccos\left(\frac{x_B^2 - l^2 + r^2}{2rx_B}\right)$	$\frac{d\varphi}{dx_B} = \frac{\cos\psi}{r\sin(\psi - \varphi)}$	
Кулисный механизм				
Вариант 1 	1	$\psi = \operatorname{arctg}\frac{\sin\varphi}{\chi - \cos\varphi}$, где $\chi = l/r$	$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{1 - \chi\cos\varphi}{1 - 2\chi\cos\varphi + \chi^2}$	$\Delta\Psi = k_r\Delta r + k_l\Delta l + k_\varphi\Delta\varphi$, где $k_r = (l\sin\varphi)/L^2$; $k_l = -(r\sin\varphi)/L^2$; $k_\varphi = r(r - l\cos\varphi)/L^2$; $L^2 = r^2 + l^2 - 2rl\cos\varphi$
Вариант 2 	1	$x = r\sin\varphi$	$\frac{dx}{d\varphi} = r\cos\varphi$	$\Delta x = k_{r1}\Delta r + k_\varphi\Delta\varphi$, где $k_{r1} = \sin\varphi$; $k_\varphi = r\cos\varphi$
	3	$\varphi = \arcsin\frac{x}{r}$	$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{1}{\sqrt{r^2 - x^2}}$	$\Delta\varphi = k_{r3}\Delta r + k_x\Delta x$, где $k_{r3} = -\frac{x}{r\sqrt{r^2 - x^2}}$; $k_x = \frac{1}{\sqrt{r^2 - x^2}}$

Продолжение табл. 5.2

Механизм, схема	Ведущее звено	Функция положения идеального механизма	Передаточное отношение u	Погрешность положения механизма
Вариант 3 	3	$x = l \operatorname{tg} \varphi$	$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{l}{\cos^2 \varphi}$	$\Delta x = k_{l3} \Delta l + k_\varphi \Delta\varphi$, где $k_{l3} = \operatorname{tg} \varphi$; $k_\varphi = l/\cos^2 \varphi$
	1	$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{x}{l}$	$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{l}{x^2 + l^2}$	$\Delta\varphi = k_{l1} \Delta l + k_x \Delta x$, где $k_{l1} = -\frac{x}{l^2 + x^2}$; $k_x = \frac{l}{l^2 + x^2}$
Механизмы с высшими кинематическими парами				
Поводковый С одним поводком Вариант 1 	1, 2	Расчетные формулы те же, что и для кулисного механизма, вариант 2		
Вариант 2 	1, 2	Расчетные формулы те же, что и для кулисного механизма, вариант 3		
Вариант 3 	1	Расчетные формулы те же, что и для кулисного механизма, вариант 1		
Вариант 4 	1	То же		
	2	$\varphi = \arcsin\left(\frac{l}{r} \sin \psi\right) \pm \psi$, где верхний знак перед слагаемым ψ соответствует соотношению $r < l$, нижний знак — соотношению $r > l$	$\frac{d\varphi}{d\psi} = \frac{1 - 2\chi \cos \varphi + \chi^2}{1 - \chi \cos \varphi}$, где $\chi = l/r$	$\Delta\varphi = k_{r2} \Delta r + k_{l2} \Delta l + k_\psi \Delta\psi$, где $k_{r2} = -(l \sin \psi)/(rL)$; $k_{l2} = (\sin \psi)/L$; $k_\psi = (l \cos \psi)/L \pm 1$, $L = \sqrt{r^2 - (l \sin \psi)^2}$
С двумя поводками 	1	$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{b}{a} \operatorname{tg} \varphi\right)$	$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{ab}{b^2 \cos^2 \varphi + a^2 \sin^2 \varphi}$	$\Delta\psi = k_a \Delta a + k_b \Delta b + k_\varphi \Delta\varphi$, где $k_a = -(b \operatorname{tg} \varphi)/l^2$; $k_b = (a \operatorname{tg} \varphi)/l^2$; $k_\varphi = \frac{ba}{l^2 \cos^2 \varphi}$; $l^2 = a^2 + (b \operatorname{tg} \varphi)^2$

Примечания: 1. Обозначены через *1—4* звенья механизмов; k_{r1}, k_{r3} — коэффициенты влияния погрешности размера r на погрешность положения механизма при ведущем звене *1*, *3* соответственно; k_1, ..., k_4 — коэффициенты влияния погрешностей размеров l_1, ..., l_4 четырехзвенного шарнирного механизма; $\Delta\varphi$ — погрешность положения входного звена *1*. 2. Погрешности положения механизмов с высшими кинематическими парами даны приближенно. 3. Скорость выходного звена определяют по формулам: $\omega_{вых} = u\omega_{вх}$; $v_{вых} = uv_{вх}$ и т. д.

Анализ и синтез механизмов. Задачи исследования и проектирования механизмов представлены в виде схемы на рис. 5.4.

Кинематический анализ механизмов. Основные кинематические зависимости элементарных механизмов приведены в табл. 5.2.

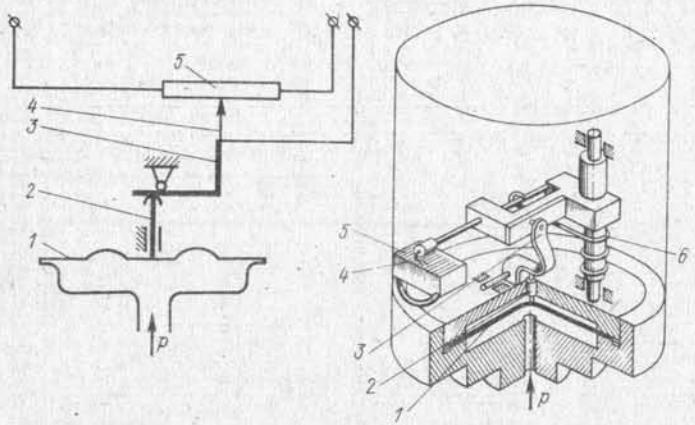


Рис. 5.2. Схема и конструкция механизма манометра:
1 — мембрана; *2* — толкатель; *3* — рычаг; *4*, *5* — подвижный контакт и обмотка потенциометра; *6* — пружина

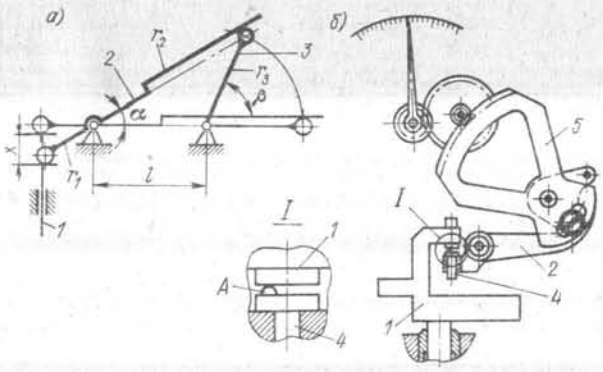


Рис. 5.3. Схема (*а*) и конструкция (*б*) механизма микроиндикатора:
1 — толкатель; *2*, *3* — рычаги; *4* — палец с эксцентрично расположенной полусферой *A*; *5* — коромысло с зубчатым сектором

Их используют для анализа и синтеза не только элементарных механизмов, но и более сложных, образованных соединением элементарных механизмов. При последовательном соединении механизмов, имеющих характеристики $y_1 = f_1(x)$, $y_2 = f_2(y_1)$, ..., $y_n = f_n(y_{n-1})$, характеристика $y(x)$ и передаточное отношение u схемы:

$$y(x) = y_n = f_n\{f_{n-1} \ldots f_2[f_1(x)]\}; \qquad u = u_1 u_2 \ldots u_n.$$

При параллельном соединении:

$$y(x) = \sum_{k=1}^{n} y_k; \qquad u = \sum_{k=1}^{n} u_k,$$

где y_k, u_k — характеристика и передаточное отношение k-го элементарного механизма. Например, для микроиндикатора ИГМ

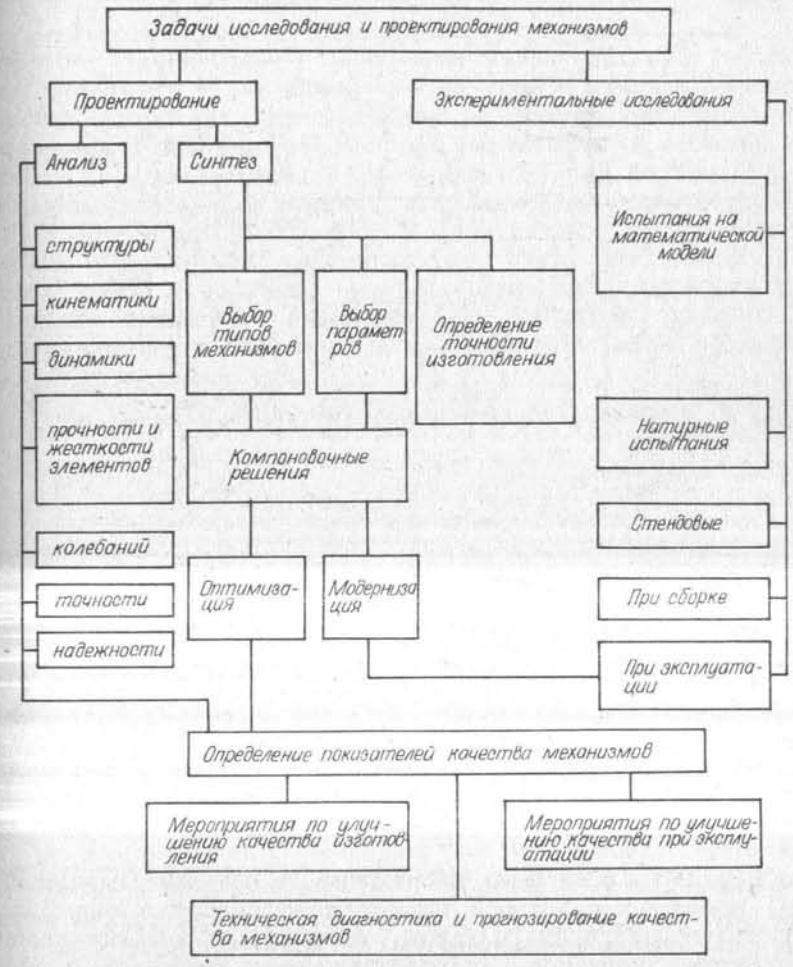


Рис. 5.4. Обобщенная схема исследования и проектирования механизмов

(рис. 5.3, *а*), состоящего из поводковых механизмов вариантов 1 и 4 табл. 5.2, характеристика измерительной цепи имеет вид [39]

$$\beta(x) = \beta[\alpha(x)] = \arcsin\frac{lx}{r_2 r_1} + \arcsin\frac{x}{r_1}.$$

Для механизмов, отличных от указанных в табл. 5.2, функцию положения, передаточное отношение, скорости и ускорения определяют с использованием методов кинематического анализа [9, 63, 79, 130, 131]. Функцию положения механизма находят с использованием аналитических методов преобразования координат и метода замкнутого векторного контура [9, 63, 130]. Скорости и ускорения определяют дифференцированием уравнений связи

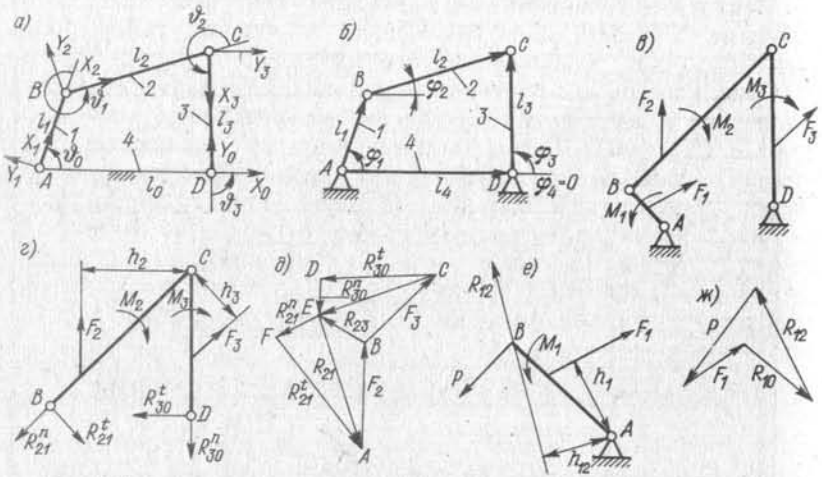


Рис. 5.5. Расчетные схемы четырехзвенного шарнирного механизма

координат или с помощью теорем сложения скоростей и ускорений [9]. Графоаналитический метод планов скоростей и ускорений, несмотря на его наглядность и простоту, рассматривают как вспомогательный из-за трудности автоматизации вычислений параметров.

Метод преобразования координат применяют при исследовании плоских и пространственных механизмов. Механизм моделируют последовательностью систем координат, взаимное расположение которых отражает перемещения звеньев. Обычно рассматривают правые системы координат и ориентируют их так, чтобы одна из осей была направлена по оси (или параллельно оси), относительно которой происходит перемещение (рис. 5.5, *а*). Используя переходные матрицы (табл. 5.3), составляют условия замкнутости контуров. Число независимых контуров $k = p - m + 1$, где p — общее число кинематических пар; m — общее число звеньев. Если контуров несколько, их выбирают так, чтобы при прохождении через общую кинематическую пару они имели одинаковое направление [63]. Например, для шарнирного четырехзвенного механизма, состоящего из звеньев 1—4 с размерами l_0—l_3 (рис. 5.5, *а*), условие замкнутости контура имеет вид [79]

$$\Phi_{1,0}\Phi_{2,1}\Phi_{3,2}\Phi_{0,3} = \mathbf{E},$$

где $\Phi_{i+1,\,i} = \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ l_i & \cos\vartheta_i & -\sin\vartheta_i \\ 0 & \sin\vartheta_i & \cos\vartheta_i \end{Vmatrix}$; $\quad \mathbf{E} = \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix}$,

$i = 0, 1, 2, 3.$

Векторные уравнения замкнутости контуров заменяют скалярными, дополнительно учитывают уравнения связи обобщенных координат и из совместного их решения определяют неизвестные координаты (решение для рассматриваемого механизма приведено в работе [73]). Вопросы автоматизации расчетов описаны в [63, 110]. Широко применяют и другой подход [9]. Механизмы размыкают в одной или нескольких кинематических парах. Для каждой разомкнутой цепи находят координаты элементов разомкнутой кинематической пары, приравнивают их между собой и получают систему уравнений для расчета неизвестных параметров. Например, для механизма (рис. 5.5, *б*) при размыкании его в точке C система уравнений и решение ее для угла φ_3 имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} x_C &= l_1\cos\varphi_1 + l_2\cos\varphi_2 = l_4 + l_3\cos\varphi_3; \\ y_C &= l_1\sin\varphi_1 + l_2\sin\varphi_2 = l_3\sin\varphi_3; \end{aligned}\right\}$$

$$\sin\varphi_3 = \left(-ab \pm \sqrt{1 - a^2 + b^2}\right)/(1 + b^2),$$

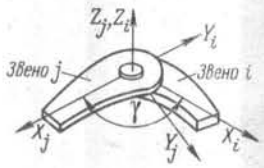
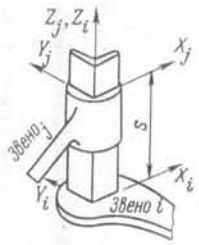
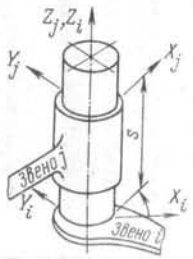
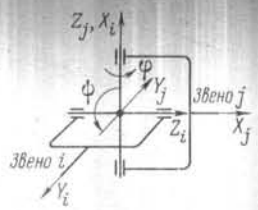
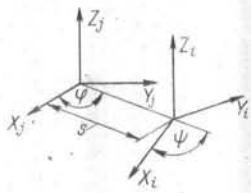
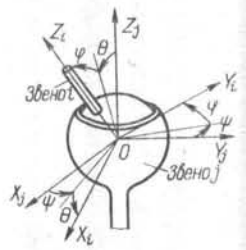
где $a = \dfrac{l_2^2 - l_4^2 - l_1^2 - l_3^2 + 2l_4 l_1\cos\varphi_1}{2l_3\,(l_4 - l_1\cos\varphi_1)}$; $\quad b = \dfrac{l_1\sin\varphi_1}{l_4 - l_1\cos\varphi_1}$.

Размыкание кинематической цепи удобно производить в соответствии с правилами образования механизма методом наслоения структурных групп (диад). Так как координаты точки размыкания цепи в диадах должны приравниваться, то рассчитанные параметры предыдущей диады являются исходными для последующей. Таким образом, расчет выполняется последовательно для начального звена и диад в порядке их соединения и сравнительно легко может быть автоматизирован [16]. Кинематические соотношения и программы их расчета на ЭВМ для типовых диад и механизмов приведены в работах [3, 16, 110, 130].

Метод замкнутого векторного контура основан на представлении механизма (рис. 5.5, *б*) в виде векторного многоугольника [9, 130]. Векторы должны образовывать один или несколько замкнутых контуров. Координаты звеньев находят из уравнений замкнутости контуров, скорости и ускорения — их дифференцированием. Примеры применения метода даны в работах [79, 110], вопросы автоматизации расчетов рассмотрены в работах [8, 130].

Силовой анализ механизмов. Он включает определение реакций и движущей силы и используется для выбора опор, двигателя, при расчете погрешности мертвого хода и т. д. Если погрешность является значимой, реакции определяют даже в тех слу-

5.3. Матрицы преобразования координат для типовых кинематических пар

Кинематическая пара	Системы координат	Ориентация осей OZ_i, OZ_j	Матрица перехода из системы i в систему j
Вращательная $q_{i,j} = \{\gamma, 0, 0\}$		Совпадают	$\begin{pmatrix} \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 & 0 \\ \sin\gamma & \cos\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
Поступательная $q_{i,j} = \{s, 0, 0\}$		Совпадают, параллельны направлению относительного движения	$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
Цилиндрическая $q_{i,j} = \{\gamma, s, 0\}$		Коллинеарны, направлены вдоль оси цилиндрического соединения	$\begin{pmatrix} \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 & 0 \\ \sin\gamma & \cos\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
Шарнирная (шарнир Гука) $q_{i,j} = \{\varphi, \psi, 0\}$		Направлены вдоль осей пальцев	$\begin{pmatrix} \cos\varphi\cos\psi & -\sin\psi\cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ \sin\varphi\cos\psi & -\sin\psi\sin\varphi & -\cos\varphi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
Плоскостная $q_{i,j} = \{\varphi, s, \psi\}$		Параллельны, одинаково направлены	$\begin{pmatrix} \cos(\varphi-\psi) & -\sin(\varphi-\psi) & 0 & s\cos\varphi \\ \sin(\varphi-\psi) & \cos(\varphi-\psi) & 0 & s\sin\varphi \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
Сферическая $q_{i,j} = \{\psi, \theta, \varphi\}$		Проходят через центр сферической пары	$[a_{i,j}]$, $i = j = 1, 2, 3, 4$, где $a_{14} = a_{24} = a_{34} = a_{41} = a_{42} = a_{43} = 0$; $a_{11} = \cos\psi\cos\theta$; $a_{12} = -\sin\psi\cos\varphi + \cos\psi\sin\theta\sin\varphi$; $a_{13} = \sin\psi\sin\varphi + \cos\psi\sin\theta\cos\varphi$; $a_{21} = \sin\psi\cos\theta$; $a_{22} = \cos\psi\cos\varphi + \sin\psi\sin\theta\sin\varphi$; $a_{23} = -\sin\varphi\cos\psi + \sin\psi\sin\theta\cos\varphi$; $a_{31} = -\sin\theta$; $a_{32} = \cos\theta\sin\varphi$; $a_{33} = \cos\theta\cos\varphi$; $a_{44} = 1$

чаях, когда действующие нагрузки малы. В общем случае рассматривают заданные силы сопротивления, тяжести, силы и моменты сил инерции, которые вычисляют с использованием значений ускорений, полученных при кинематическом анализе. В нулевом приближении силы и моменты сил трения не учитывают, их рассчитывают после определения реакции и значения уточняют методом последовательных приближений [9].

Реакции, не известные по величине и направлению, представляют в виде двух составляющих: нормальной R^n (параллельной звену) и тангенциальной R^t (перпендикулярной к звену) (рис. 5.5, *г*). Для звеньев, образующих кинематическую пару, они равны по модулю и противоположно направлены. Реакции определяют из условий равновесия, составленных для структурных групп и входного звена с учетом сил и моментов сил инерции. Так как обычно известны нагрузки на выходном звене, реакции определяют в кинематических парах структурной группы, содержащей выходное звено, и далее осуществляют переход к следующей структурной группе в направлении к входному звену. Для определения реакции используют графоаналитический метод (метод планов сил) или аналитический метод векторного анализа с применением ЭВМ [16, 73, 79, 90, 91, 110, 131].

Пример 1. Механизм (рис. 5.5, *в*) состоит из структурной группы (рис. 5.5, *г*) и входного звена (рис. 5.5, *е*). Будем считать, что все силы, действующие на звенья, определены и представлены в виде результирующих сил F_i и моментов M_i ($i = 1, 2, 3$) (рис. 5.5, *в*). Требуется определить реакции в кинематических парах и уравновешивающую силу P.

Решение начнем с рассмотрения условий равновесия структурной группы (рис. 5.5, *г*). Неизвестные реакции представим в виде нормальных R^n_{21}, R^n_{30} и тангенциальных R^t_{21}, R^t_{30} составляющих, выбрав их направление произвольным образом. Истинное направление определим из решения уравнений равновесия: положительное значение реакции будет указывать на то, что направление на схеме (рис. 5.5, *г*) указано правильно, отрицательное — направление реакции следует изменить на противоположное. Тангенциальные составляющие R^t_{21}, R^t_{30} найдем из уравнений моментов относительно точки C, составленных для звеньев *2* и *3*:

для звена *2*

$$\sum M_C = R^t_{21} l_2 - F_2 h_2 - M_2 = 0 \to R^t_{21};$$

для звена *3*

$$\sum M_C = R^t_{30} l_3 - F_3 h_3 + M_3 = 0 \to R^t_{30},$$

где h_2, h_3 — плечи сил F_2 и F_3. Составляющие R^n_{21} и R^n_{30} определим из плана сил (рис. 5.5, *д*), построенного в соответствии с уравнением суммы сил, действующих на всю группу в целом,

$$\mathbf{R}^n_{21} + \mathbf{R}^t_{21} + \mathbf{F}_2 + \mathbf{F}_3 + \mathbf{R}^t_{30} + \mathbf{R}^n_{30} = 0.$$

Для входного звена по условию задачи известна сила $\mathbf{F}_1$. Дополнительно укажем реакцию R_{12}, направив ее в сторону, противоположную R_{21}. Модуль R_{12} найдем из соотношения

$$R_{12} = R_{21} = \sqrt{(R^n_{21})^2 + (R^t_{21})^2}.$$

Уравновешивающую силу P приложим в точке B и направим перпендикулярно к звену BA (рис. 5.5, *е*). Модуль и направление силы P найдем из уравнения моментов относительно точки A

$$\sum M_A = P l_1 - R_{12} h_{12} - F_1 h_1 + M_1 = 0,$$

где h_{12} и h_1 — плечи сил R_{12} и F_1.

Реакцию в кинематической паре A определим из графического решения (рис. 5.5, *ж*) уравнения суммы сил, действующих на ведущее звено, $\mathbf{F}_1 + \mathbf{R}_{12} + \mathbf{P} + \mathbf{R}_{10} = 0$.

Анализ точности механизмов. Вопросам точности рычажных механизмов посвящена литература [3, 4, 9, 24, 25, 39, 63, 71]. Кроме аналитических разработаны графические и графоаналитические методы, из них большее применение в качестве вспомогательных находят метод преобразованного механизма и метод планов малых перемещений.

Для рычажных механизмов характерны все виды погрешностей, указанных во введении к разделу 2. Наиболее значительными являются погрешность схемы и кинематическая погрешность, обусловленная первичными погрешностями.

Погрешность схемы связана с использованием простых и надежных рычажных механизмов вместо более сложных даже в случаях точного воспроизведения ими заданной функции. Например, поводковые механизмы (варианты 1 и 2 табл. 5.2) при малых перемещениях x используют для воспроизведения линейной зависимости $f = cx$, где $c = \text{const}$, допуская при этом погрешность схемы

$$\Delta\varphi_{cx} = \operatorname{arctg}(x/l - \operatorname{tg}\varphi_0) - \varphi_0 - cx.$$

Здесь φ_0 — значение угла при x_0. Так как ошибка $\Delta\varphi_{cx}$ зависит от параметров механизма l и φ_0, то выбор их надо осуществить так, чтобы снизить погрешность $\Delta\varphi_{cx}$ до допускаемого значения. Одним из критериев выбора параметров является условие минимизации интеграла J квадрата погрешности $\Delta\varphi_{cx}$ при изменении x от $x = 0$ до $x = x_{\max}$ [24]:

$$J = \int_0^{x_{\max}} \Delta\varphi^2_{cx}\, dx = \int_0^{x_{\max}} \left[\operatorname{arctg}\left(\frac{x}{l} - \operatorname{tg}\varphi_0\right) - \varphi_0 - cx\right]^2 dx.$$

Вычисляя частные производные $\partial J/\partial\varphi_0$ и $\partial J/\partial l$ и приравнивая их нулю, получают два уравнения $f_1(\varphi_0, l) = 0$ и $f_2(\varphi_0, l) = 0$ для расчета значений φ_0 и l, при которых $J \to \min$ и выполняются условия

$$\frac{\partial^2\varphi}{\partial\varphi_0^2}\frac{\partial^2\varphi}{\partial l^2} > \frac{\partial^2 J}{\partial\varphi\partial l} \text{ при } \frac{\partial^2 J}{\partial\varphi_0^2} > 0.$$

Основные виды частичных погрешностей элементарных механизмов, вызванных технологическими первичными погрешностями, приведены в табл. 5.2. Порядок определения погрешности мертвого хода вследствие эксплуатационных первичных погрешностей рассмотрен в работах [9, 21, 33, 39, 63, 73, 79, 83, 90, 104].

Синтез рычажных механизмов. Размеры механизмов определяют с учетом их назначения и основных показателей качества. Рычажные механизмы по уровню предъявляемых к ним требований можно разделить на две группы. К первой относятся механизмы измерительных цепей приборов, для которых требование к точности воспроизведения заданной функциональной зависимости является определяющим. Вторая группа включает механизмы вспомогательных систем приборов (устройств арретирования и других). При проектировании механизмов измерительных цепей требование к их точности принимают во внимание при выборе кинематической схемы, определении основных параметров и точности изготовления элементов механизмов (рис. 5.6). Кинематическую схему составляют, ориентируясь на данные о кинематических параметрах механизмов (см. табл. 5.2), при учете требований к точности механизмов и линейности их характеристики [79]. Например, для приборов, предназначенных для измерения геометрических размеров, рекомендуют варианты кинематических схем, приведенных в табл. 5.4 [39].

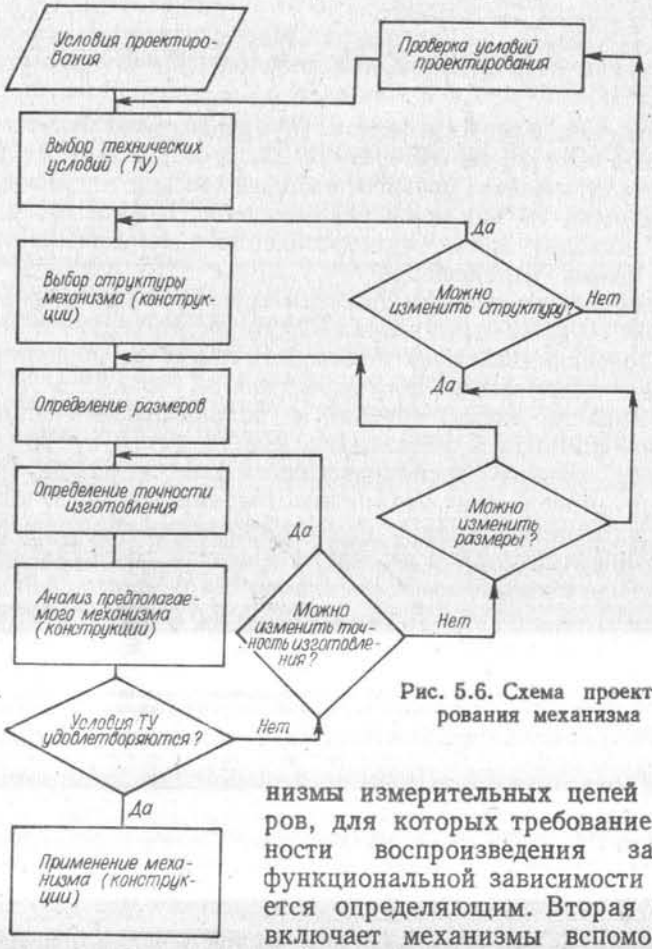
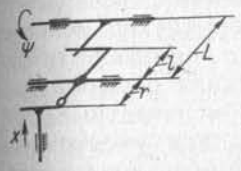
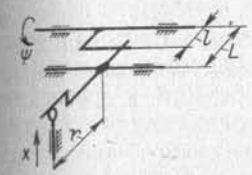
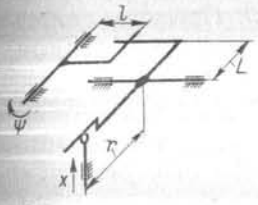
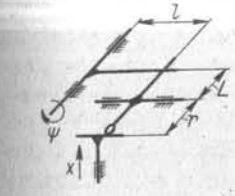


Рис. 5.6. Схема проектирования механизма

5.4. Двухрычажные механизмы с малым отклонением от линейности характеристики

Схема механизма	Функция положения (характеристика)	u_*
	$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{lx}{l\sqrt{r^2-x^2}-Lr}\right) \approx$ $\approx \frac{l}{r(l-L)}x - l^3x^3\frac{1-\frac{3}{2}(1-L/l)}{3r^3(l-L)^3}$	$\frac{l}{l-L} \approx \frac{3}{2}$
	$\psi = \arcsin\left(\frac{Lx}{l\sqrt{r^2+x^2}}\right) +$ $+ \operatorname{arctg}\frac{x}{r} \approx \frac{L+l}{lr}x +$ $+ \frac{L^3x^3}{6l^3r^3}\left(1-3\frac{l^2}{L^2}-2\frac{l^3}{L^3}\right)$	$\frac{L+l}{l} \approx 3$
	$\psi = \arcsin\left(\frac{Lx}{l\sqrt{r^2+x^2}}\right) \approx$ $\approx \frac{L}{lr}x + \frac{L^3x^3}{6l^3r^3}\left(1-3\frac{l^2}{L^2}\right)$	$\frac{L}{l} \approx \sqrt{3}$
	$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{Lx}{l\sqrt{r^2-x^2}}\right) \approx$ $\approx \frac{L}{lr}x - \frac{L^3x^3}{3l^3r^3}\left(1-\frac{3}{2}\frac{l^2}{L^2}\right)$	$\frac{L}{l} \approx \sqrt{\frac{3}{2}}$

Примечания: 1. Механизмы образованы последовательным соединением элементарных механизмов. 2. Малые отклонения от линейности характеристики механизма в целом получают при значении u_* второго механизма.

Для рычажных механизмов измерительных цепей приборов разработаны методы снижения и компенсации погрешностей, обусловленных влиянием различных факторов. Возможность их использования должна быть предусмотрена на стадии проектирования, так как это позволит снизить требования к точности изготовления элементов механизмов и уменьшить себестоимость производства прибора. Например, для снижения погрешности кинематического мертвого хода эффектным является применение упругих элементов (поз. 11 на рис. 5.1). Широко применяют также компенсаторы — специально вводимые в механизм регулировочные устройства, воздействующие на основные и начальные размеры, начальные положения, эксцентриситеты, для уменьшения ошибки его положения или перемещения. Например, использование несимметричной конструкции опорной поверхности пальца *4* механизма (рис. 5.3, *б*, полусфера *A*) позволяет изменять размер r_1 для снижения погрешности конкретного прибора.

Проектирование рычажных механизмов вспомогательных устройств приборов производят, исходя из динамического, эксплуатационного и геометрического критериев. Требований к функции перемещения таких механизмов обычно не предъявляют. Механизмы должны обеспечивать перемещение ведомого звена из одного положения в другое. Число фиксированных положений механизма ограничено. Дополнительно могут быть указаны требуемые соотношения между скоростями или временем рабочего и холостого хода (эксплуатационный критерий), введено ограничение угла давления (динамический критерий). Примеры синтеза элементарных механизмов по эксплуатационному, динамическому критериям рассмотрены в учебной и научной литературе по теории механизмов [9, 21, 73, 90] и др., вопросы автоматизации синтеза изложены в работах [16, 63, 110, 130].

Пример 2 [79]. Для механизма (рис. 5.5, *б*) по трем заданным положениям кривошипа *1* $\varphi_{11} = 170°$, $\varphi_{12} = 90°$, $\varphi_{13} = 350°$ и соответствующим им трем положениям коромысла $\varphi_{31} = 120°$, $\varphi_{32} = 90°$, $\varphi_{33} = 350°$ определить безразмерные параметры $\lambda = l_2/l_1$, $\nu = l_3/l_1$, $\varkappa = l_4/l_1$.

Решение. Спроектируем контур *ABCD* на координатные оси:

для x $\lambda \cos \varphi_2 = \varkappa + \nu \cos \varphi_3 - \cos \varphi_1$;

для y $\lambda \sin \varphi_2 = \nu \sin \varphi_3 - \sin \varphi_1$.

После возведения правых и левых частей уравнений в квадрат, суммирования их и переноса известных членов в правую часть получим уравнение

$$\nu \cos \varphi_3 - (\nu/\varkappa) \cos (\varphi_3 - \varphi_1) + (\varkappa^2 + \nu^2 + 1 - \lambda^2)/2\varkappa = \cos \varphi_1,$$

которое с учетом обозначений $c_1 = \nu$; $c_2 = -\nu/\varkappa$; $c_3 = (\varkappa^2 + \nu^2 + 1 - \lambda^2)/2\varkappa$ примет вид

$$c_1 \cos \varphi_3 + c_2 \cos (\varphi_3 - \varphi_1) + c_3 = \cos \varphi_1.$$

Для трех заданных положений механизма будем иметь три уравнения:

$$c_1 \cos \varphi_{31} + c_2 \cos (\varphi_{31} - \varphi_{11}) + c_3 = \cos \varphi_{11};$$
$$c_1 \cos \varphi_{32} + c_2 \cos (\varphi_{32} - \varphi_{12}) + c_3 = \cos \varphi_{12};$$
$$c_1 \cos \varphi_{33} + c_2 \cos (\varphi_{33} - \varphi_{13}) + c_3 = \cos \varphi_{13},$$

из которых найдем неизвестные параметры $c_1 = \Delta_1/\Delta$, $c_2 = \Delta_2/\Delta$, $c_3 = \Delta_3/\Delta$,

$$\Delta = \begin{vmatrix} \cos \varphi_{31} & \cos (\varphi_{31} - \varphi_{11}) & 1 \\ \cos \varphi_{32} & \cos (\varphi_{32} - \varphi_{12}) & 1 \\ \cos \varphi_{33} & \cos (\varphi_{33} - \varphi_{13}) & 1 \end{vmatrix}, \qquad \Delta_1 = \begin{vmatrix} \cos \varphi_{11} & \cos (\varphi_{31} - \varphi_{11}) & 1 \\ \cos \varphi_{12} & \cos (\varphi_{32} - \varphi_{12}) & 1 \\ \cos \varphi_{13} & \cos (\varphi_{33} - \varphi_{13}) & 1 \end{vmatrix},$$

и т. д.

После подстановки числовых значений получим:

$$c_1 = \nu = l_3/l_1 = 0{,}366; \quad l_3 = 0{,}366 l_1; \quad c_2 = -\nu/\varkappa = 0{,}846;$$
$$\varkappa = l_4/l_1 = -c_1/c_2 = -0{,}433; \quad l_4 = 0{,}433 l_1;$$
$$c_3 = (\varkappa^2 + \nu^2 + 1 - \lambda^2)/2\varkappa = -0{,}846;$$
$$\lambda = \sqrt{-2c_3\varkappa + 1 + \nu^2 - \varkappa^2} = 1{,}66; \qquad l_2 = \lambda l_1 = 1{,}66 l_1.$$

Конструкции рычажных механизмов. Они отличаются большим разнообразием геометрических форм звеньев и способов их соединения [13, 14, 125].

Рычаги, совершающие вращательное, колебательное или плоскопараллельное движение (кривошипы, шатуны, коромысла),

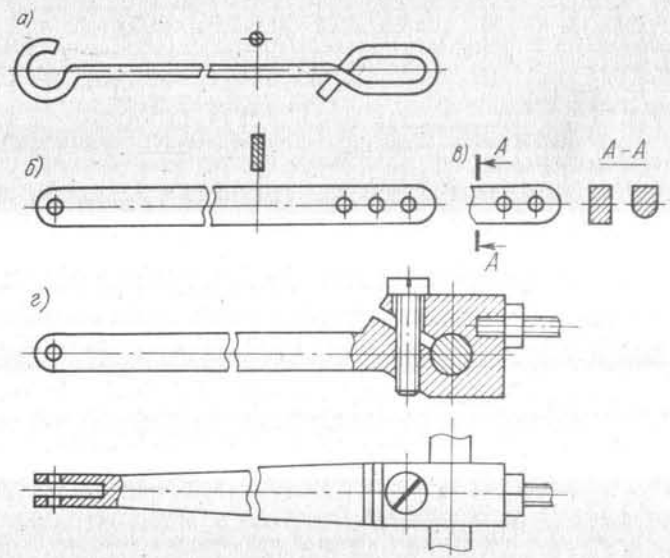


Рис. 5.7. Конструкции прямолинейных рычагов

могут иметь прямолинейную (рис. 5.7), криволинейную (см. поз. *9* на рис. 5.1, *а*) и более сложную формы. Их разделяют на стержневые (рис. 5.7, *а*), пластинчатые (рис. 5.7, *б*), объемные (рис. 5.7, *в*) и профильные (рис. 5.7, *г*) [13]. Стержневые рычаги обычно имеют круглое сечение, пластинчатые — прямоугольное, форма сечения объемных и профильных рычагов может быть любой. Тип рычага выбирают, исходя из требований к жесткости,

массе, технологичности. Бóльшую жесткость имеют объемные и профильные рычаги. Стержневые и пластинчатые рычаги применяют в механизмах, в которых усилия передаются в направлениях продольных осей рычагов.

Способы подвижного соединения рычагов определяют с учетом типа рычагов, диаметра оси и требований к моменту трения.

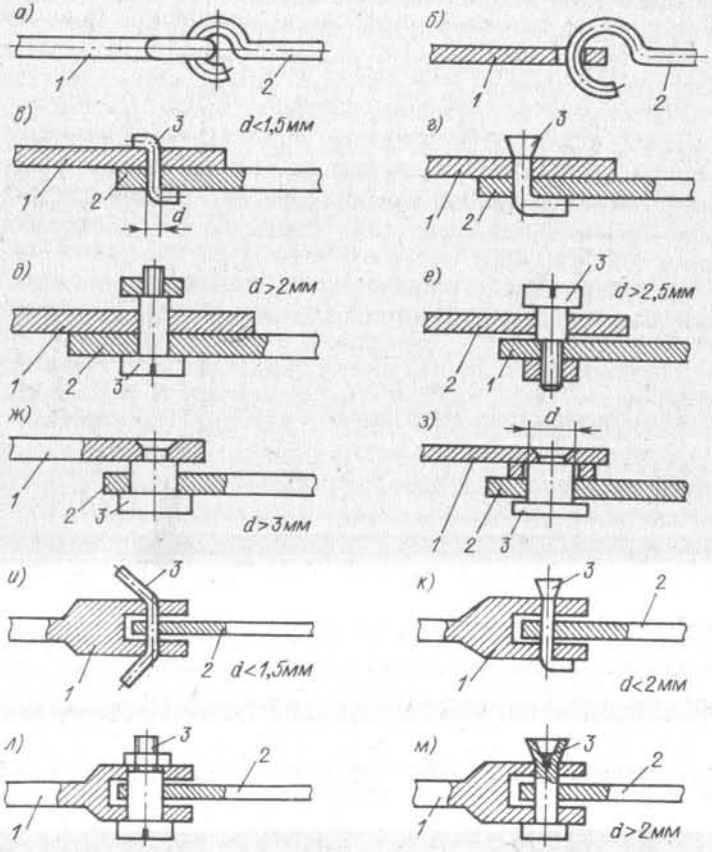


Рис. 5.8. Способы соединения стержневых и пластинчатых рычагов

Способы соединения стержневого рычага со стержневым и пластинчатым показаны на рис. 5.8, *а*, *б* соответственно.

Варианты типовых соединений пластинчатых рычагов изображены на рис. 5,8, *в*—*з*. При диаметре оси $d < 1{,}5$ мм в качестве последней используют штифт *3* (рис. 5.8, *в*, *г*), один или оба конца которого загибают или обжимают. При диаметре оси $d > 2$ мм применяют соединения (рис. 5.8, *д*), допускающие относительное перемещение звеньев *1* и *2* относительно оси *3*, и конструкции с неподвижным соединением оси с одним из звеньев с помощью

резьбового соединения, чаще болтового (рис. 5.8, *е*), развальцовки (рис. 5.8, *ж*, *з*) и др.

Способы соединения объемного и пластинчатого рычагов показаны на рис. 5.8, *и*—*м*. Особенность их состоит в том, что ось *3* закрепляют неподвижно на объемном рычаге *1* одним из способов неразъемного соединения деталей (см. гл. 4), например развальцовкой конца оси *3* (рис. 5.8, *м*), отгибом концов штифта (рис. 5.8, *и*, *к*), с помощью резьбового соединения (рис. 5.8, *л*).

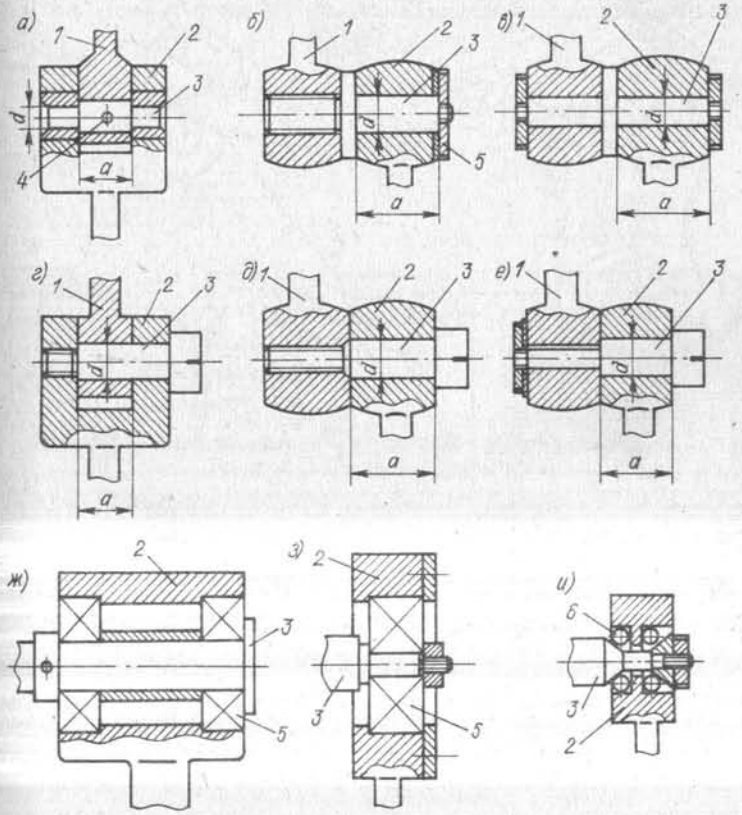


Рис. 5.9. Способы соединения объемных рычагов

Типовые конструкции соединений объемных рычагов приведены на рис. 5.9. Ось *3* закрепляют неподвижно на одном из рычагов (рычаг *1*) с помощью штифта *4* (рис. 5.9, *а*), резьбового соединения (рис. 5.9, *б*—*е*). Второй рычаг (рычаг *2*) устанавливают на оси *3* по подвижной посадке H7/f7 по диаметру d и предусматривают зазор в осевом направлении в соответствии с сопряжением H11/d11 (по размеру a). Для снижения трения в подвижном соединении рычагов применяют стандартные *5* (рис. 5.9, *ж*, *з*) и миниатюрные *6* (рис. 5.9, *и*) шарикоподшипники.

Регулировку передаточного отношения механизмов осуществляют изменением длин рычагов. Рабочую длину криволинейных стержневых и пластинчатых рычагов изменяют деформированием рычага на криволинейном участке. На прямолинейных рычагах предусматривают специальные отверстия (звено *1* на

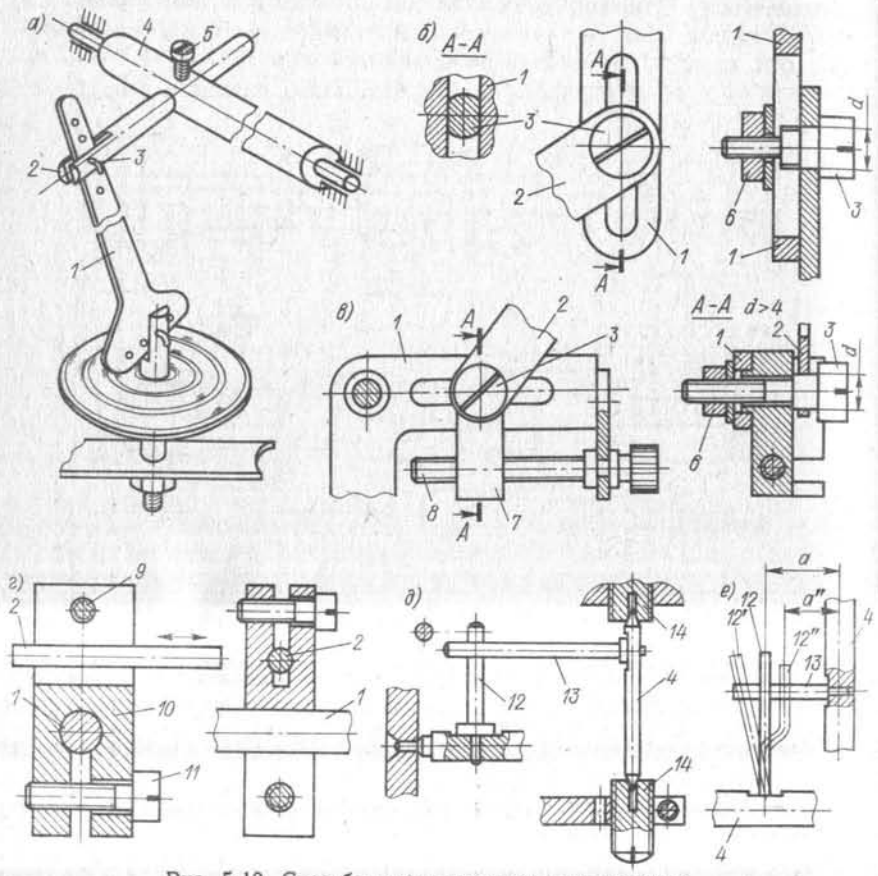


Рис. 5.10. Способы регулирования длин рычагов

рис. 5.10, *а*) или прорези (рис. 5.10, *б*—*г*). В первом случае производится ступенчатое изменение длины рычага и передаточного отношения, во втором — плавное. Длина цилиндрических звеньев, например звена *2* (рис. 5.10, *а*), может изменяться путем смещения в отверстии оси *4* с последующей фиксацией винтом *5*.

В конструкции (рис. 5.10, *б*) ось *3* на участке ее сопряжения с рычагом *1* имеет прямоугольное сечение. Положение оси *3* относительно рычага *1* после регулировки фиксируется гайкой *6*. Рычаг *2* устанавливается на оси *3* по подвижной посадке. Конструкция (рис. 5.10, *в*) содержит устройство, состоящее из ползуна *7* и винта *8* для плавного смещения оси *3* в прорези рычага *1*. Зажим (рис. 5.10, *г*) применяют при малом диаметре оси ($d < 1{,}5$ мм). Хомут *10* зажима при ослабленном винте *11* устанавливают на ось *1* и фиксируют положение затягом винта *11*. Далее при ослабленном винте *9* выставляют требуемую длину *l* смещением рычага *2* относительно хомута *10* и фиксируют винтом *9*.

Поводки поводковых механизмов обычно имеют цилиндрическую форму. При диаметре оси вращения $d \geqslant 1{,}5$ мм их устанавливают на оси вращения по неподвижной посадке, например

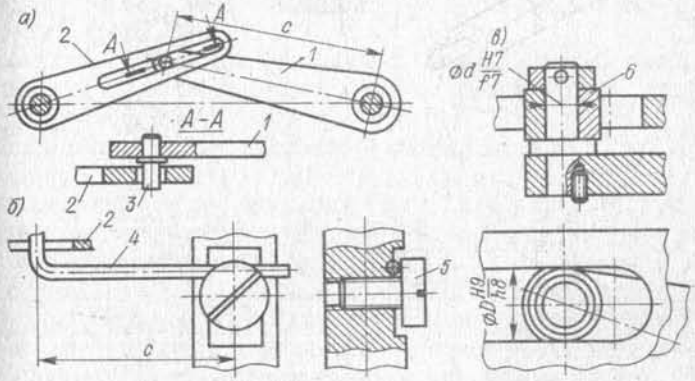


Рис. 5.11. Конструкция (*а*) и способы (*б*, *в*) соединения рычагов кулисного механизма

поводки *12*, *13* на рис. 5.10, *д*, или по переходной посадке с последующей фиксацией положения поводка относительно оси винтом (аналогично схеме крепления рычага *2* относительно оси *4* в конструкции, приведенной на рис. 5.10, *а*). При диаметре оси $d < 1{,}5$ мм поводки закрепляют в специальных зажимах, устанавливаемых затем на оси вращения (рис. 5.10, *г*). Поводок в хомут зажима может быть запрессован (см. поз. *17*—*19*, *23* на рис. 5.1, *б*) или установлен при ослабленном винте *9* (рис. 5.10, *г*) с последующим затягом винта *9*.

Регулировку передаточного отношения осуществляют смещением зажимов с поводками вдоль оси вращения (см. рис. 5.1, *б*), деформированием одного из поводков (рис. 5.10, *е*, поз. *12*, *12'*, *12''*) или осевым смещением оси вращения *4* в конструкциях, содержащих регулируемые опоры *14* (рис. 5.10, *д*).

Конструкции рычагов кулисного механизма показаны на рис. 5.11. Кривошип *1* и кулиса *2* могут быть выполнены в виде пластинчатого (рис. 5.11, *а*), объемного или профильного рычага. При этом палец кривошипа обычно изготовляют в виде отдельной детали *3* цилиндрической ступенчатой формы, которую затем запрессовывают в кривошип *1*. При использовании в качестве кривошипа стержневого рычага *4*, закрепляемого с помощью винта *5* (рис. 5.11, *б*), палец кривошипа получают отгибом конца

рычага. Для снижения трения в кинематической паре палец кривошипа — паз кулисы на палец *3* кривошипа может быть установлен ролик *6* (рис. 5.11, *в*) или шарикоподшипник. Размер *c* кривошипа может быть отрегулирован осевым смещением стержневого рычага *4* (рис. 5.11, *б*) или смещением положения пальца.

Обязательным требованием для всех рычагов, совершающих вращательное или колебательное движение, является ограничение

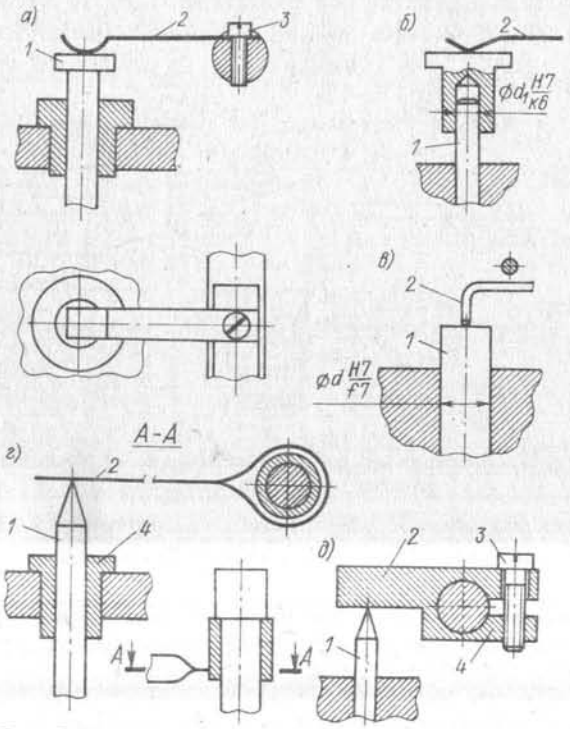


Рис. 5.12. Конструкции механизмов с толкателями

статического и динамического дисбаланса. Балансировку осуществляют с помощью дополнительных масс, закрепляемых на рычагах, например, массы *15* на рычаге *9* (рис. 5.1, *а*) и зажиме (рис. 5.1, *б*).

Толкатели 1 (ползуны) синусного (рис. 5.12, *а—в*), тангенсного (рис. 5.12, *г*, *д*) механизмов обычно имеют цилиндрическую форму и могут быть гладкими (рис. 5.12, *в—д*), ступенчатыми (рис. 5.12, *а*) и составными (рис. 5.12, *б*) (обычно при больших перемещениях толкателя). Рычаг *2* может быть стержневым (рис. 5.12, *б*, *в*), пластинчатым (рис. 5.12, *а*, *г*) и объемным (рис. 5.12, *д*). Пластинчатый и стержневой рычаги (рис. 5.12, *а*) на оси закрепляют винтом *3*, объемный — с помощью винтового зажима *4* (рис. 5.12, *д*). Применение зажима позволяет регулировать угол начального положения.

Точность размеров, оказывающих влияние на передаточное отношение при отсутствии устройств его регулировки, назначают по квалитетам IT6—IT7, при наличии регулировочных устройств— по квалитетам IT8—IT9. Точность несопрягаемых размеров устанавливают по IT11—12. Требования к точности подвижных соединений определяют в зависимости от вида направляющих (см. гл. 9). Зазоры в направляющих вращательного движения обычно не превышают значений: радиальный зазор — 0,02 мм, осевой — 0,25 мм. Зазор в направляющих толкателей синусного, тангенсного механизмов указывают с учетом рекомендуемого сопряжения H7/f7 (рис. 5.12).

Типовые конструкции рычажных механизмов, содержащих основные виды элементарных рычажных механизмов, показаны на рис. 5.1, 5.2 и 5.3.

В измерительной цепи указателя скорости (рис. 5.1, *а*) используются кривошипно-ползунный, кулисный и зубчатый механизмы. Кулиса совмещена с зубчатым колесом *12*. Кривошип кулисного механизма выполнен в виде изогнутого рычага *9* и уравновешен с помощью дополнительной массы *15*.

Измерительная цепь указателя истинной, воздушной скорости (см. рис. 5.1, *б*) включает кривошипно-ползунный, поводковые и зубчатые механизмы. Поводковые механизмы используют не только для передачи движения, но и их суммирования. Например, угол поворота поводка *18* зависит от перемещения подвижных центров как мембранной, так и анероидной коробок *1*. Тяга *3* и коромысло *7* кривошипно-ползунного механизма выполнены в виде пластинчатых рычагов. Конструкции поводковых механизмов соответствуют типовым конструкциям, описанным выше.

В датчике давления (см. рис. 5.2, *б*) для преобразования поступательного перемещения подвижного центра мембраны *1* во вращательное щетки *4* потенциометра *5* применен поводковый механизм (вариант 2 в табл. 5.2). Рычаг *3* имеет изогнутую форму. Контакт рычагов *2* и *3* обеспечивается цилиндрической пружиной *6*.

Рычажный механизм микроиндикатора (см. рис. 5.3, *а*) состоит из объемных рычагов *1* и *2*. Подвижное соединение звеньев может соответствовать одному из вариантов, изображенных на рис. 5.9. В конструкции предусмотрена возможность регулировки передаточного отношения за счет поворота пальца *4*. Описание конструктивных особенностей механизмов микроиндикаторов и других приборов для измерения геометрических размеров приведены в [39, 63, 142].

5.2. Кулачковые механизмы

Кулачковые механизмы могут воспроизводить движения ведомых звеньев по различным законам. В приборостроении их используют для функциональных преобразований движения и управления движением элементов приборов по заданной программе.

Простейший кулачковый механизм состоит из ведущего кулачка *1*, ведомого звена *2* и стойки *3* (рис. 5.13). Ведомое звено называют *толкателем* (рис. 5.13, *а*, *в*, *е*—*з*) при его поступательном движении и *коромыслом* (рис. 5.13, *б*, *д*, *и*) при вращательном движении.

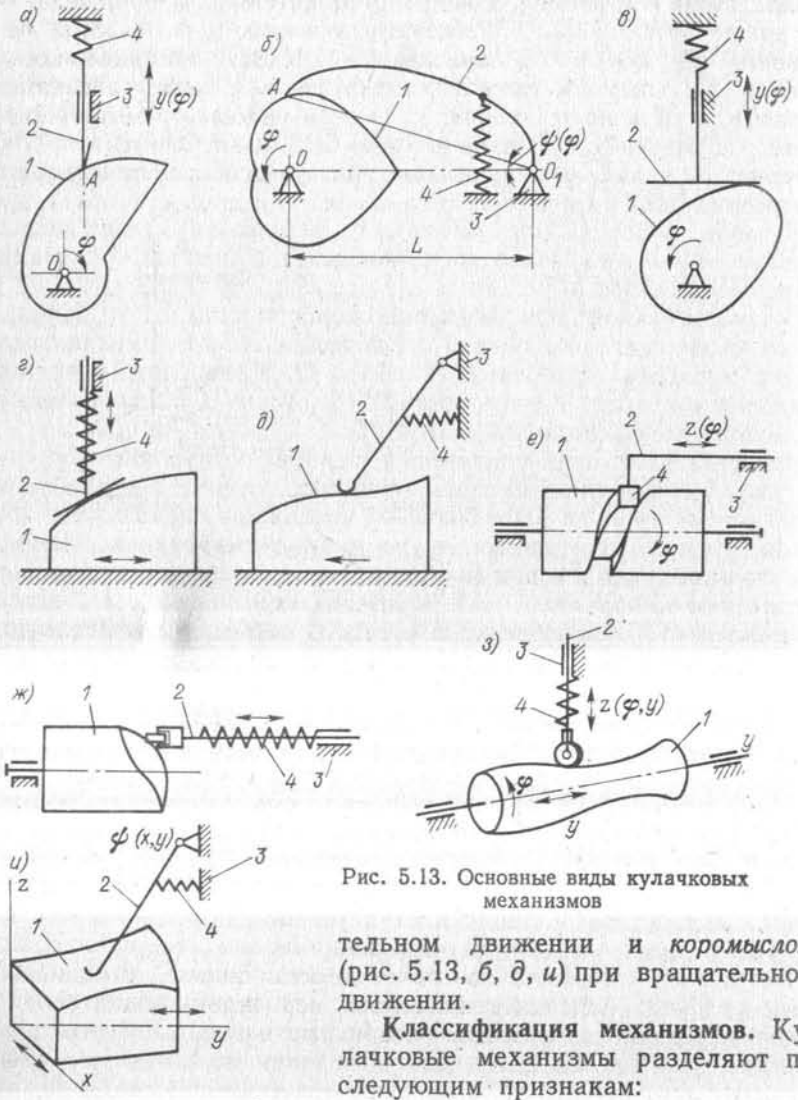


Рис. 5.13. Основные виды кулачковых механизмов

Классификация механизмов. Кулачковые механизмы разделяют по следующим признакам:

назначению — на функциональные и операционные;

числу степеней свободы — на механизмы с одной (рис. 5.13, *а*—*ж*) и с двумя степенями свободы (рис. 5.13, *з*, *и*);

виду движения ведущего звена — с вращающимися кулачками (рис. 5.13, *а*—*в*, *ж*, *з*) и с поступательно перемещающимися кулачковыми линейками (рис. 5.13, *г*, *д*, *и*);

форме кулачка — на дисковые (рис. 5.13, *а* — *в*), плоские (рис. 5.13, *г*, *д*), цилиндрические (барабанные) пазовые (рис. 5.13, *е*) и торцовые (рис. 5.13, *ж*), коноидные (рис. 5.13, *з*, *и*);

конструктивной форме наконечника толкателя или коромысла — с остроконечным (рис. 5.13, *а*), сферическим (рис. 5.13, *б*, *в*), роликовым (рис. 5.13, *г*) и плоским (рис. 5.13, *д*) наконечником;

способу замыкания кулачка и толкателя — с геометрическим, например с помощью паза (рис. 5.13, *е*) и силовым замыканием, например с помощью пружины *4* (рис. 5.13, *а*—*д*, *ж*—*и*).

Функциональные кулачковые механизмы используют для реализации функций одной (рис. 5.13, *а*—*ж*) или двух (рис. 5.13, *з*, *и*) независимых переменных, операционные кулачковые механизмы — для выполнения механических операций за счет циклических перемещений толкателя (коромысла). Эти механизмы отличаются по уровню предъявляемых к ним требований, критериям работоспособности и синтеза. Кулачковые механизмы позволяют выполнять следующие преобразования движения кулачка в движение ведомого звена: вращательного движения во вращательное (рис. 5.13, *б*) или поступательное (рис. 5.13, *а*, *в*, *е*—*з*); поступательного движения во вращательное (рис. 5.13, *д*) или поступательное (рис. 5.13, *г*); сложного движения в поступательное (рис. 5.13, *з*) или вращательное (рис. 5.13, *и*).

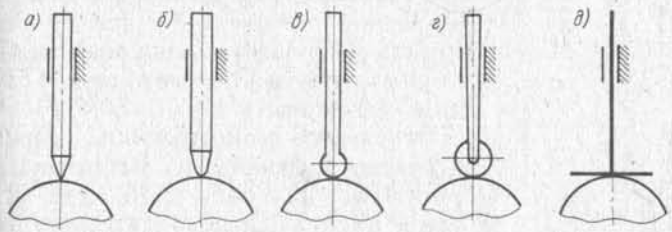


Рис. 5.14. Наконечники толкателей

Механизмы с вращающимся кулачком в приборостроении имеют предпочтительное применение в качестве функциональных и операционных. Механизмы с поступательно движущейся линейкой обычно используют как операционные.

Из вращающихся кулачков более простая конструкция у дисковых кулачков. Однако в плоскости, перпендикулярной к оси вращения, они имеют бóльшие габаритные размеры, чем цилиндрические. Поэтому в тех случаях, когда при малом диаметральном размере (рис. 5.13, *е*, *ж*) требуется получить большое перемещение толкателя, предпочтение отдают цилиндрическим кулачкам, например в арретирующих устройствах.

Геометрическая форма наконечника ведомого звена влияет на трение и износ в зоне контакта кулачка и толкателя (коромысла). Даже в малонагруженных механизмах вследствие низкой износоустойчивости переходят от остроконечного (рис. 5.14, *а*)

к сферическому наконечнику. Наконечник сферической формы (рис. 5.14, *б*, *в*) является наиболее универсальным и используется как в плоских, так и в пространственных механизмах. Роликовый наконечник (рис. 5.14, *г*) применяют при повышенных требованиях к износоустойчивости и трению. Высокой износоустойчивостью обладает и наконечник плоской формы (рис. 5.14, *д*), так как точка контакта постоянно смещается при работе механизма. Переход от остроконечной к любой другой форме наконечника связан с появлением дополнительной ошибки.

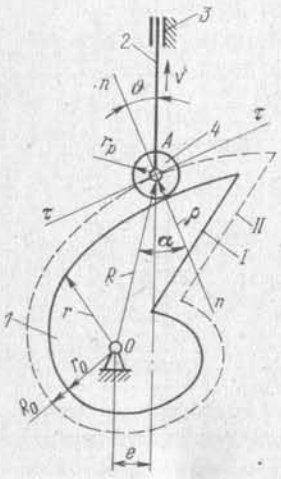


Рис. 5.15. Основные размеры *а* кулачкового механизма:

1 — кулачок; *2* — толкатель; *3* — стойка; *4* — ролик

Далее рассмотрим плоские дисковые кулачковые механизмы (рис. 5.13, *а*—*в*), находящие предпочтительное применение в приборостроении. Вопросы анализа и синтеза кулачковых механизмов других типов изложены в [9, 79, 80, 110].

Основные геометрические параметры дискового кулачкового механизма. Они приведены на рис. 5.15, где R, r — радиус-вектор центрового (теоретического) и действительного профиля кулачка; R_0, r_0 — радиус теоретической и действительной начальной шайбы, $R_0 = R_{min}$; $r_0 = r_{min}$; ρ — радиус кривизны центрового профиля кулачка в точке A; e — эксцентриситет — смещение оси толкателя относительно центра вращения кулачка; L — межцентровое расстояние для механизма с коромыслом (рис. 5.13, *б*); $r_р$ — радиус ролика; α — угол подъема профиля или рабочей поверхности — угол между радиус-вектором и нормалью nn к профилю кулачка в точке касания; ϑ — угол давления — угол между нормалью к профилю кулачка в точке касания и вектором скорости толкателя.

Механизм называют центральным при $e = 0$ и смещенным при $e \neq 0$. Смещение e считается положительным, если направление скорости толкателя при его подъеме составляет острый угол с направлением скорости точки контакта на кулачке (рис. 5.15).

Основными размерами, определяемыми при проектировании, являются R_0 и e для механизмов с поступательно движущимся толкателем и R_0, $l = AO_1$, $L = OO_1$ для механизмов с качающимся толкателем (рис. 5.13, *б*).

Для механизмов со сферическим или роликовым наконечником рассматривают практический (рабочий) *I* и центровой (теоретический) *II* профили кулачка (рис. 5.15). Контакт кулачка *1* и ролика *4* (рис. 5.15) осуществляется по практическому профилю *I*. Центровой профиль *II* представляет собой траекторию движения

центра ролика толкателя относительно кулачка. Практический профиль является эквидистантным центровому и отстоит от него по нормали к профилю на радиус ролика (сферы).

Силы, действующие в кулачковых механизмах. На ведомое звено со стороны кулачка действует сила F_n, направленная по нормали к профилю кулачка (рис. 5.16).

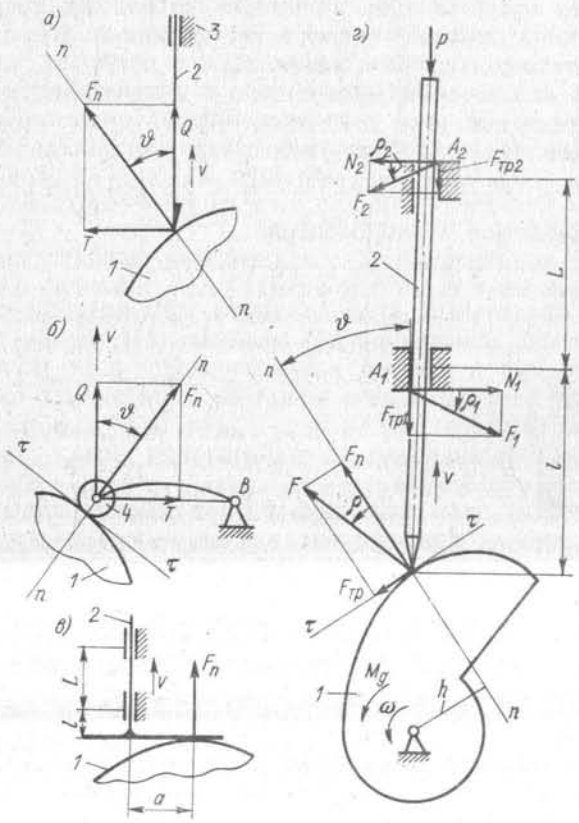


Рис. 5.16. Силы, действующие в кулачковых механизмах

В механизмах с остроконечным, роликовым *4* и сферическим наконечниками толкателя *2* (рис. 5.16, *а*, *б*, *г*) сила F_n отклонена от направления вектора скорости толкателя на угол давления ϑ. Движение толкателя происходит под действием составляющей силы F_n на направление вектора скорости толкателя $Q = F_n \cos \vartheta$, называемой движущей (активной) силой (рис. 5.16, *а*, *б*). Вторая составляющая $T = F_n \sin \vartheta$ вызывает перекос толкателя в направляющих корпуса *3* (рис. 5.16, *а*), реакции N_1, N_2 и силы трения (рис. 5.16, *г*): $F_{тр\,1} = f_1 N_1$; $F_{тр\,2} = f_2 N_2$, где $f_{1,\,2}$ — коэффициенты трения в направляющих толкателя. При увеличении угла

давления ϑ движущая сила Q уменьшается, а составляющая T и вызванные ею реакции и силы трения в направляющих возрастают. По этой причине может возникнуть явление заклинивания механизма, при котором движение толкателя оказывается невозможным вследствие превышения сил сопротивления над движущей силой. Результирующая сила сопротивления на рис. 5.16,*г* представлена силой P. Она учитывает, кроме сил трения, силы полезного сопротивления, упругости пружины, инерции толкателя и его тяжести на фазе удаления.

В целях исключения заклинивания кулачковых механизмов вводят ограничение угла давления [82, 91]:

для механизмов с толкателем

$$\vartheta < \vartheta_{max} \approx \pi/2 - f - (f_1 + f_2)(1 + 2l/L),$$

для механизмов с коромыслом

$$\vartheta < \vartheta_{max} \approx \arccos(f_ц r_ц/l) - f,$$

где ϑ_{max} — предельный угол давления, при котором происходит самоторможение (заклинивание) механизма; f, f_1, f_2, $f_ц$ — коэффициенты трения в высшей кинематической паре (кулачок *1* — толкатель *2*), направляющих толкателя A_1 и A_2 и в опоре B коромысла соответственно, $f = \operatorname{tg}\rho$, $f_{1,2} = \operatorname{tg}\rho_{1,2}$, ρ, $\rho_{1,2}$ — углы трения в соответствующих кинематических парах, $r_ц$ — радиус цапфы опоры коромысла.

Допускаемые углы давления $[\vartheta]$ принимают равными $[\vartheta] = \vartheta_{max}/k$, где k — коэффициент запаса, $k = 1{,}5—2$; для механизмов с толкателем $[\vartheta] \approx 20—30°$, для механизмов с коромыслом $[\vartheta] \approx 45°$.

Заклинивание механизма с плоским наконечником толкателя (рис. 5.16, *в*) исключается при выполнении соотношения

$$2a < [L \operatorname{ctg}\rho_{1,2} + (L + 2l)\operatorname{tg}\rho].$$

Силу нормального давления F_n (рис. 5.16) определяют в соответствии с выражениями [82, 91]:

для механизма с остроконечным толкателем

$$F_n = P/[\cos(\vartheta + \rho) - \sin(\vartheta + \rho)\operatorname{tg}\rho_{1,2}(1 + 2l/L)],$$

для механизма с коромыслом

$$F_n = M/[l\cos(\vartheta + \rho) - f_ц r_ц],$$

для механизма с плоским толкателем

$$F_n = P/\{\cos\rho\,[1 + (1 + 2L/l)\operatorname{tg}\rho - 2a/L]\operatorname{tg}\rho_1\},$$

где P и M — результирующая сила и момент сопротивления. Силу F_n принимают во внимание при определении момента $M_д$, необходимого для приведения кулачка в движение, $M_д = F_n h$ (рис. 5.16, *г*).

Синтез кулачковых механизмов. При синтезе механизмов определяют их тип, закон движения толкателя для операционных

кулачковых механизмов, основные размеры координаты профиля кулачка и параметры наконечника толкателя (коромысла). Расчет механизмов выполняют с учетом их назначения (функциональный, операционный).

Функциональные механизмы. Предназначены для воспроизведения функциональных зависимостей. Вид функционального преобразования движения зависит от профиля кулачка и закона его движения. Обычно движение кулачка является равномерным, угловая или линейная его координата в определенном масштабе соответствует аргументу, а смещение ведомого звена — значению функции. Например, при реализации функции $y = f(x)$, $x_0 \leqslant x \leqslant x_k$ кулачковым механизмом (рис. 5.13, *а*) независимая переменная x вводится поворотом кулачка на угол φ:

$$\varphi = m_\varphi (x - x_0),$$

где m_φ — масштабный коэффициент; x_0 — начальное значение x.

Значению функции $y = f(x)$ соответствует смещение ведомого звена: s — для механизма с поступательно движущимся толкателем и ψ — для механизма с коромыслом. При этом

$$s = s_0 \pm m_s (y - y_0); \quad \psi = \psi_0 \pm m_\psi (y - y_0),$$

где s_0, ψ_0 — положение ведомого звена при $x = x_0$, $y = y_0$. Знак плюс выбирают при одинаковых знаках приращений Δx и Δs (толкатель удаляется от центра вращения при возрастании функции), знак минус — при противоположных знаках. При проектировании могут быть реализованы оба случая сочетаний знаков, причем в первом случае получают меньшие габаритные размеры.

Основные размеры функциональных механизмов определяют, исходя из требования обеспечения заданной точности воспроизведения функции при учете условия исключения заклинивания механизма.

Для дискового кулачкового механизма с толкателем требование к точности механизма представляют в виде неравенства [82]

$$\Delta R + \Delta\varphi \frac{m_s}{m_\varphi}\left(\frac{dy}{dx}\right)_{max} \leqslant m_s [\Delta y],$$

где $[\Delta y]$ — допустимая погрешность; $\Delta\varphi$ — неточность в установке значения угла φ на участке наибольшего угла подъема α; ΔR — погрешность радиус-вектора.

Масштабные коэффициенты и интервал углов поворота кулачка вычисляют в соответствии с выражениями [77, 82]:

$$m_x \geqslant \frac{\Delta R}{[\Delta y]}\frac{1}{1-\zeta}; \quad m_\varphi \geqslant \frac{\Delta\varphi}{[\Delta y]}\left(\frac{dy}{dx}\right)_{max}\frac{1}{\zeta};$$

$$\varphi_{max} - \varphi_0 = m_\varphi (x_{max} - x_0),$$

где ζ — доля допускаемой производственной погрешности в конечной погрешности механизма, $\zeta = 0{,}5 \div 0{,}75$ [77].

Основные размеры механизма с толкателем (рис. 5.15) находят из условия ограничения углов давления: аналитически из соотношения

$$\operatorname{tg}\vartheta = \frac{\dfrac{ds}{d\varphi} - e}{s} = \frac{\pm\dfrac{m_s}{m_\varphi}\dfrac{dy}{dx} - e}{s_0 \pm m_s(y - y_0)} \leqslant [\vartheta] \qquad (5.1)$$

или графически (рис. 5.17) — построением функции $s - s_0 = f(ds/d\varphi)$ и допускаемой зоны (заштрихованной на рис. 5.17) для центра вращения кулачка. При построении предполагается, что кулачок вращается против часовой стрелки.

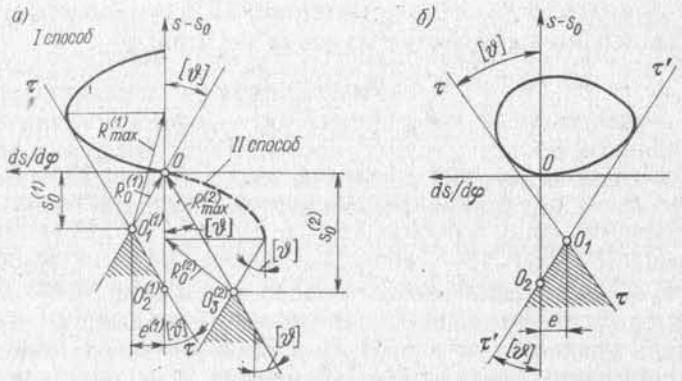


Рис. 5.17. Графический способ определения размеров механизма

Для механизмов с силовым замыканием зависимость $s - s_0 = f(ds/d\varphi)$ строится только для фазы подъема толкателя (рис. 5.17, *а*), так как при опускании толкатель движется под действием силы упругости пружины. Допускаемая зона центров вращения кулачка ограничена касательной $\tau\tau$ и прямой OO_1, проведенными под углом $[\vartheta]$ к оси $s - s_0$ (рис. 5.15, *а*). Построения выполнены для двух случаев, соответствующих знакам «плюс» (I способ) и «минус» (II способ) в формуле (5.1). Им соответствуют значения $R_0^{(1)}$, $e^{(1)}$, $s_0^{(1)}$ и $R_0^{(2)}$, $e^{(2)}$, $s_0^{(2)}$. При $e = 0$ $R_0^{(1)} = OO_2^{(1)}$. Из построений видно, что при первом способе проектирования механизм имеет меньшие габаритные размеры $(R_0^{(1)} < R_0^{(2)})$.

Для механизмов с геометрическим замыканием зависимость $s - s_0 = f(ds/d\varphi)$ строится для полного цикла движения толкателя (рис. 5.17, *б*), так как толкатель является ведомым звеном как на фазе подъема, так и на фазе опускания. Центр вращения кулачка выбирается в заштрихованной области, ограниченной касательными $\tau\tau$ и $\tau'\tau'$, которые построены под углом $[\vartheta]$ к оси $s - s_0$.

Для механизма с плоским толкателем масштабные коэффициенты определяют так же, как и для механизма с остроконечным

5.5. Аналитические зависимости для расчета параметров профиля дискового кулачка

Ведомое звено	Координаты точки профиля в системе координат	
	декартовой	полярной
Толкатель с острым наконечником	$x = e\cos\varphi + s(\varphi)\sin\varphi$ $y = -e\sin\varphi + s(\varphi)\cos\varphi$	$R = \sqrt{e^2 + [s(\varphi)]^2}$ $\operatorname{tg}\beta = \dfrac{s(\varphi)\sin\varphi + e\cos\varphi}{s(\varphi)\cos\varphi - e\sin\varphi}$
Коромысло с острым наконечником	$x = L\cos\varphi - l\cos(\varphi+\psi)$ $y = -L\sin\varphi + l\sin(\varphi+\psi)$	$R = \sqrt{L^2 - 2lL\cos\psi + l^2}$ $\operatorname{tg}\beta = \dfrac{L\cos\varphi - l\cos(\varphi+\psi)}{L\sin\varphi - l\sin(\varphi+\psi)}$
Толкатель с плоским наконечником	$x = s\sin\varphi + \dfrac{ds}{d\varphi}\cos\varphi$ $y = s\cos\varphi - \dfrac{ds}{d\varphi}\sin\varphi$	$R = \sqrt{s^2 + \left(\dfrac{ds}{d\varphi}\right)^2}$ $\operatorname{tg}\beta = \dfrac{s\operatorname{tg}\varphi + \dfrac{ds}{d\varphi}}{s - \dfrac{ds}{d\varphi}\operatorname{tg}\varphi}$

толкателем. Масштабные коэффициенты механизмов с коромыслом вычисляют с использованием зависимостей:

$$m_\psi = \frac{\psi_{max} - \psi_{min}}{y_{max} - y_{min}}; \qquad m_\psi = \frac{\Delta s}{l\,\Delta y}; \qquad m_\varphi = \frac{\varphi_{max}}{x_{max} - x_{min}},$$

где Δs — ошибка перемещения коромысла.

Основные размеры R_0, l, L (см. рис. 5.13) находят из условия ограничения углов давления для кулачкового механизма с толкателем и условия выпуклости профиля кулачка для механизма с плоским наконечником. Примеры синтеза этих механизмов приведены в [80, 104].

Профиль кулачка определяют аналитически по формулам табл. 5.5 или графически с использованием метода обращения движения. Кроме координат точек профиля в декартовой или полярной системах координат находят кривизну профиля $\varkappa$. Она принимается во внимание при проверке контактной прочности элементов высшей кинематической пары, определении радиуса ролика толкателя и размеров режущего инструмента для исключения подрезания профиля кулачка при обработке.

Пример 3. Порядок построения профиля кулачка для воспроизведения зависимости $s(\varphi)$ (рис. 5.18, *а*) поясним на примере смещенного кулачкового механизма с остроконечным толкателем (рис. 5.18, *б*). Из произвольной точки O, принятой за центр вращения кулачка, проведем окружности *1* и *2* радиусами R_0 и e (рис. 5.18, *б*, *в*) и касательную $\tau\tau$ к окружности *2*, параллельную линии движения толкателя. На пересечении касательной $\tau\tau$ и окружности *1* найдем

точку A_0, соответствующую начальному значению функции s_0. Для нахождения точки профиля, соответствующей значению функции в точке A (рис. 5.18, *а*), необходимо выполнить следующие построения (рис. 5.18, *б*, *в*): в направлении, противоположном вращению кулачка (движение обращенное), от радиуса OA_0 под углом φ провести радиус OE; через точку E пересечения радиуса OE с окружностью *1* построить касательную $\tau_1\tau_1$ к окружности *2* (линию движения толкателя в обращенном движении); на касательной $\tau_1\tau_1$ от точки C касания ее с окружностью *2* отложить отрезок CA, равный значению функции s (φ) в точке A. Аналогичные построения выполняют для других точек заданной зависимости s (φ). При построении обычно рассматривают несколько ($n = 8 \div 12$) точек, равноудаленных друг от друга, при этом $\varphi_l = (\varphi_{max} - \varphi_{min})/n$.

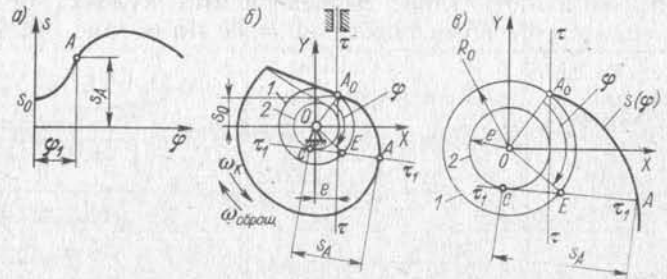


Рис. 5.18. Построение профиля кулачка

Методика построения профиля кулачка механизмов других видов пояснена в [80, 82, 110].

Тип наконечника ведомого звена выбирают при учете требований к точности механизма, прочности и износоустойчивости его элементов. С одной стороны, с целью снижения контактных давлений в высшей кинематической паре кулачкового механизма желательно заменить остроугольную форму наконечника *2* (см. рис. 5.19, *г*) на сферическую *1* с радиусом скругления r или ввести цилиндрический наконечник с радиусом ролика $r_р$. С другой стороны, такая замена приводит к смещению точки контакта толкателя и кулачка *3* и к появлению погрешности δ_x (рис. 5.19, *г*). Так как требование к точности является для функциональных механизмов определяющим, радиус скругления r наконечника (радиус ролика) толкателя назначают так, чтобы выполнялось соотношение $r_р \approx (5 \div 6)\ [\Delta s]$, где $[\Delta s]$ — допускаемая результирующая погрешность кулачкового механизма. Ввиду малости величины r обязательной является проверка контактной прочности элементов высшей кинематической пары по формуле

$$\sigma_к = 0{,}617 \sqrt{F_n/[r_c^2 (1/E_к + 1/E_н)]} \leqslant [\sigma_к],$$

где F_n — нормальная сила (см. рис. 5.16).

Точность кулачкового механизма оценивают по значению погрешности положения толкателя при заданном угле поворота кулачка. Основными первичными погрешностями механизма являются: отклонение радиус-вектора кулачка от номинального значения, боковое смещение толкателя в направляющих, эксцентриситет при посадке кулачка на его вал. Схемы возникновения

погрешности положения толкателя от указанных выше факторов приведены на рис. 5.19. Погрешность радиуса-вектора $\delta\rho$ приводит к появлению погрешности $\delta s_1 = \delta\rho$ (рис. 5.19, *а*). Погрешность δs_2, обусловленная перекосом толкателя δc (рис. 5.19, *б*), определяется выражением $\delta s_2 \approx \delta c \operatorname{tg} \alpha$. Погрешность перемещения δs_{2*} (рис. 5.19, *в*), возникающая вследствие смещений толкателя на величину δc, может быть оценена по формуле $\delta s_{2*} \approx \approx \delta c\ (\operatorname{tg} \vartheta - \operatorname{tg} \vartheta_1)$, где ϑ, ϑ_1 — значения углов давления для номинального (вдоль линии NN_1) и смещенного положений толкателя (по линии MM_1). Эксцентриситет кулачка δe приводит к периодической погрешности $\delta s_3 = \delta e \sin \varphi$ (рис. 5.19, *в*).

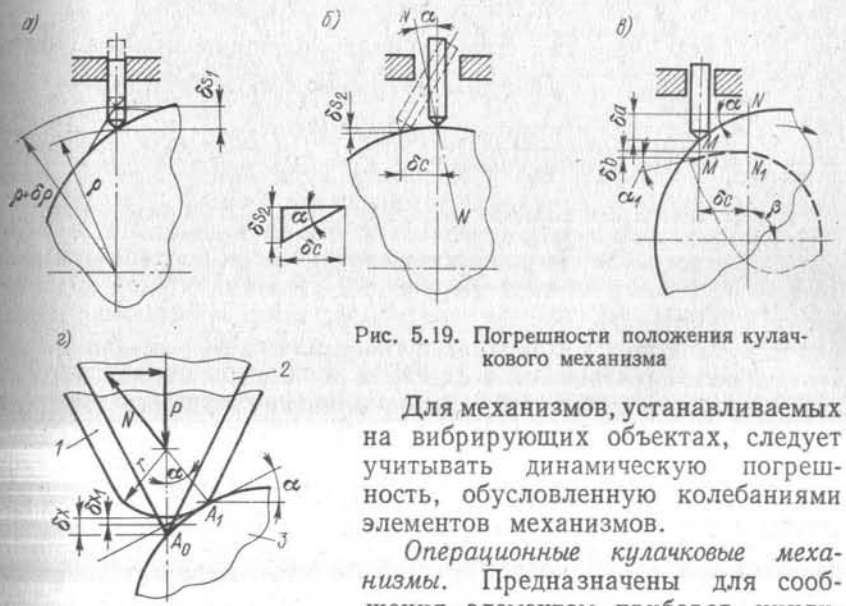


Рис. 5.19. Погрешности положения кулачкового механизма

Для механизмов, устанавливаемых на вибрирующих объектах, следует учитывать динамическую погрешность, обусловленную колебаниями элементов механизмов.

Операционные кулачковые механизмы. Предназначены для сообщения элементам приборов циклического движения, включающего их перемещение на заданную величину в течение определенного времени и остановы заданной продолжительности. Эти механизмы нашли применение в арретирующих, переключающих и других устройствах приборов. Один цикл движения механизма (рис. 5.20) содержит в общем случае фазы удаления (*I*), дальнего стояния (выстоя — *II*), сближения (приближения — *III*) и ближнего стояния (*IV*) ведомого звена. Фазам движения ведомого звена (рис. 5.20) соответствуют фазовые углы кулачка (рис. 5.21): φ_1 — угол удаления, φ_2 — угол дальнего стояния и т. д. В зависимости от числа фаз закон движения кулачкового механизма называют четырех-, трех-, двухфазовым. Например, двухфазовый закон движения характерен для кулачковых механизмов арретирующих устройств приборов. В кулачковых механизмах с силовым замыканием высшей кинематической пары движение ведомого звена в фазе удаления

происходит под действием составляющей силы нормального давления кулачка Q (см. рис. 5.16, *а*, *б*). Фаза сближения совершается под действием сил упругости. По этой причине закон движения толкателя указывают только для фазы удаления.

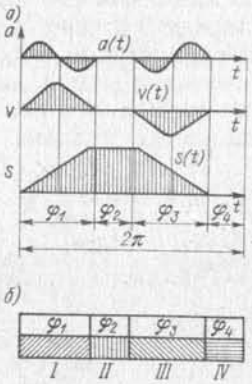


Рис. 5.20. Закон движения операционного кулачкового механизма: *а* — графики изменения кинематических параметров; *б* — цикловая диаграмма

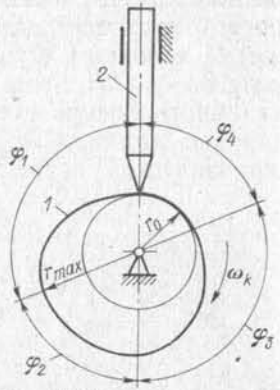


Рис. 5.21. Фазовые углы кулачка:
1 — кулачок; *2* — толкатель

В кулачковых механизмах с геометрическим замыканием движение ведомого звена во всех фазах обусловлено силой нормального давления кулачка F_n. Закон движения ведомого звена указывают для фаз удаления и сближения, причем законы движения могут быть как одинаковыми, так и различными.

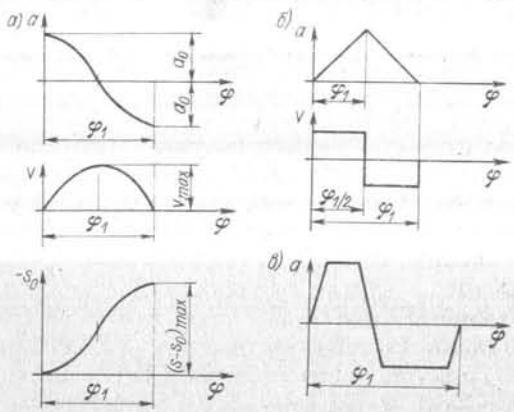


Рис. 5.22. Виды законов движения толкателя

Закон движения толкателя выбирают таким, чтобы удовлетворить требованиям технического задания и обеспечить плавную безударную работу механизма. Ударные явления возникают при скачкообразном изменении скорости—жестком ударе (рис. 5.22, *б*) и скачкообразном изменении ускорения толкателя—мягком ударе и сопровождаются увеличением ускорения и силы инерции. Эти дополнительные нагрузки должны быть приняты во внимание при проверке прочности элементов механизма. Для тихоходных механизмов, какими в большинстве случаев являются кулачковые механизмы приборов, ударные явления менее значимы.

В приборостроении наибольшее применение находят законы $a(\varphi)$ (рис. 5.22): параболический, косинусоидальный (*а*), синусоидальный, трапецеидальный (*в*) и линейный (*б*). Для них характерны следующие зависимости между перемещением s, скоростью v, ускорением a толкателя и параметрами кулачка φ и ω ($\omega = \text{const}$):

для параболического закона

$$s = 2h\varphi^2/\varphi_1^2 \text{ при } 0 \leqslant \varphi \leqslant \varphi_{1,2},$$

$$v = 4h\omega\varphi/\varphi_1^2; \quad a = 4h\omega^2/\varphi_1^2 \text{ при } 0 \leqslant \varphi \leqslant \varphi_1,$$

для косинусоидального закона (рис. 5.22, *а*)

$$s = 0{,}5h\,(1 - \cos \pi\varphi/\varphi_1); \quad v = 0{,}5\pi h\omega \sin(\pi\varphi/\varphi_1)/\varphi_1;$$

$$a = 0{,}5\pi^2 h\omega^2 \cos(\pi\varphi/\varphi_1)/\varphi_1^2,$$

где φ_1, φ — фазовый угол удаления и текущий угол поворота кулачка; ω — частота вращения кулачка; h — заданный наибольший ход толкателя. Эти соотношения используют при определении параметров закона движения толкателя по заданной циклограмме и ходу толкателя. Для других законов движения аналогичные зависимости приведены в работах [10, 21, 33, 73, 77, 79, 80, 83, 90, 91, 104].

Циклограмма механизма, скорость движения кулачка и закон движения толкателя являются исходными при определении основных размеров механизма и профиля кулачка.

Основные размеры кулачкового механизма с роликовым толкателем R_0 и e (см. рис. 5.15) определяют из условия ограничения угла давления. Отдельно рассматривают случаи силового и кинематического замыкания высшей кинематической пары кулачок—толкатель, так как в первом случае движение толкателя под действием силы нормального давления кулачка осуществляется только на фазе удаления, а во втором — на фазах удаления и сближения.

В случае силового замыкания высшей кинематической пары минимальный радиус центрового профиля кулачка R_0 вычисляют в соответствии с выражениями [79, 83]:

для центрального механизма ($e = 0$)

$$R_0 \geqslant \left(\frac{ds/d\varphi}{\operatorname{tg}[\vartheta]} - s\right)_{\max},$$

для смещенного механизма ($e \neq 0$)

$$\sqrt{R_0^2 - e^2} \geqslant \left(\frac{ds/d\varphi \mp e}{\operatorname{tg}[\vartheta]} - s\right)_{\max}, \qquad (5.2)$$

где s, $ds/d\varphi$ — перемещение и аналог скорости толкателя, определяемые законом движения толкателя. Знак «плюс» ставят при вращении кулачка по часовой стрелке, знак «минус» — при вращении

против часовой стрелки. Значение угла φ_*, отвечающее наибольшему значению выражения в скобках, находят из условия

$$\frac{\partial R_0}{\partial \varphi} = \frac{\partial^2 s/\partial \varphi^2}{\operatorname{tg}[\vartheta]} - \frac{\partial s}{\partial \varphi} = 0, \quad \partial^2 s/\partial \varphi^2 = \partial s/\partial \varphi. \qquad (5.3)$$

Эксцентриситет e обычно задают из конструктивных соображений. Как следует из выражения (5.3), введение эксцентриситета позволяет уменьшить радиус R_0. Порядок определения R_0 пояснен в примере [109], приведенном ниже.

Пример 4. Для механизма (см. рис. 5.13, *а*), толкатель которого перемещается по закону $s = 0{,}5H\,[1 - \cos(\pi\varphi/\varphi_1)]$, требуется определить радиус R_0 при исходных данных $h = 50$ мм, $\varphi_1 = 90°$, $[\vartheta] = 30°$, $e = 10$ мм.

Решение 1. В соответствии с выражением (5.7) определим угол, при котором радиус R_0 будет наибольшим. Для этой цели предварительно найдем аналог скорости $s' = ds/d\varphi$ и ускорения $s'' = d^2s/d\varphi^2$:

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{\pi H}{2\varphi_1} \sin\frac{\pi\varphi}{\varphi_1}; \quad \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{\pi^2 H}{2\varphi_1^2} \cos\frac{\pi\varphi}{\varphi_1}.$$

Полученные выражения подставим в формулу (5.3). После преобразования имеем $\operatorname{tg}(\pi\varphi/\varphi_1) = \pi/\varphi_1 \operatorname{tg}[\vartheta]$, откуда при заданных значениях φ_1 и $[\vartheta]$ найдем $\varphi_* = 36° 57'$.

2. Для значения φ_* вычислим перемещение s и аналог скорости $ds/d\varphi$:

$$s = 0{,}5H\,[1 - \cos(\pi\varphi_*/\varphi_1)] = 18{,}08 \text{ мм};$$

$$ds/d\varphi = 0{,}5\pi\,(H/\varphi_1)\,[\sin(\pi\varphi_*/\varphi_1)] = 48{,}04 \text{ мм}.$$

3. По формуле (5.2) определим значение R_0

$$R_0 = \sqrt{\left(\frac{ds/d\varphi \pm e}{\operatorname{tg}[\vartheta]}\right)^2 + e^2}, \quad R_0 = \begin{cases} 49 \text{ мм при } e < 0; \\ 83 \text{ мм при } e > 0. \end{cases}$$

Результаты вычислений показывают, что для снижения габаритных размеров необходимо выбрать отрицательный эксцентриситет.

При графической или табличной форме задания закона движения толкателя размеры R_0 и e сравнительно просто и точно находят из графического решения (см. рис. 5.17). В случае геометрического замыкания высшей кинематической пары (см. рис. 5.13, *в*) радиус R_0 определяют по формуле (5.9), однако эксцентриситет не выбирают, как было при силовом замыкании, а вычисляют по формуле

$$e = \pm 0{,}5\,\{s'_у - s'_п - (s_у - s_п)\operatorname{tg}[\vartheta]\},$$

где $s_{у,\,п}$, $s'_{у,\,п}$ — перемещения и аналоги скорости толкателя в фазе удаления и приближения. Знак плюс в формуле (5.2) и в выражении для расчета e соответствует фазе удаления при вращении кулачка по часовой стрелке и фазе сближения — при вращении его против часовой стрелки.

Основные размеры кулачкового механизма с коромыслом R_0, e, L (рис. 5.13, *б*) определяют из условия ограничения угла давления. Обычно расстояние L между центрами вращения кулачка и коромысла задают из конструктивных соображений, руководствуясь ограничением габаритных размеров. Размеры l и R_0 вычисляют по формулам в работе [16].

Начальный радиус R_0 кулачкового механизма с плоским толкателем определяют из условия выпуклости профиля

$$R_0 \geqslant -(s \pm s''),$$

где s, s'' — перемещение и аналог ускорения толкателя; знак «плюс» соответствует фазе удаления, знак «минус» — фазе сближения.

Параметры профиля дискового кулачка вычисляют по формулам табл. 5.5. Алгоритмы и программы автоматизированного расчета параметров дискового кулачка приведены в работах [16, 79, 83].

Радиус ролика (сферы) наконечника толкателя назначают, исходя из требований к точности перемещения ведомого звена и условий прочности. В механизмах, для которых задана допустимая погрешность положения толкателя $[\Delta s]$, выбирают сферический наконечник с радиусом r, причем $r_{пр} \leqslant r \leqslant (5 \div 6)\,[\Delta s]$, где $r_{пр}$ — радиус, определенный из условия контактной прочности.

В случаях, когда точность положения ведомого звена не задана, радиус ролика (сферы) выбирают из геометрических ограничений $r_{геом}$, исключающих заострение профиля при $r_р \leqslant 0{,}7\rho_{min}$, где ρ_{min} — минимальный радиус кривизны центрового профиля кулачка на выпуклом участке профиля. Соотношение для расчета $r_р$ имеет вид $r_{пр} \leqslant r_р \leqslant r_{геом}$.

Проверку прочности высшей кинематической пары производят по контактным напряжениям

$$\sigma_к = 0{,}59\sqrt{\frac{F_п\,(1/r_р + 1/\rho)}{b\,(1/E_к + 1/E_н)}} \leqslant [\sigma_к],$$

где $F_п$ — сила нормального давления; ρ — радиус кривизны кулачка в точке касания; b — ширина ролика. Радиус ролика может быть назначен из ряда стандартных размеров на шарикоподшипники: 1, 2, 3, ..., 10 мм (см. п. 9.2), после чего должна быть произведена проверка выполнения геометрических ограничений и условия прочности.

Оптимизацию параметров кулачковых механизмов производят с использованием ЭВМ при учете требований минимизации отдельных параметров, например контактных напряжений, погрешности, массы и других [79, 110, 131].

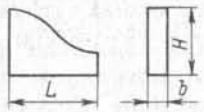
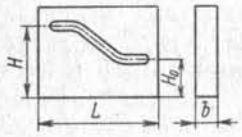
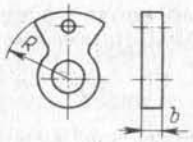
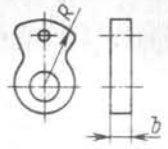
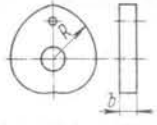
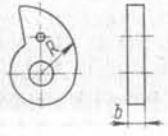
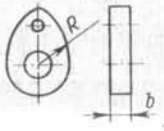
Для определения оптимальных параметров широко применяют методы случайного и направленного поиска [79, 110, 131].

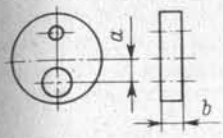
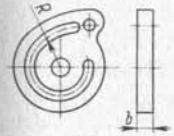
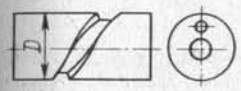
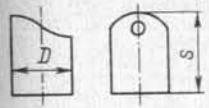
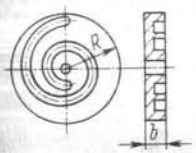
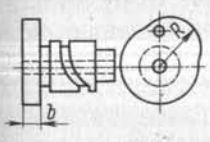
Конструкции кулачковых механизмов. Конструкции кулачковых механизмов определяются типом используемых в них кулачков и ведомых звеньев.

Типовые конструкции кулачков. Наиболее применимые конструкции кулачков приведены в табл. 5.6 [128].

Дисковые кулачки обычно изготавливают в виде плоских шайб *2* и закрепляют на оси вращения *1* за фланец оси (рис. 5.23, *а*)

5.6. Типовые конструкции кулачков

Конструкция	Размеры, мм	Назначение
Плоские кулачки		
	H до 50; L до 100; $b = 1 \div 15$	Воспроизведение функций, трансформация движений и т. д.
	H до 80 L до 200 $b = 2 \div 10$	То же
Дисковые кулачки		
	$R = 15 \div 60$ $b = 1 \div 4$	Замыкание и размыкание электрических цепей при вращении кулачка в обоих направлениях и др.
	$R = 20 \div 50$ $b = 1 \div 4$	То же, сообщение поступательного движения звеньям при вращении кулачка в одном направлении
	$R = 15 \div 200$ $b = 1 \div 10$	Сообщение ведомому звену возвратно-поступательного движения и др.
	$R = 15 \div 150$ $b = 2 \div 16$	Воспроизведение функций, трансформация движения и т. д.
	$R = 15 \div 150$ $b = 2 \div 5$	То же

Конструкция	Размеры, мм	Назначение
	$a = 5 \div 20$ $b = 2 \div 5$	Воспроизведение синусно-косинусных зависимостей
	$R = 50 \div 120$ $b = 5 \div 20$	Воспроизведение функций и преобразование движений
Цилиндрические кулачки		
	$D = 30 \div 150$	Воспроизведение функций при $\varphi \geqslant 360°$, трансформация движений и т. д.
	$D = 30 \div 100$ $s = 10 \div 150$	Воспроизведение функций, трансформация движения и т. д.
Многовитковые кулачки		
	$R = 50 \div 100$ $b = 5 \div 15$	Воспроизведение функций при $\varphi \geqslant 360°$
	$R = 40 \div 80$	То же
Блочные кулачки		
	$R = 10 \div 100$ $b = 1 \div 10$	Для различных целей, в том числе для воспроизведения функций и трансформации движений механизмов

Примечание. Обозначен через φ угол поворота кулачка.

или с помощью переходных втулок *3* (рис. 5.23, *б*). Применяют также кулачки со ступицей (рис. 5.24). Положение кулачка *2* относительно оси вращения *1* может быть нерегулируемым (рис. 5.23, *а*) и регулируемым. Например, в конструкции, изображенной на рис. 5.23, *б*, угловое смещение кулачка *2* относительно втулки *3* осуществляется поворотом его в пазах втулки.

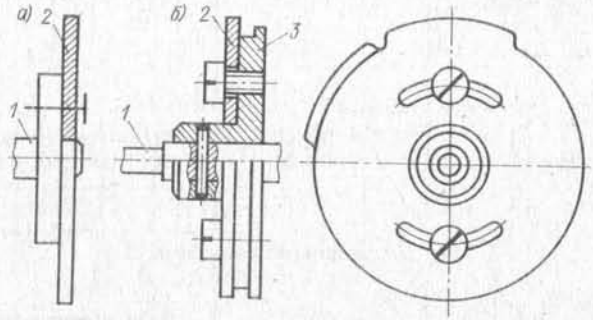


Рис. 5.23. Способы крепления плоских дисковых кулачков

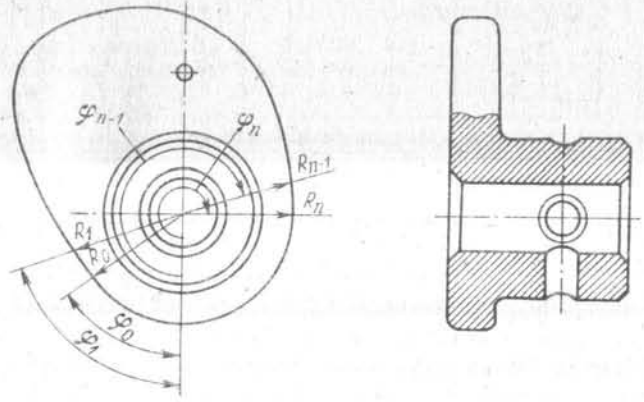
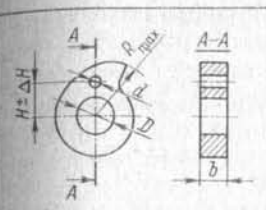


Рис. 5.24. Конструкция кулачка со ступицей

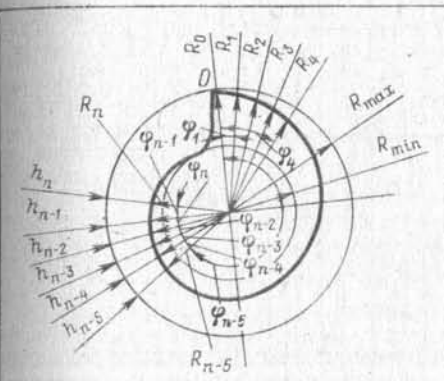
Рекомендуется применять кулачки с нормализованными размерами. Для дисковых кулачков нормализация введена по трем размерам: диаметру посадочной поверхности D, диаметру фиксирующего отверстия d и расстоянию между отверстиями H (табл. 5.7). Фиксирующее отверстие служит для фиксации и установки кулачка в начальное положение при его обработке, измерении и сборке механизма. Его рекомендуется располагать на свободном участке в секторе с небольшим значением радиуса-вектора. Фиксирующее отверстие предусматривают в функциональном и операционном кулачковых механизмах с повышенными требованиями к точности фиксации в определенных положениях.

5.7. Нормализованные размеры дисковых кулачков, мм



R_{max}	D	d	H	ΔH
15—25	8	4	7	±0,01
25—40	15	6	12	±0,01
45—70	25	10	22	±0,01
70—100	40	12	35	±0,015

5.8. Размеры рабочей поверхности дисковых и многовитковых кулачков



Независимая переменная	Угол поворота кулачка	Смещение толкателя, мм	Радиус-вектор, мм
x_0	φ_0	h_0	R_0
x_1	φ_1	h_1	R_1
x_2	φ_2	h_2	R_2
. . .	. . .	. . .	. . .
x_{n-1}	φ_{n-1}	h_{n-1}	R_{n-1}
x_n	φ_n	h_n	R_n

Профиль кулачков функциональных механизмов на чертеже изображают лишь приближенно, а для обработки и измерения рабочих поверхностей разрабатывают специальные таблицы типа табл. 5.8. Эти таблицы составляют с учетом функции $f(\varphi)$, реализуемой при профилировании кулачка. Для дискового кулачка уравнение радиус-вектора R представляют уравнением $R = R_0 \pm f(\varphi)$, где φ — угловая координата радиус-вектора, отсчитываемая от начального значения φ_0 (см. рис. 5.24). Приращение угла $\Delta\varphi$ составляет $\Delta\varphi = 30'' \div 2'$ для точных и $\Delta\varphi = 1 \div 3°$ для менее точных кулачков. В примечании к таблице указывают допуск радиус-вектора, параметр шероховатости ($R_a = 0{,}32 \div 1{,}25$ мкм), требования по упрочнению рабочей поверхности кулачка, диаметр ролика толкателя. На чертеже кулачка кроме всех необходимых размеров, допусков размеров, формы и расположения поверхностей, параметров шероховатости поверхностей материала и т. д. указывают специфические данные для кулачков: вид толкателя, диаметр ролика, начальный и наибольший радиус-векторы и допустимые отклонения размеров, углы, определяющие рабочие и нерабочие участки профиля кулачка, положение фиксирующего отверстия и номер таблицы размеров профиля кулачка.

5.9. Допуски на изготовление дисковых кулачков [128]

R, мм, не более	α, °	δR, мм (±)	Точность посадочного отверстия	Δe	Δc	ΔR	$\Delta\alpha$	Метод окончательной обработки рабочей поверхности
				мкм				
20	Св. 45	0,01	H6	—	—		1′	Доводка и шлифование в соответствии с требованиями таблицы размеров
40—80	30—45			2	—		10″	
40	45	0,015		3	10	1	1′	
40	Св. 45				10		10″	
60	45				—		10″	
80	30				—		10″	
40	45	0,020		3	10	5	1′	
40—80	30—60					1	1′	
100	45					1	6″	
40	45	0,03		3	15	5	1′	
60	45					1	1′	
80—100	30—45					1	10″	
40	60	0,04	H7	3	20	10	1′	
60	60				20	5	1′	
80	60				20	1	1′	
100	45				15	1	10″	
60	60	0,05		4	35	10	1′	
80	70				25	5	1′	
100	45				25	1	1′	
100	60				20	1	10″	
100	30	0,04		3	15	—	—	По копиру на точных копировально-фрезерных станках и станках с ЧПУ
60	60	0,07		5	30	10	1′	Доводка и шлифование в соответствии с требованиями таблицы размеров, обработка на копировально-фрезерных станках с ЧПУ, штамповка
80	60					5	1′	
100	60					1	1′	
Св. 100	45					1	10″	
80	60	0,10	H8	10	40	10	1′	Любой
100	60	0,15		15	60	10	1′	
100	60	0,20		20	80	10	2′	

Примечание. Обозначены: δR — допустимое отклонение радиуса-вектора; R — радиус-вектор; α — угол подъема профиля кулачка; Δe — биение оправки; Δc — зазор между оправкой и посадочным отверстием кулачка; ΔR, $\Delta\alpha$ — соответственно цена деления отсчетных устройств при измерении R и α.

Профиль кулачков операционных кулачковых механизмов может быть указан последовательностью размеров R и φ (рис. 5.23, *а*) или в виде таблицы их значений (табл. 5.8).

Требования к точности изготовления кулачка устанавливают в зависимости от назначения поверхности: рабочей поверхности профиля, сопрягаемой по диаметрам D и d (см. табл. 5.7) или свободной. Для сопрягаемых и свободной поверхностей точность указывают так же, как и для аналогичных поверхностей деталей приборов. На посадочные диаметры задают допуск H6, H7, параметр шероховатости $R_a = 1{,}25 \div 2{,}5$ мкм. В отличие от гладких цилиндрических соединений, где допуск назначают в зависи-

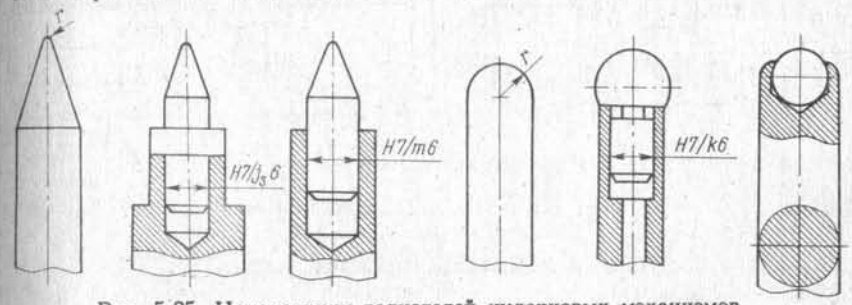


Рис. 5.25. Наконечники толкателей кулачковых механизмов

мости от одного линейного размера (диаметра), допуск на радиус-вектор δR (или δH) задают функцией двух размеров (R, φ или H, L), которая отражает заданную зависимость $y = f(x)$. В настоящее время допуски δR, δH (δ_s — для образующей цилиндрического кулачка) не стандартизованы. Их рекомендуется выбирать в зависимости от вида окончательной обработки по специальным таблицам (табл. 5.9). Для плоских кулачков $\delta H = 0{,}005 \div 0{,}007$ мм, $\Delta H \approx \Delta L = 1$ мкм, где ΔH, ΔL — цена деления отсчетных устройств при измерении перемещения толкателя [128].

Материал для изготовления кулачка выбирают с учетом требований к его износоустойчивости и стоимости изготовления. Применяют стали марок 10, У10А, 4Х13, 40Х, ШХ15 с термообработкой до 50—63 $HRC_э$, стали с повышенной износоустойчивостью 40Х10, 38ХМЮА, 38ХФЮА, твердые бронзы Бр.ОФ10, Бр.АЖ 9-4, высококачественные латуни.

Конструкции толкателей. Выбор конструкции толкателя осуществляют с учетом типа его наконечника и способа замыкания высшей кинематической пары кулачок—ведомое звено. Сферические наконечники (рис. 5.25) используют при силовом замыкании кулачка и толкателя. При этом толкатель, как правило, имеет цилиндрическую форму. Роликовые наконечники (рис. 5.26) применяют в механизмах как с силовым, так и с кинематическим замыканием. Ролик *1* может быть закреплен в толкателе *2* консольно

(рис. 5.26, *а*, *в*) и на двух опорах (рис. 5.26, *б*, *г*), установка ролика на двух опорах обеспечивает бóльшую угловую жесткость конструкции. Относительно пальца *3* ролик может быть установлен на подшипниках скольжения (рис. 5.26, *а*, *б*) и на подшипниках качения (рис. 5.26, *в*, *г*). Во втором случае снижаются потери на трение.

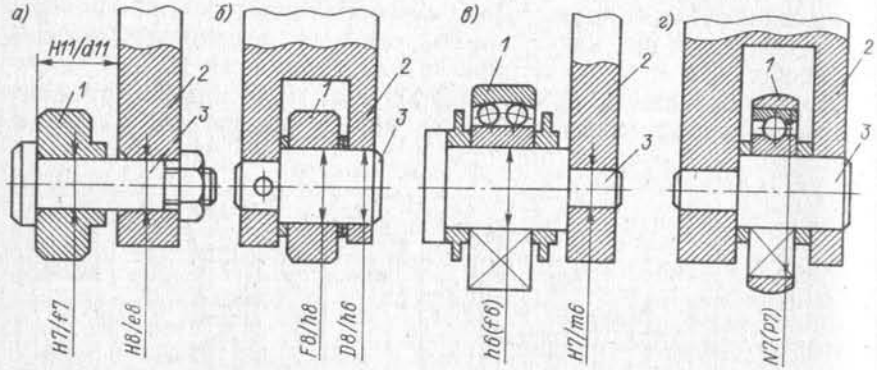


Рис. 5.26. Способы крепления роликов

Типовой способ крепления толкателя *1* и упругого элемента *2* показан на рис. 5.27.

Для изготовления наконечника толкателя применяют стали 20Х, 12ХН3, ЭИ474 с цементацией поверхности наконечника и закаливанием до твердости 56—62 $HRC_э$, при больших нагрузках — стали У8, У10, сталь ШХ15 с термообработкой, сталь 38ХНЮА с термохромированием.

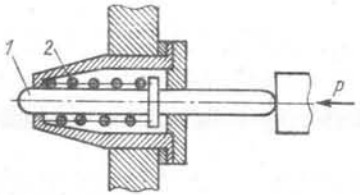


Рис. 5.27. Типовая конструкция крепления толкателя

Примеры использования кулачковых механизмов в приборах. Арретирующее устройство гироскопического прибора [13, 38] включает три операционных кулачковых механизма: плоский кулачок *2* и толкатель *3*, дисковые кулачки *5* и *7* и толкатели *3* и *4* (рис. 5.28, *а*). Арретирование осуществляется в следующей последовательности. Плоский кулачок перемещается в направляющих вдоль оси *С—С* и вызывает линейное смещение толкателей *3* и *4*, оказывающих давление на кулачки *5* и *7* и вызывающих прецессию (поворот) гироскопа относительно осей *АА* и *ВВ*. При определенном положении толкатели *3* и *4* входят в углубления кулачков *5* и *7* и фиксируют положение карданных колец *8* и *9* гироскопа. Замыкание кулачков и толкателей осуществляется с помощью пружин *1* и *6*. В указателе высоты [12, 24] (рис. 5.28, *б*) применен функциональный кулачковый механизм. Он используется в следящей

системе прибора, предназначенной для согласования положения статора *12* индукционного преобразователя угла с положением его ротора *11*. При изменении высоты вследствие изменения ат-

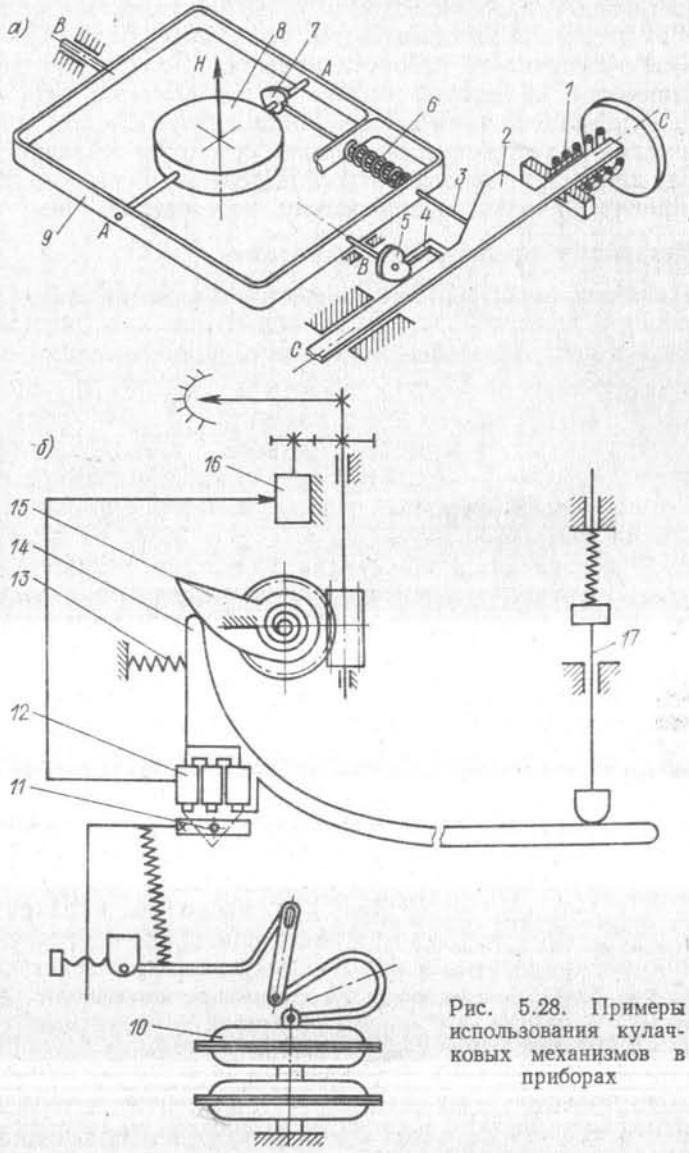


Рис. 5.28. Примеры использования кулачковых механизмов в приборах

мосферного давления происходит смещение подвижного центра блока анероидных коробок *10*. Через рычажный механизм оно сообщается якорю *11* преобразователя угла, соединенного с вы-

ходным звеном механизма. Электрический сигнал рассогласования положений якоря *11* и статора *12* поступает на двигатель *16*, который с помощью зубчатого механизма поворачивает кулачок *15*. Одновременно поворачивается коромысло *14* и соединенный с ним статор *12* преобразователя угла. Согласование положения якоря *11* и статора *12* оказывается возможным благодаря профилированию кулачка по закону изменения атмосферного давления в зависимости от высоты полета и температуры окружающей среды, положенного в основу принципа действия барометрических высотомеров. Кулачковый механизм состоит из кулачка *15*, коромысла *14* и упругого элемента *13*. Предусмотрено устройство *17* регулировки начального положения коромысла.

5.3. Механизмы прерывистого движения

Механизмы прерывистого движения предназначены для преобразования вращательного или колебательного равномерного движения в поступательное движение с периодическими остановками ведомого звена или вращательное, а также для обеспечения нереверсивного вращения в качестве ограничителей движения и предохранительных устройств. В приборостроении применяются механизмы прерывистого движения: храповые, мальтийские, с неполными зубчатыми колесами.

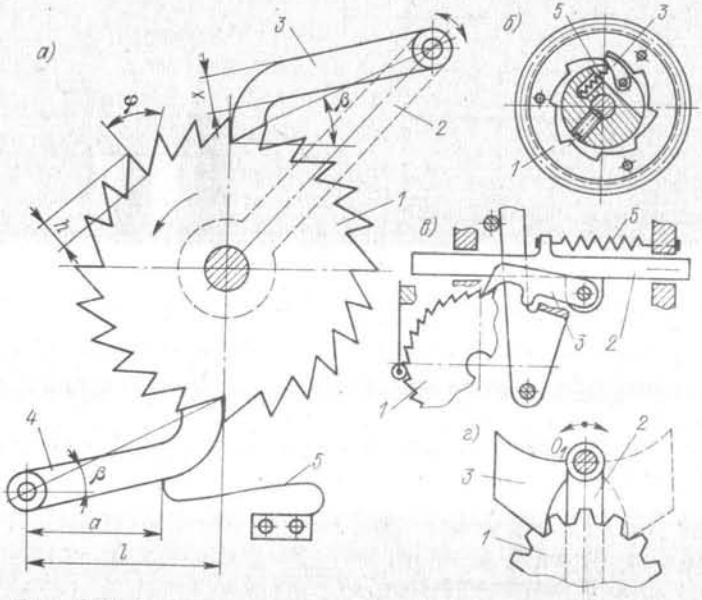


Рис. 5.29. Конструктивные схемы храповых механизмов

Храповые механизмы. Используют в электрических и механических часах, шаговых искателях, реле времени и других устройствах.

Конструкции храповых механизмов. Основные конструктивные схемы храповых механизмов показаны на рис. 5.29. Ведущим звеном храпового механизма, схема которого представлена на рис. 5.29, *а*, является рычаг *2* с установленной на нем ведущей собачкой *3*. Рычаг *2* совершает качательное движение. Ведомое звено — храповое колесо *1* — вращается против часовой стрелки с периодическими остановками. Запирающая собачка *4* препятствует повороту храпового колеса в обратном направлении. Пружина *5* служит для прижатия собачки *4* к колесу *1*.

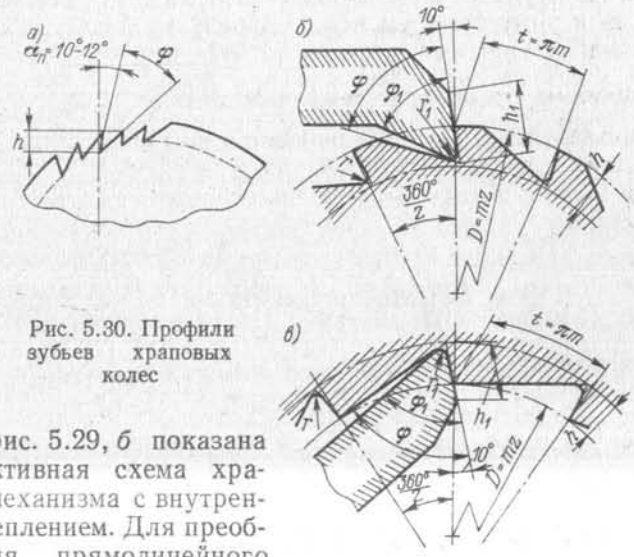


Рис. 5.30. Профили зубьев храповых колес

На рис. 5.29, *б* показана конструктивная схема храпового механизма с внутренним зацеплением. Для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения ведущего рычага *2* в прерывисто-вращательное движение храпового колеса *1* используют механизм, конструктивная схема которого приведена на рис. 5.29, *в*. Применяют храповые колеса с профилями зубьев нормального (рис. 5.29, *а*, 5.30, *а*) и усиленного (рис. 5.30, *б*, *в*) исполнения: без поднутрения (рис. 5.29, *а*) и с поднутрением (рис. 5.30, *а*). Храповые колеса с профилями зубьев без поднутрения применяются для гарантированного полного захода собачки во впадину между зубьями. В реверсивных храповых механизмах (рис. 5.29, *г*) используют храповое колесо с зубьями эвольвентного профиля, а на ведущем рычаге *2* устанавливают перекидную собачку *3*. Конструкции «собачек» показаны на рис. 5.31. Тянущие собачки (рис. 5.31, *в*) работают с меньшим шумом и износом зубьев, чем толкающие (рис. 5.31, *а*, *б*). Собачки к храповому колесу чаще всего прижимаются пружинами или винтами.

Расчет храпового механизма. Для этого механизма определяют размеры храпового колеса и собачки, усилие, необходимое для прижатия собачки к храповому колесу, и точность. В качестве

исходных данных задают вращающий момент на валу храпового колеса, наименьший угол поворота колеса за один ход собачки γ и габаритные размеры узла.

Число зубьев храпового колеса находят из соотношения $z = 360°/\gamma°$. Модуль m определяют из условия ограничения удельных давлений на линии контакта зуба храпового колеса и собачки

$$m \geqslant 2M/zbq, \tag{5.4}$$

а также условия ограничения напряжений изгиба у основания зуба:

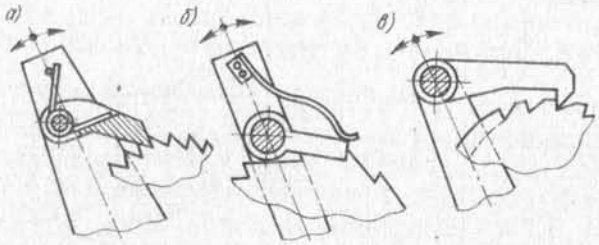


Рис. 5.31. Конструкции собачек

для наружного зацепления

$$m \geqslant 1{,}75\sqrt[3]{\frac{M}{z\psi[\sigma]_и}}; \tag{5.5}$$

для внутреннего зацепления

$$m \geqslant 1{,}1\sqrt[3]{\frac{M}{z\psi[\sigma]_и}}, \tag{5.6}$$

где M — вращающий момент на валу храпового колеса; b — ширина зуба; $\psi = b/m$; q — допускаемое удельное давление на единицу длины зуба; $[\sigma]_и$ — допускаемое напряжение для материала колеса на изгиб. Наибольшее расчетное значение модуля m, вычисленное по формулам (5.4) и (5.5), округляют до ближайшего большего стандартного в соответствии с ГОСТ 9563—60 (табл. 5.10).

Высоту h зуба профиля нормального исполнения определяют по формуле

$$h \approx mz \sin(\pi/z)\cos\alpha\cos(\varphi + \alpha - \pi/z)\sin\varphi,$$

где φ — угол впадины между зубьями; α — угол поднутрения. Обычно $\varphi = 45 \div 60°$, $\alpha = 0$ для зубьев без поднутрения; $\varphi = 55 \div 60°$, $\alpha = 10 \div 12°$ для зубьев с поднутрением. Высота усиленных зубьев приведена в табл. 5.10. Наружный диаметр храпового колеса $D = mz$.

Для повышения прочности контактирующих поверхностей рекомендуется закалить зубья храповых колес токами высокой частоты до 48—50 $HRC_э$, а головку собачки цементировать на

5.10. Основные размеры зубьев храпового колеса для усиленного зацепления (см. рис. 5.30, *б*, *в*)

Основные размеры зуба, мм						Углы, град, для зацепления			
						наружного		внутреннего	
m	t	h	h_1	r	r_1	φ	φ_1	φ	φ_1
0,6 0,8 1,0	1,88 2,51 3,14	0,8 1,0 1,2	3	0,3	0,4	55	50	65	60
1,25 1,5	3,92 4,71	1,5 1,8	4	0,5	0,8	60	55	70	65
2,0 2,5	6,28 7,85	2 2,5	5						

глубину 0,8—1,2 мм и закалить до 50—55 $HRC_э$. Шероховатость поверхности на контактных частях зубьев колеса и головки собачки должна соответствовать $R_a = 2{,}5 \div 0{,}63$ мкм.

Геометрические размеры собачки: поперечное сечение и длину находят из условия ограничения напряжений изгиба в сечении у головки собачки по соотношению

$$\sigma_и = M_и/W + P/F \leqslant [\sigma]_и.$$

Здесь $[\sigma]_и$ — допускаемое напряжение при изгибе собачки; $P = 2M/(mz)$; $M_и = Pl_1$; $W = b_1x^2/6$; $F = b_1x$, где $l_1 = l\sin\beta$; b_1 — ширина собачки, $b_1 = b - 1$; x, l — высота и длина собачки; β — угол установки собачки между рабочей поверхностью и касательной к окружности впадин (рис. 5.29, *а*), $0 \leqslant \beta \leqslant 12°$.

Диаметр d оси собачки равен

$$d = \sqrt[3]{\frac{Mb_2}{0{,}1D[\sigma]_и}},$$

где b_2 — длина оси; D — наружный диаметр храпового колеса.

Усилие Q, необходимое для прижатия собачки к храповому колесу, определяют по формуле

$$Q = 2Ml(0{,}2 - \operatorname{tg}\beta)/(Da),$$

где a — плечо силы Q (см. рис. 5.29, *а*).

Погрешность храпового механизма оценивают ошибкой угла поворота храпового колеса на один зуб:

$$\Delta\alpha = \frac{412h}{D}(\Delta t + \Delta t_\Sigma) + \frac{2h}{D}\Delta\varphi,$$

где Δt — ошибка шага зубьев; Δt_Σ — накопленная ошибка шага на дуге 180° (не должна превышать 0,2 мм); $\Delta\varphi$ — ошибка угла впадин между зубьями храпового колеса.

Мальтийские механизмы. Предназначены для преобразования равномерного вращательного движения ведущего звена в периодические повороты с остановками ведомого звена креста, а также для ограничения угла закручивания спиральных пружин. Механизмы с мальтийским крестом работают плавно, без ударов в начале и конце поворота ведомого звена, вследствие чего их применяют при больших угловых скоростях ведущего звена по сравнению с храповыми механизмами.

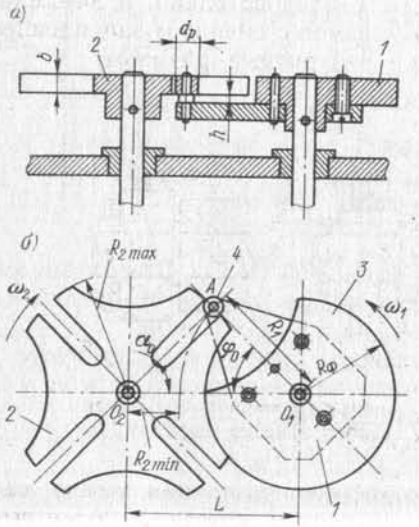


Рис. 5.32. Мальтийский механизм с внешним зацеплением: *а* — конструкция; *б* — расчетная схема

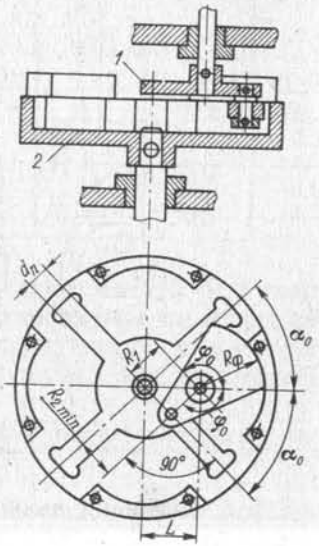


Рис. 5.33. Мальтийский механизм с внутренним зацеплением

Конструкции мальтийских механизмов. Существуют мальтийские механизмы с внешним (рис. 5.32) и внутренним (рис. 5.33) зацеплением зубьев. Ведущим звеном в обоих механизмах является кривошип *1*, а ведомым — крест *2*. Кривошип *1* (рис. 5.32) состоит из диска с вырезом *3* и пальца *4*. Звено *2* (крест) представляет собой диск, снабженный радиальными пазами. При вращении кривошипа *1* палец *4* входит в паз креста и поворачивает его на угол $2\alpha_0 = 2\pi/z$, где z — число пазов креста. При этом угол φ_0 поворота кривошипа, соответствующий повороту креста на угол α_0, определяем соотношением:

при внешнем зацеплении (рис. 5.32)

$$\varphi_0 = \pi/2 - \alpha_0 = 0{,}5\pi\,(z - 2)/z;$$

при внутреннем зацеплении (рис. 5.33)

$$\varphi_0 = \pi/2 + \alpha_0 = 0{,}5\pi\,(z + 2)/z.$$

При выходе пальца из паза крест *2* останавливается и фиксируется секторным замком диска *3*. При угле поворота кривошипа $2\varphi_1 = 2\pi - 2\varphi_0$ крест остается неподвижным. За один полный оборот кривошипа с одним пальцем крест делает $1/z$ оборота и остановку. В механизме с внешним зацеплением кривошип и крест вращаются в противоположных направлениях, с внутренним зацеплением — в одинаковом направлении. Механизмы с внутренним зацеплением являются конструктивно более сложными, однако угловые ускорения креста, а следовательно, и динамические нагрузки меньше, чем у механизмов с внешним зацеплением; кроме того, они имеют меньшие габаритные размеры.

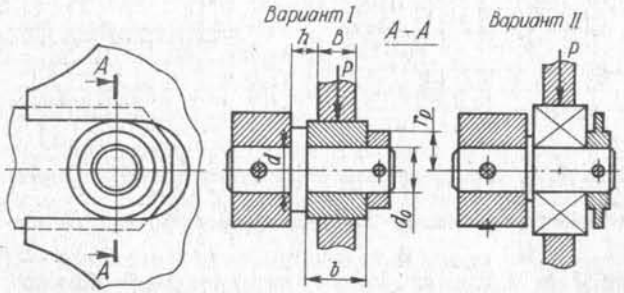


Рис. 5.34. Конструкция пальца кривошипа с трением скольжения (вариант *I*) и трением качения (вариант *II*)

Для обеспечения низкого коэффициента трения между пальцем кривошипа и рабочими поверхностями креста, а также высокой износоустойчивости этих элементов в качестве пальца применяют ролик или стандартный подшипник качения (рис. 5.34). При этом трение скольжения пальца о рабочие поверхности креста заменяется трением качения. Обычный материал креста — сталь 40Х (50 $HRC_э$), пальца — сталь ШХ15 (62 $HRC_э$).

Расчет мальтийских механизмов. Для них определяют кинематические параметры и размеры кривошипа и креста.

Кинематическими параметрами мальтийского механизма являются:

время движения креста $t_д$ и время нахождения его в покое $t_п$ за один поворот кривошипа; для механизма с внешним зацеплением имеем:

$$\mathrm{tg}_д = \frac{1}{2\pi f_1}\,2\varphi_0 = \frac{1}{2\pi f_1}\left(1 - \frac{2}{z}\right);$$

$$t_п = \frac{1}{2\pi f_1}\,2\varphi_1 = \frac{1}{2\pi f_1}\left(1 + \frac{2}{z}\right); \quad t_д + t_п = T = \frac{1}{f_1},$$

где f_1 — частота вращения кривошипа;

коэффициент времени движения механизма $k = t_д/t_п$, для механизма с внешним зацеплением $k = (z - 2)/(z + 2)$, с внутренним зацеплением $k = (z + 2)/(z - 2)$;

наибольшая угловая скорость креста $\omega_{2\,max}$;
наибольшее угловое ускорение креста $\varepsilon_{2\,max}$;
угловые ускорения креста в начальный $\varepsilon_{2\,нач}$ и конечный $\varepsilon_{2\,кон}$ моменты времени движения креста при постоянной угловой скорости движения кривошипа.

Для определения угловых скоростей и ускорений креста определим соотношение между текущими значениями углов поворота

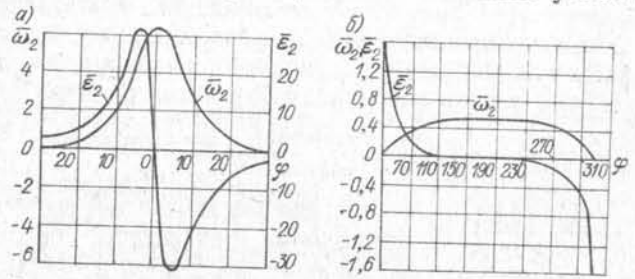


Рис. 5.35. Диаграмма изменения относительной угловой скорости $\bar{\omega}_2$ и углового ускорения $\bar{\varepsilon}_2$ креста: *а* — для внешнего зацепления; *б* — для внутреннего зацепления

кривошипа *1* φ и креста *2* α в произвольный момент времени:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\lambda \sin \varphi}{1 \mp \lambda \cos \varphi},$$

где $\lambda = \sin(\pi/z) = \sin \alpha_0$. Знак «минус» относится к внешнему зацеплению, знак «плюс» — к внутреннему. При этом угловые скорость и ускорение креста находят по формулам:

$$\omega_2 = \omega_1 (\lambda \cos \varphi \mp \lambda)/\Delta; \quad \varepsilon_2 = -\omega_1^2 \lambda (1 - \lambda^2) \sin \varphi / \Delta^2;$$
$$\Delta = 1 \mp 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2. \qquad (5.7)$$

На рис. 5.35 в качестве примера приведены диаграммы $\bar{\omega}_2 = \omega_2/\omega_1 = f(\varphi)$ и $\bar{\varepsilon}_2 = \varepsilon_2/\omega_1^2 = f(\varphi)$ для механизмов с внешним и внутренним зацеплением при $z = 4$.

Максимальная угловая скорость креста при $\varphi = 0$

$$\omega_{2\,max} = \omega_1 \frac{\sin \alpha_0}{1 \mp \sin \alpha_0}.$$

Угловые ускорения креста в начальный и конечный моменты его движения в механизмах с внешним зацеплением равны:

$$\varepsilon_{2\,нач} = \omega_1^2 \operatorname{tg} \alpha_0; \quad \varepsilon_{2\,кон} = -\omega_1^2 \operatorname{tg} \alpha_0.$$

Исходными данными для расчета *геометрических размеров* элементов мальтийского механизма являются: межосевое расстояние L (мм), число пазов креста z, статический момент (нагрузка) на валу креста $M_{2\,ст}$ (Н·мм), момент инерции масс звеньев, связанных с этим валом, приведенный к валу креста J_2 (Н·мм·с^2).

Радиус (длина) кривошипа равен $R_1 = L \sin \pi/z$. Радиусы креста механизма с внешним зацеплением:

$$R_{2min} = L - R_1; \quad R_{2max} = L \cos \pi/z;$$

с внутренним зацеплением:

$$R_{2min} = L \cos \pi/z; \quad R_{2max} = L + R_1.$$

Ширину $d_п$ и длину l пазов креста находят по формулам:

$$d_п = (0{,}2 \div 0{,}4)\, R_1; \quad L = R_{2max} - R_{2min} + 0{,}5 d_п.$$

Угол выреза секторного замка на диске кривошипа (рис. 5.32, 5.33) определяют из соотношения $\beta = 2\varphi_1 + (1° \div 15°)$. Диаметр вала креста

$$d < L(1 - \sin \pi/z) - d_р,$$

где $d_р$ — диаметр ролика, $d_р = 0{,}2 \div 0{,}4 R_1$.

Диаметр оси ролика пальца кривошипа (рис. 5.34) $d_0 = (0{,}5 \div 0{,}65)\, d_р$ проверяют на допускаемые удельные давления между поверхностями трения оси и ролика пальца кривошипа по формуле

$$p = P_{max}/(b d_0) \leqslant [p].$$

Здесь $[p]$ — допускаемое удельное давление; P_{max} — наибольшая сила, действующая на ось ролика пальца кривошипа при положении ее на линии центров O_1O_2 (рис. 5.32, 5.33);

$$P_{max} = \frac{i_{21max}}{\eta_{12} R_1} (M_{2ст} + J_2 \varepsilon_{2max}),$$

где η_{12} — коэффициент полезного действия мальтийского механизма, $\eta_{12} = 0{,}75 \div 0{,}85$; i_{21max}, ε_{2max} — максимальные значения передаточного отношения мальтийского механизма и углового ускорения креста, определяемые по формулам (5.7), b — ширина ролика.

Длину линии контакта B ролика с рабочими поверхностями пазов креста (рис. 5.34) проверяют на допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ по формуле

$$\sigma_к = 0{,}418 \sqrt{\frac{2 P_{max} E_{пр}}{B d_р}} \leqslant [\sigma]_к.$$

Диаметр оси у основания пальца кривошипа (рис. 5.35) определяют из условия прочности оси на изгиб:

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{P_{max}(h + 0{,}5B)}{0{,}1\,[\sigma]_и}},$$

где $[\sigma]_и$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала оси (для закаленных сталей марок 50Х и 40Х $[\sigma]_и = 80 \div 100$ МПа).

Ошибку положения мальтийского креста вследствие неточности изготовления мальтийского механизма находят, используя выражение:

$$\Delta\alpha = \frac{L \sin \varphi}{c} \Delta R_1 + \frac{R_1 \sin \varphi}{c} \Delta L + \frac{R_1 (R_1 - L \cos \varphi)}{c} \Delta\varphi + \frac{\Delta s}{R_1 - L},$$

где $c = L^2 - 2R_1 L\cos\varphi + R_1^2$; ΔR_1 — ошибка в длине кривошипа; $\Delta\varphi$ — неточность межосевого расстояния; ΔL — неточность начального углового положения кривошипа; ΔS — отклонение паза мальтийского креста от плоской формы.

Зубчатые механизмы прерывистого движения. Используются в счетчиках цифровых приборов, навигационных приборах, ограничителях движения. В машинах-автоматах они применяются в качестве привода исполнительных устройств механизмов деления, прерывистой подачи транспортера и т. п.

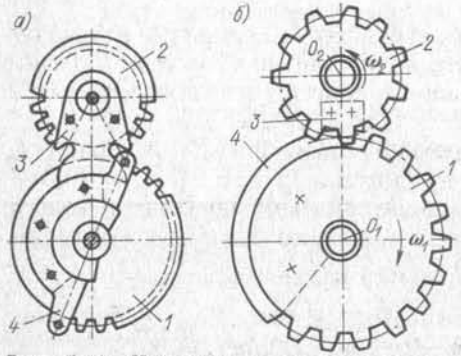


Рис. 5.36. Конструкция зубчатых механизмов прерывистого вращательного движения

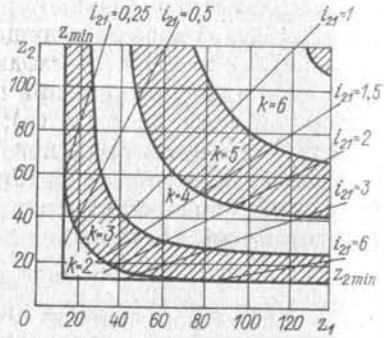


Рис. 5.37. Номограмма для определения коэффициента k для некорригированных передач

Конструкции механизмов. Простейший зубчатый механизм прерывистого вращательного движения (рис. 5.36) состоит из ведущего неполнозубого колеса *1* эвольвентного профиля и ведомого полнозубого колеса *2*. По сравнению с мальтийскими механизмами зубчатые имеют большую нагрузочную способность и более широкие возможности выбора цикловых характеристик (соотношения времени движения и покоя, углов поворота ведущего и ведомого колес). Недостатком зубчатых механизмов прерывистого движения является наличие соударения зубчатых колес в начале и конце движения ведомого колеса.

Для фиксации ведомого колеса в состоянии покоя и смягчения удара его о ведущее колесо в момент входа и выхода его из зацепления в конструкции механизма предусматриваются специальные фиксирующие устройства. В конструкции зубчатого механизма, представленной на рис. 5.36, *б*, такими устройствами служат запирающие дуги *4* и *3*, установленные на ведущем и ведомом колесе соответственно.

В механизме, представленном на рис. 5.36, *а*, ведущее звено *1* снабжено сектором с двумя цевками *4*, а ведомое *2* — планкой *3* для устранения удара ведомого колеса *2* с ведущим *1* в начале и конце его движения, а также для фиксации ведомого колеса *2* в состоянии покоя.

Расчет зубчатых механизмов прерывистого движения. Расчет этих механизмов включает определение модуля зацепления, геометрических размеров колес и цикловых характеристик механизма. Расчет модуля зацепления и геометрических размеров прямозубых зубчатых колес эвольвентного профиля производят по методике, приведенной в гл. 6.

Важнейшими цикловыми характеристиками механизма с неполнозубыми зубчатыми колесами являются:

угол φ_2 поворота ведомого колеса полнозубого колеса *2* при одном цикле его движения;

угол φ_1 поворота ведущего зубчатого сектора *1* в течение промежутка времени от входа его в зацепление с колесом *2* до выхода его из зацепления (при повороте колеса *1* на угол φ_1 колесо *2* поворачивается на угол φ_2);

отношение промежутков времени движения $t_д$ и покоя $t_п$ колеса *2* $k = t_д/t_п = \varphi_1/(2\pi - \varphi_1)$.

Углы поворота ведущего φ_1 и ведомого φ_2 колес определяют по формулам [82]:

$$\varphi_1 = (\psi_1 + \beta_1) + 2\pi\,(z_н + 1)/z_1;$$

$$\varphi_2 = 2\pi\,(z_н + k - 1)/z_2;$$

$$\psi_1 = \arcsin\,(0{,}5d_{a2}\sin\psi_2/R);\quad \psi_2 = 2\pi k/z_2 - \beta_2;$$

$$R = 0{,}25d_{a2}^2 + L^2 - d_{a2}L\cos\psi_2;$$

$$\beta_n = \arccos\left\{\frac{L^2 + 0{,}25\left[d_{a1}^2 + (-1)^n d_{a2}^2\right]}{d_{an}L}\right\},\quad n = 1,\ 2,$$

где k — безразмерный коэффициент, являющийся целой частью дроби $\beta_2 z_2/\pi$ (номограмма для определения коэффициента k приведена на рис. 5.37); $z_н$ — число зубьев на ведущем зубчатом секторе *1*; z_1 — число зубьев, которые размещаются на ведущем зубчатом колесе *1*, если оно является полнозубым, $z_1 = d_{a1}/(m + 2)$; m — модуль зацепления; z_2 — число зубьев ведомого полного колеса *2*; d_{a1}, d_{a2} — диаметры окружностей выступов ведущего и ведомого колес; L — межцентровое расстояние.

Глава 6

ЗУБЧАТЫЕ И ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Термины, определения и обозначения в п. 6.1—6.5 и 6.7 данной главы соответствуют ГОСТ 16530—83 «Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения» и ГОСТ 16531—83 «Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения». Ниже приведены основные условные обозначения, использованные в указанных параграфах главы, и изложены принципы образования сложных обозначений.

Индексы

1 — относится к шестерне, червяку; 2 — к колесу, червячному колесу; 0 — к зуборезному инструменту; a — к поверхности или окружности вершин и головке зуба; b — относится к основной поверхности (окружности); e — к внешнему торцу конического зубчатого колеса; f — к поверхности или окружности впадин и ножке зуба; l — к граничным точкам профиля; i — к внутреннему торцу конического зубчатого колеса; m — к среднему торцовому сечению зубьев конического зубчатого колеса; n — к нормальному сечению; t — к торцовому сечению; w — к начальной поверхности, начальной окружности или к общему случаю передачи; x — к осевому сечению.

Примечание. Если параметр относится к делительной поверхности или делительной окружности, индекс не ставится. Установлен следующий порядок подстановки сложных индексов: на первом месте индексы n, t, x, на втором — y, w, a, на третьем — e, i, m для конических передач, на четвертом 1, 2, 0.

Если какие-либо индексы пропускаются, то оставшиеся перемещаются. Если параметр относится к зубчатому колесу, то индексы 1 или 2 опускаются, но в случае, когда рассматривается станочное зацепление, проставляются два индекса: инструмента и соответствующего зубчатого колеса (например, угол станочного зацепления при нарезании шестерни обозначается α_{w01}).

В случае, исключающем возникновение недоразумений, допускается опускать некоторые индексы. Так, для прямозубых зубчатых колес исключаются индексы t и n.

Верхний индекс * обозначает коэффициент, характеризующий соответствующий параметр. Верхняя черта означает, что данный параметр характеризует размер зубьев по хорде или расстояние до измеряемой хорды.

Обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач

a — делительное межосевое расстояние; a_w — межосевое расстояние; a'_R — условный расчетный монтажный размер; b — ширина зубчатого венца, длина нарезанной части червяка; b_w — рабочая ширина зубчатого венца; c — радиальный зазор у впадины зубчатого колеса, червяка; d — делительный размер, диаметр любой соосной окружности (с использованием соответствующих нижних индексов); d_b — основной диаметр эвольвентного зубчатого колеса, червяка; d_D — диаметр концентрической окружности колеса, проходящей через центр ролика; d'_{ae} — внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромки; d_c — диаметр окружности центров; d_g — диаметр отверстий облегчения; D — диаметр ролика; D_1 — диаметр выточек; e — делительная ширина впадины, ширина впадины по любой из соосных окружностей, которые обозначаются соответствующим индексом; h — высота зуба; h_w — глубина захода зубьев в паре исходных контуров; H — расстояние между базовой опорной поверхностью рейки и рабочей опорной поверхностью рейки; H_{a2} — высота заготовки рейки; H_2 — расстояние между базовой опорной поверхностью рейки и делительной плоскостью рейки; H_w — межосевое расстояние реечной передачи; i — передаточное отношение; $f^{(3)}$ — коэффициент трения в зацеплении; j_n — боковой зазор; L — наибольшее перемещение (длина) рейки; L_0 — линейное перемещение рейки за один оборот; l_{w_0} — ширина впадины рейки по начальной прямой; $l_{\text{вых}}$ — перебег резца при выходе; l'_x — длина остающейся части цилиндрической поверхности заготовки; m — расчетный модуль зубчатого колеса; M — размер по роликам, шарикам; $M_{\text{пр}}$ — размер по роликам прямозубого колеса с тем же числом зубьев; M_2 — размер по роликам рейки; n_ω — число сателлитов; p — расчетный шаг зубьев; q — коэффициент диаметра червяка; r — радиус делительной окружности, радиус любой соосной окружности (с использованием соответствующих нижних индексов); R_2 — радиус расположения отверстий облегчения; R_a — среднеарифметическое отклонение профиля; R — среднее конусное расстояние; R_w — начальное конусное расстояние; s — толщина зуба; s_t — делительная окружная толщина зубьев; u — передаточное

число; v_p — скорость поступательного движения рейки; v_0 — скорость движения исходной производящей рейки в направлении ее делительной прямой; v_N — относительная скорость по касательной к профилям; W — длина общей нормали зубчатого колеса; ω — угловая скорость; x — коэффициент смещения; x_Σ — коэффициент суммы смещений; y — коэффициент воспринимаемого смещения; z — число зубьев зубчатого колеса; z_0 — фиктивное число зубьев образующей окружности колес; z_n — число зубьев в длине общей нормали; z_c — число зубьев теоретического исходного плоского зубчатого колеса; α — угол профиля зуба рейки; α_b — угол основного профиля витка червяка; α_w — угол зацепления; β — угол наклона линии зуба рейки или плоского колеса, угол модификации; γ — угол подъема винтовой линии, делительный угол подъема линии витка; δ — угол делительного конуса; Δ — поправка; Δl — погрешность при наибольшем перемещении рейки; Δc — смещение окружности центров; Δy — коэффициент уравнительного смещения; ε — коэффициент перекрытия; ε_α — коэффициент осевого перекрытия; ε_β — коэффициент торцового перекрытия; η — половина угловой ширины впадины зубчатого колеса; θ_a — угол головки зуба конического зубчатого колеса; θ_f — угол ножки зуба; ν — угол развернутости эвольвенты; ρ_a — радиус кривизны профиля головки зуба; ρ_{k0} — радиус кривизны линии притупления продольной кромки зуба исходного производящего контура; ρ_f — радиус переходной кривой; φ — угол поворота; ψ — половина угловой толщины зуба, половина делительной угловой толщины зуба; μ — коэффициент трения скольжения рабочих поверхностей зубьев; τ — угловой шаг; Σ — межосевой угол; λ — вспомогательная величина.

Обозначения к расчету зубчатых передач. Прочие обозначения.

$M_{\text{н}}$ — момент нагрузки; $M_{\text{с}}$ — момент сопротивления; $M_{\text{пр}}$ — момент заводки пружины; $P_{\text{пр}}$ — усилие пружины.

6.1. Особенности зубчатых колес и передач приборов

В приборостроении параметры зубчатых передач определяются чаще всего не требованиями, предъявляемыми к прочности их элементов, а кинематическими, конструктивными, технологическими и рядом других требований, например к точности передачи движения. Лишь в отдельных случаях производят расчет элементов зубчатой передачи на прочность. Как правило, такой расчет является проверочным.

Особенностями зубчатых механизмов приборов являются: мелкомодульные передачи с $m < 1$ мм; большие передаточные отношения (до 15 в одной паре зубчатых колес); соизмеримость погрешностей изготовления мелкомодульных колес с размерами колес, что вызывает необходимость учета погрешностей уже на стадии геометрического расчета; передачи с увеличенными боковыми и радиальными зазорами между зубьями; малые диаметры посадочных поверхностей по сравнению с диаметрами делительных поверхностей.

К зубчатым передачам, работающим с реверсированием вращения, дополнительно предъявляется требование уменьшения мертвого хода. Уменьшение времени реверсирования связано с минимизацией моментов инерции зубчатых колес, т. е. облегчением конструкции колес.

Во многих случаях обязательным является требование долговечности работы. Срок службы колес приборов доходит сейчас до 50 000 ч, как правило, при одноразовой смазке. Это накладывает требование устойчивости элементов зубчатых колес против износа. При этом во избежание потери точности, уменьшения КПД, возникновения добавочных динамических нагрузок требуется обеспечение устойчивых форм износа [57, 140].

Минимальных потерь на трение достигают как путем выбора соответствующего вида зацепления (наименьшие потери на трение характерны для циклоидального и некоторых особых видов зацепления), так и путем тщательной обработки рабочих поверхностей зубьев (параметр шероховатости $R_a = 1{,}25 \div 0{,}63$ мкм).

Выбором соответствующих материалов и покрытий обеспечивается устойчивость элементов передач против коррозии.

Необходимо отметить, что технология обработки зубчатых венцов колес в приборостроении является значительно более простой, чем в машиностроении. Так, мелкомодульные цилиндрические прямозубые эвольвентные колеса даже столь высоких степеней точности, как 5-я и 4-я, можно получить непосредственно зубофрезерованием.

Для изготовления цилиндрических и конических зубчатых колес, реек используют конструкционные стали 15, 20, 35, 45, 50, легированные стали 15Х, 20Х, 20ХГ, 12ХН3А, 40Х, 40ХН, 30ХГСН, 37ХН3А, 38ХНЮА; для изготовления трибов — стали У7АВ, УВА, У10А, либо для повышения коррозионной стойкости — коррозионно-стойкие стали 1Х13, 1Х18Н3Т. Червяки при твердости рабочих поверхностей 45—55 $HRC_э$ производят из инструментальных углеродистых сталей У8А и У10А. При повышенных требованиях к износостойкости червяки изготавливают из легированных сталей 12ХН3А, 20ХН3А, 20ХН4А, 18ХНВА. Для передач, работающих в условиях высокой влажности при изменениях температуры в широком диапазоне, применяют червяки из коррозионно-стойких сталей ЭП-378, 9Х18.

Из сплавов цветных металлов для изготовления зубчатых колес широко используют латуни марок Л59С1, Л63С31; алюминиевые сплавы, например В95Т1; бронзы БрО6,5Ф1,5, БрО10Ф1, БрА10 — для ведомых колес износостойких скоростных передач и бронзы БрА9Ж4, БрА9Мц2 — для износостойких передач при незначительных окружных скоростях. Бронзы БрО10Ф1, БрО6Ц6С3, БрА9Ж4, БрА10Ж4Н4Л, БрА9Мц2 применяют для изготовления червячных колес.

В приборостроении для изготовления зубчатых колес всех видов широко используют неметаллические материалы. Эти материалы могут быть термореактивные и термопластичные. Термореактивные при нагреве необратимо переходят в твердое неплавкое состояние.

Из термореактивных материалов следует отметить текстолиты, древесно-слоистые пластики на синтетических смолах

(ДСП), волокниты и стеклопластики. Термопластичные материалы при нагреве переходят в вязкотягучее состояние, причем этот процесс обратим. К ним относятся конструкционные полиамиды, например капрон, поликапромид П-68, АК-7, полиуретаны, полиформальдегиды, поликарбонаты, полипропилены, полиэтилены, фторопласты.

В зубчатой передаче не рекомендуется шестерню и колесо изготавливать из слоистых пластиков. Наилучшее соотношение: шестерня — из металла, колесо — из неметаллического материала.

Для изготовления зубчатых колес скоростных передач используются стали 40Х, 12ХН3А, 38ХМЮА, ШХ15 при твердости рабочих поверхностей зубьев выше 40 $HRC_э$; при этом твердость шестерни должна быть выше твердости колеса. Для уменьшения шума в таких передачах ведущее колесо изготавливают из стали, ведомое — из неметаллических материалов.

Для изготовления малоинерционных зубчатых колес применяют алюминиевый сплав В95Т1 с твердым анодированием. Низкая твердость материала не позволяет добиться стабильности размеров при обработке, и поэтому степень точности зубчатых колес из этого материала не выше 7-й. При высоких требованиях к износостойкости в зубчатых передачах применяют колеса из различных материалов.

При сочетании стали с латунью, стали с бронзой и некоторых других уменьшаются потери на трение, а следовательно, и износ рабочих поверхностей зубьев.

Использование многих материалов для изготовления точных зубчатых и червячных колес ограничено трудностью получения достаточно малой шероховатости рабочих поверхностей зубьев ($R_a \leqslant 1{,}25$ мкм при 6—3-й степенях точности). Например, для стали 35 минимальная шероховатость, получаемая при зубофрезеровании $R_a = 2{,}5$ мкм. Такая же минимальная шероховатость рабочих поверхностей зубьев у колес из текстолита и полиамидных смол. Поэтому такие материалы применяют для изготовления колес не выше 7-й степени точности. Коррозионно-стойкие стали 25Х13Н2, 4Х18Н2М, 14Х17Н2 после термообработки до твердости 24—48 $HRC_э$ (закалка и высокий отпуск) позволяют получить шероховатость $R_a = 1{,}25$ мкм. Такие стали применяют для изготовления зубчатых колес 6—4-й степеней точности, а также при повышенных требованиях к коррозионной стойкости. Для работы в агрессивных средах пригодны зубчатые колеса из стеклопластиков.

В некоторых случаях, когда работоспособность передачи определяется износом при отсутствии или недостатке смазочного материала, на металлические колеса наносят специальные антифрикционные и защитные покрытия. Они могут быть на основе фторопластов — лак ФБФ-74Д, лак 42, суспензия фторопласта Ф-4Д и другие [56].

6.2. Цилиндрические и реечные передачи

Теоретический и производящий исходные контуры. *Теоретическим исходным контуром*, или *исходным контуром*, называется *реечный контур*, принятый в качестве базового для определения теоретических форм и размеров зубьев семейства зубчатых колес. При этом в зацепление могут входить любые два колеса семейства.

Параметры исходного контура стандартизованы. На рис. 6.1 изображены теоретический и производящий исходные контуры по ГОСТ 13755—81 (для зубчатых колес с модулем $m \geqslant 1$ мм) и ГОСТ 9587—81* (для зубчатых колес с модулем $0{,}1 \leqslant m \leqslant 1$ мм).

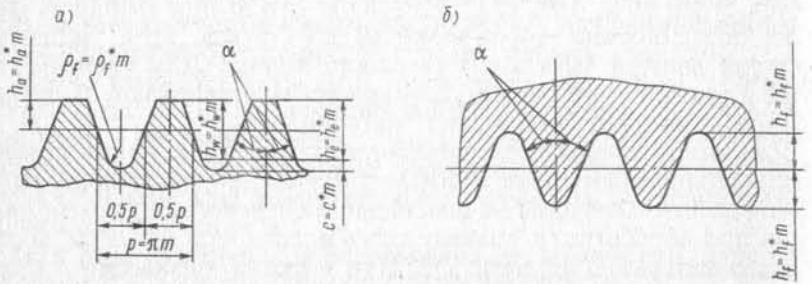


Рис. 6.1. Исходный контур: *а* — теоретический; *б* — производящий

Небольшие отличия в описываемых этими стандартами исходных контурах показаны в табл. 6.1. Исходный контур является прямобочным реечным контуром с равномерно чередующимися симметричными зубьями и впадинами трапециевидной формы. Указанные стандарты распространяются на эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи с прямозубыми и косозубыми колесами, а также на конические передачи с прямозубыми зубчатыми колесами и устанавливают нормальный номинальный исходный контур зубчатых колес. Шаг зубьев выражается через основной параметр зубчатого зацепления — модуль m: $p = \pi m$. Модуль измеряется в миллиметрах. Его значения регламентированы ГОСТ 9563—60* (СТ СЭВ 310—76), который устанавливает значения нормальных модулей для цилиндрических колес и внешних окружных делительных модулей для конических колес с прямыми зубьями. Значения модулей первого ряда стандарта: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1. В долях модуля задаются все линейные размеры контура: высота делительной головки $h_a = h_a^* m$, высота делительной ножки $h_f = h_f^* m$, радиус переходной кривой $\rho_f = \rho_f^* m$ и т. д.

Исходный производящий контур заполняет впадины исходного контура, как отливка заполняет форму. Необходимо отметить, что производящий исходный контур в общем случае может не совпадать с исходным [1, 22, 23].

Для улучшения работоспособности тяжелонагруженных и высокоскоростных цилиндрических передач внешнего зацепления

6.1. Значение параметров исходного контура

Параметр	$m \geqslant 1$	$0{,}1 \leqslant m < 1$
Угол главного профиля	$\alpha = 20°$	$\alpha = 20°$
Коэффициент высоты головки	$h_a^* = 1$	$h_a^* = 1{,}0$ или $h_a^* = 1{,}1$
Коэффициент высоты ножки	$h_f^* = 1{,}25$	$h_f^* = h_a^* + c^*$
Коэффициент граничной высоты	$h_l^* = 2$	$h_l^* = 2h_a^*$ (допускается $h_l^* = 2{,}1h_a^*$ при $h_a^* = 1{,}0$)
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f^* = 0{,}38$	$\rho_f^* = \dfrac{2h_a^* + c^* - h_l^*}{1 - \sin\alpha}$
Коэффициент глубины захода зубьев в паре исходных контуров	$h_w^* = 2$	$h_w^* = 2h_a^*$
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	$c^* = 0{,}25$ *	$c^* = 0{,}25 \div 0{,}40$

Примечания: 1. Радиус кривизны линии притупления продольной кромки зуба исходного производящего контура ρ_{k0} равен радиусу кривизны переходной кривой исходного контура ρ_f, соответственно $\rho_{k0}^* = \rho_f^*$. 2. В таблице указаны наименьшие значения h_f^*, соответствующие наибольшим допустимым значениям $\rho_{k0} = \rho_f$. При $\rho_{k0} = \rho_f = 0$, что согласуется с практикой изготовления червячных фрез, $h_l^* = h_a^* + h_f^*$.

* Допускается увеличение до 0,35 при обработке зубчатых колес долбяками и шеверами и до 0,4 при обработке под зубошлифование.

ГОСТ 13755—81 рекомендует применять исходный контур с модификацией профиля головки зуба и устанавливает параметры модификации.

Как ГОСТ 13755—81, так и ГОСТ 9587—81* допускают применение исходных контуров, отличающихся от приведенных в указанных стандартах. Параметры таких контуров должны устанавливаться отраслевыми стандартами.

Расчет геометрических параметров и размеров косозубой передачи. Косозубое цилиндрическое колесо нарезается рейкой, линии зубьев которой составляют с осью нарезаемого колеса угол β. При таком расположении зубьев их шаг можно измерить в трех плоских сечениях рейки: *в нормальном — нормальный шаг* p_n; *в торцовом — торцовый шаг* p_t *и в осевом — осевой шаг* p_x. Контур зубчатой рейки в нормальном сечении является исходным производящим контуром, и его размеры зависят от расчетного модуля m:

$$p_n = p = \pi m;$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta} = \frac{\pi m}{\cos\beta} = \pi m_t; \qquad p_x = \frac{p_n}{\sin\beta} = \frac{\pi m}{\sin\beta} = \pi m_x.$$

Сопоставляя три последние формулы, определим *торцовый модуль* $m_t = m/\cos\beta$ и *осевой модуль* $m_x = m/\sin\beta$.

Для расчета геометрии косозубых зубчатых колес важно знать параметры *торцового контура* косозубой рейки, поскольку именно этот контур профилирует плоскую эвольвенту зубчатого колеса. Толщина зуба и ширина впадины рейки в ее делительной плоскости равны друг другу, причем в торцовом сечении

$$s_{t_0} = e_{t_0} = \frac{\pi m}{2\cos\beta}.$$

Угол профиля торцового сечения α_t находят из выражения $\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta$, а коэффициент смещения x_t определяют из равенства смещений нормального и торцового контуров $x_t = x\cos\beta$.

Формулы расчета косозубой передачи аналогичны формулам расчета прямозубой с учетом торцового модуля m_t, торцового угла профиля α_t и торцового коэффициента смещения x_t. При вычислении размеров зубьев по высоте используют расчетный модуль m, так как высотные размеры рейки одинаковы во всех сечениях.

Косозубую передачу рассчитывают по следующим формулам:

$$\left.\begin{aligned}
r_t &= mz_t/\cos\beta;\\
r_{bt} &= r_t\cos\alpha_t;\\
S_{tt} &= \frac{m}{\cos\beta}\left(\frac{\pi}{2} + 2x_t\operatorname{tg}\alpha\right);\\
e_{tt} &= \frac{m}{\cos\beta}\left(\frac{\pi}{2} - 2x_t\operatorname{tg}\alpha\right);\\
h_{ft} &= m(h_a^* + c^* - x_t);\\
r_{ft} &= r_t - m(h_a^* + c^* - x_t);\\
a_w &= a\,\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}};\\
a &= \frac{m(z_1+z_2)}{2\cos\beta};\\
\operatorname{inv}\alpha_{tw} &= \operatorname{inv}\alpha_t + \frac{2(x_1+x_2)}{z_1+z_2}\operatorname{tg}\alpha;\\
ym &= a_w - a;\\
\Delta y &= x_\Sigma - y;\\
h_{at} &= m(h_a^* + x_t - \Delta y);\\
r_{at} &= r_t + m(h_a^* + x_t - \Delta y).
\end{aligned}\right\} \qquad (6.1)$$

Приведенные формулы являются общими. Для расчета прямозубой передачи достаточно принять $\beta = 0$.

Определение смещения исходного контура. Различают два вида смещений исходного контура.

1. Смещение исходного контура xm, применяемое для устранения подрезания, получения заданного межосевого расстояния или для улучшения качественных характеристик зацепления. Значение этого смещения вносится в таблицу параметров зубчатого венца через коэффициент смещения x, который входит в формулы для расчета номинального значения межосевого расстояния при $x_\Sigma \neq 0$, уравнительного смещения и т. п.

2. Наименьшее дополнительное смещение исходного производящего контура E'_{HS}, применяемое для обеспечения гарантированного бокового зазора между зубьями. Значения этого смещения вносится в таблицу параметров зубчатого венца косвенно, через наименьшее отклонение размера по роликам или средней длины общей нормали.

Допуск на оба вида смещения, т. е. допуск на расстояние между делительной прямой производящей рейки и технологической осью колеса, устанавливают в виде допуска на размер по роликам или среднюю длину общей нормали.

При рассчете наименьшего числа зубьев z_{min}, свободного от подрезания, наименьшего смещения исходного контура x_{min}, исключающего подрезание зубьев, наименьшего предельного диаметра впадин и наибольшего предельного диаметра граничных точек профиля зубьев учитывают сумму верхнего дополнительного смещения исходного производящего контура E'_{HS} и допуска на дополнительное смещение исходного производящего контура T'_H. В мелкомодульных передачах эта сумма соизмерима с xm и ею нельзя пренебречь [74]. Сумму E'_{HS} и T'_H определяют по формуле

$$E'_{HS} + T'_H = |E_{HS}| - T_H + 0{,}35F_r, \qquad (6.2)$$

где F_r — допуск на радиальное биение.

Величины E_{HS} и T_H установлены ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81, причем заданы относительно рабочей оси зубчатого колеса в передаче и потому при переходе к технологической оси необходимо включать F_r. Из (6.2) ясно, что приступая к геометрическому расчету передачи необходимо предварительно задаться ее степенью точности.

Коэффициент суммы смещений x_Σ, обеспечивающий получение номинального межосевого расстояния, отличающегося от делительного, определяют из выражения

$$x_\Sigma = \frac{(z_1+z_2)(\operatorname{inv}\alpha_{tw} - \operatorname{inv}\alpha_t)}{2\operatorname{tg}\alpha}.$$

Изменение межосевого расстояния за счет x_Σ обычно производят у прямозубых передач. У косозубых передач при $a_w > a$ изменение межосевого расстояния может выполняться при $x_\Sigma = 0$ за счет делительного угла наклона β.

Косозубую передачу целесообразно применять при точности колес не выше 6-й степени [74].

Разбивку коэффициента суммы смещений исходного контура $x_\Sigma = x_1 + x_2$ на составляющие x_1 и x_2 следует производить, не допуская подрезания и заострения зубьев, т. е. $x_1 \geqslant x_{\min}$, $S_{nat} \geqslant S_{na\,\min}$.

Подрезанию зубьев способствует отрицательное смещение, заострению — положительное. Поэтому при небольших по абсолютной величине значениях x_Σ смещение задают на одном колесе передачи, что позволяет применять в качестве парного унифицированное колесо. Положительное смещение целесообразно за-

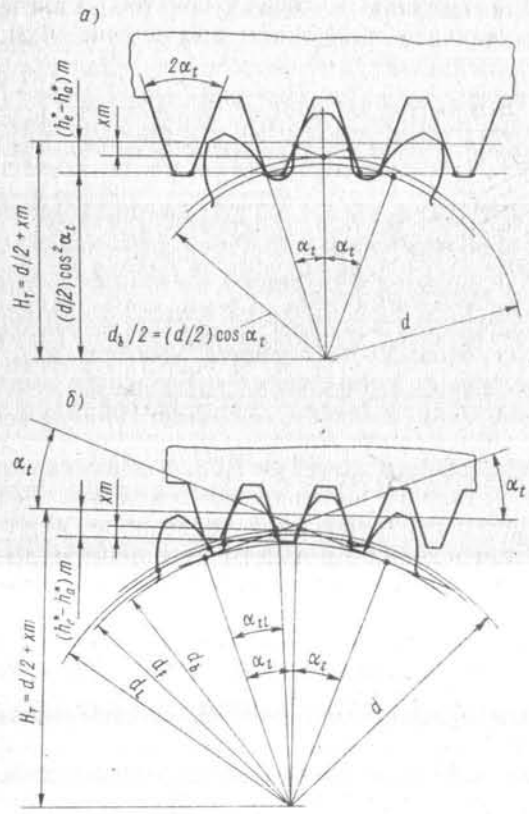


Рис. 6.2. Положение исходной производящей рейки относительно обрабатываемого зубчатого колеса: $а$ — $d_t = d_b$; $б$ — $d_t \neq d_b$

6.2. Наименьшее число зубьев $z_{\min}$ цилиндрического колеса в зависимости от делительного угла наклона β

β, °	$h_f^* = 1{,}25$	$h_f^* = 1{,}35$
До 4	22	23
Св. 4 до 10	21	23
» 4 » 12	21	22
» 12 » 14	20	22
» 14 » 16	20	21
» 16 » 18	19	21
» 18 » 19	19	20
» 19 » 21	18	20
» 21 » 23	19	19
» 23 » 25	17	18

давать на шестерне, отрицательное — на колесе:

при $x_\Sigma > 0$ $\quad x_1 = x_\Sigma;\ x_2 = 0;$

при $x_\Sigma < 0$ $\quad x_1 = 0;\quad x_2 = x_\Sigma.$

При значительных по абсолютной величине x_Σ для определения x_1 и x_2 кроме приведенных простейших соображений об их выборе по условиям отсутствия подрезания и заострения зубьев следует учитывать рекомендации, содержащиеся в работе [22], однако

они в основном относятся к высоконагруженным передачам, не характерным для приборостроения.

Наименьшее число зубьев $z_{\min}$, свободное от подрезания. Коэффициент наименьшего смещения исходного контура $x_{\min}$. Подрезание происходит в результате интерференции зубьев в станочном зацеплении с исходной производящей рейкой. Интерференции нет, если окружность граничных точек зубчатого колеса совпадает с основной окружностью или лежит вне ее (рис. 6.2).

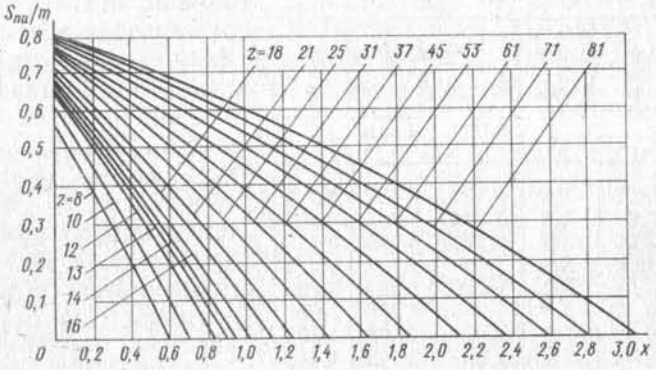


Рис. 6.3. Зависимость $S_{na}/m = f(x)$ для прямозубых цилиндрических зубчатых колес

Величины z и x, при которых исключается подрезание, находят с учетом суммы верхнего дополнительного смещения и допуска на дополнительное смещение исходного производящего контура:

$$z \geqslant z_{\min} = \frac{2\,[h_f^* - x - (E'_{HS} + T'_H)/m]\cos\beta}{\sin^2\alpha_t}; \qquad (6.3)$$

$$x \geqslant x_{\min} = h_f^* - \frac{E'_{HS} + T'_H}{m} - \frac{z\sin^2\alpha_t}{2\cos\beta}. \qquad (6.4)$$

В табл. 6.2 приведены значения $z_{\min}$ цилиндрических передач при $xm = 0$; $E'_{HS} + T'_H = 0$ и $h_c^* - h_a^* = 1$. Они пригодны лишь для ориентировочной оценки выбора z, и при малой разнице между z и $z_{\min}$ следует уточнять отсутствие подрезания по формуле (6.3), а при $z < z_{\min}$ — определять коэффициент наименьшего смещения исходного контура по формуле (6.4).

Проверка нормальной толщины зубьев на поверхности вершин S_{na}. Для определения величины S_{na} используют выражение

$$S_{na} = 2r_a\left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x\,\mathrm{tg}\,\alpha}{z} + \mathrm{inv}\,\alpha_t - \mathrm{inv}\,\alpha_a\right)\cos\beta_a.$$

Здесь $\cos\alpha_a = \frac{r}{r_a}\cos\alpha_t$; $\mathrm{tg}\,\beta_a = \frac{r_a}{r}\,\mathrm{tg}\,\beta$, где $r_{at} = r_t + m\,(h_a^* + x_t - \Delta y)$ при $h_a^* = 1$.

Значения S_{na}/m для прямозубых колес выбирают по графикам (рис. 6.3).

Значения наименьшей допустимой нормальной толщины зуба на поверхности вершин S_{na} приведены в табл. 6.3.

Диаметр окружности граничных точек профилей зубьев d_l. Расчет радиусов кривизны профиля зуба. Граничная точка отделяет эвольвентную часть профиля от переходной кривой. Переходная кривая начинает формироваться в тот момент, когда в станочном зацеплении точка притупления продольной кромки зуба исходной производящей рейки находится на линии зацепления (см. рис. 6.2). Диаметр d_l обычно рассчитывают для мелкомодульных зубчатых колес, шлифуемых абразивным червяком. Износ продольной кромки притупления витков мелкомодульных абразивных червяков может приводить к недопустимому увеличению диаметра d_l, и поэтому его надо контролировать. При этом косвенно контролируется величина ρ_{k0}. Номинальный диаметр окружности граничных точек равен

6.3. Значение параметров зубчатого колеса, мм

m	S_{na}, не менее	S_{min}	Поправка Δ при $z > 200$		D
			четном	нечетном	
0,15	0,05	1,8	0,490	0,489	0,291
0,2	0,05	1,8	0,706	0,705	0,402
0,3	0,08	2,0	0,492	0,939	0,572
0,4	0,1	2,0	1,108	1,105	0,724
0,5	0,1	2,2	1,236	1,232	0,866
0,6	0,12	2,4	1,363	1,358	1,008
0,7	0,15	3,0	2,073	2,068	1,302
0,8	0,15	3,2	2,190	2,183	1,441
1,0	0,2	3,5	2,472	2,464	1,732

$$d_l = 2\sqrt{\frac{a^2}{4} - d\,(h_l^* - h_a^* - x)\,m + \frac{(h_l^* - h_a^* - x)^2 m^2}{\sin^2\alpha_t}},$$

а наибольший предельный диаметр —

$$d_{la} = 2\sqrt{\frac{a^2}{4} - d\left(h_l^* - h_a^* - x - \frac{E'_{HS} + T'_H}{m}\right)m + \frac{\left(h_l^* - h_a^* - x - \frac{E'_{HS} + T'_H}{m}\right)^2 m^2}{\sin^2\alpha_t}}.$$

Сумму $E'_{HS} + T'_H$ определяют по формуле (6.2). Значение h_l^* выбирают по табл. 6.1. Оно соответствует наибольшему допустимому значению ρ_{k0} (см. примечание 2 к табл. 6.1).

Расчет радиусов кривизны производят для контроля погрешности торцового профиля зуба. Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба равен

$$\rho_l = r\sin\alpha_t - \frac{(h_l^* - h_a^* - x)}{\sin\alpha_t}m,$$

а радиус кривизны профиля зуба в точке, лежащей на окружности вершин зубьев,

$$\rho_a = r\cos\alpha_t \operatorname{tg}\alpha_{ta},$$

где $\cos\alpha_{ta} = \frac{r}{r_a}\cos\alpha_t$.

Расчет размера по роликам M и длины общей нормали W. Размер по роликам (рис. 6.4) для мелкомодульных цилиндрических зубчатых колес характеризует радиальное положение делительной плоскости исходной производящей рейки относительно технологической оси в станочном зацеплении. Размер M можно контролировать до снятия зубчатого колеса с зубообрабатываю-

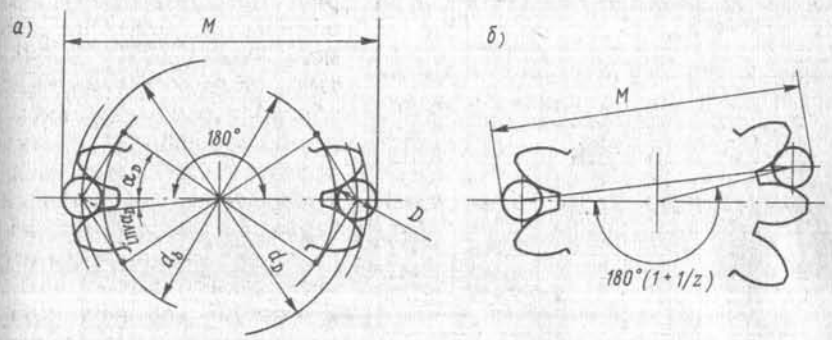


Рис. 6.4. Определение размера по роликам при четном (*а*), нечетном (*б*) числах зубьев колес

щего станка, и потому это единственный контрольный размер, который указывают в рабочем чертеже зубчатого колеса.

Диаметр ролика при $\alpha = 20°$ в соответствии с ГОСТ 16532—70 рекомендуется определять по формуле $D = 1{,}7m$ и округлять до ближайшего значения диаметра проволоки по ГОСТ 2475—62*. Диаметр концентрической окружности колеса, проходящей через центр ролика, $d_D = d\cos\alpha_t/\cos\alpha_D$, где α_D вычисляют по формуле

$$\operatorname{inv}\alpha_D = \frac{D}{zm\cos\alpha} + \operatorname{inv}\alpha_t - \frac{(\pi/2 - 2x\operatorname{tg}\alpha)}{z}.$$

Размеры по роликам:

для прямозубых и косозубых колес с четным числом зубьев

$$M = d_D + D,$$

для прямозубых колес с нечетным числом зубьев

$$M = d_D\cos(90°/z) + D,$$

для косозубых колес с нечетным числом зубьев

$$M = \frac{d_D}{2\operatorname{tg}\beta_D}\sqrt{\lambda^2 + 4\operatorname{tg}^2\beta_D\cos^2(90°/z + \lambda/2)} + D,$$

где $\operatorname{tg}\beta_D = \cos\alpha_t\operatorname{tg}\beta/\cos\alpha_D$.

Вспомогательная величина λ, являющаяся корнем уравнения

$$\sin(180°/z + \lambda)\,\mathrm{tg}^2\,\beta_D - \lambda = 0,$$

может быть определена из графика на рис. 6.5 (ГОСТ 16532—70).

Измерение размера M микрометром возможно при условии

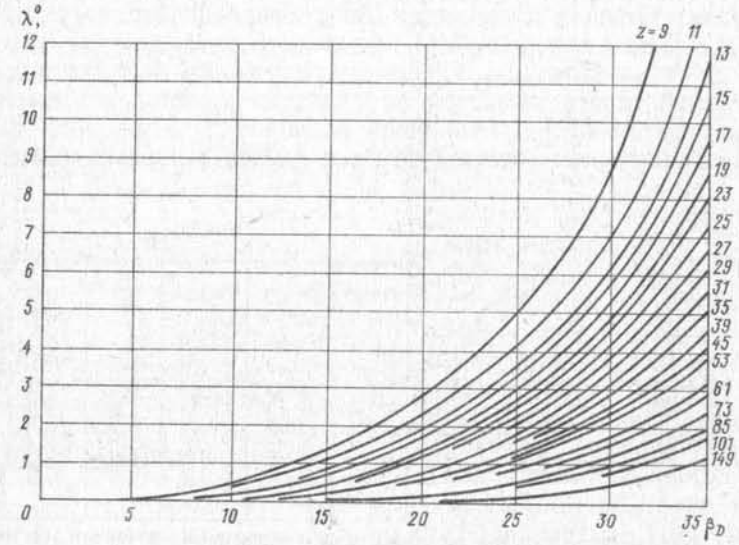


Рис. 6.5. Зависимость $\lambda = f(\beta_D)$

для прямозубых и косозубых колес с четным числом зубьев а также для прямозубых колес с нечетным числом зубьев

$$d_D + D - |E_{MS}| - T_M > d_a; \qquad (6.5)$$

для косозубых колес

$$d_D + D/\cos\beta_D - |E_{MS}| - T_M > d_a. \qquad (6.6)$$

Если условия (6.5) или (6.6) не выполняются, следует увеличить диаметр ролика.

Размер по роликам прямозубых и косозубых колес без смещения исходного контура определяют по упрощенной методике [74]. Величину M для прямозубых колес с числом зубьев до 200 находят по табл. 1.4 в работе [74], для прямозубых колес с $z \geqslant 200$ вычисляют по приближенной формуле

$$M = mz + \Delta.$$

Значения поправки Δ, зависящей от модуля, диаметра ролика и четности зубьев, приведены в табл. 6.3.

Размер по роликам для косозубых колес с четным числом зубьев при $\beta \leqslant 12°$ и с нечетным числом зубьев при $\beta \leqslant 24°$ и $\beta/z \leqslant 1°$ находят из соотношения

$$M = M_{пр} + mz\,(\sec\beta - 1),$$

6.4. Число зубьев на длине общей нормали и коэффициент k в зависимости от числа зубьев колеса

z		z_n	k	z		z_n	k	z		z_n	k
от	до			от	до			от	до		
17	27	3	7,380	208	216	24	69,375	388	396	45	131,370
28	36	4	10,332	217	225	25	72,327	397	405	46	134,322
37	45	5	13,285	226	234	26	75,279	406	414	47	137,274
46	54	6	16,237	235	243	27	78,231	415	423	48	140,226
55	63	7	19,189	244	252	28	81,184	424	432	49	143,178
64	72	8	22,141	253	261	29	84,136	433	441	50	146,131
73	81	9	25,093	262	270	30	87,088	442	450	51	149,083
82	90	10	28,045	271	279	31	90,040	451	459	52	152,035
91	99	11	30,997	280	288	32	92,992	460	468	53	154,987
100	108	12	33,950	289	297	33	95,944	469	477	54	157,939
109	117	13	36,902	298	306	34	98,896	478	486	55	160,891
118	126	14	39,854	307	315	35	101,849	487	495	56	163,843
127	135	15	42,806	316	324	36	104,801	496	504	57	166,795
136	144	16	45,758	325	333	37	107,753	505	513	58	169,748
145	153	17	48,710	334	342	38	110,705	514	522	59	172,700
154	162	18	51,662	343	342	39	113,657	523	531	60	175,652
163	171	19	54,614	343	351	40	116,609	532	540	61	178,604
172	180	20	57,567	352	360	41	119,561	541	549	62	181,556
181	189	21	60,519	361	369	42	122,513	586	594	66	193,365
190	198	22	63,471	370	378	43	125,466	595	600	67	197,317
199	207	23	66,423	379	387	44	128,418				

где $M_{пр}$ — размер по роликам прямозубого колеса с тем же числом зубьев.

Длину общей нормали используют в основном при контроле зубчатых секторов и крупномодульных зубчатых колес с теми же целями, что и размер по роликам. Длина общей нормали зубчатых секторов и колес равна

$$W = [\pi\,(z_n - 0{,}5) + 2x\,\mathrm{tg}\,\alpha + z\,\mathrm{inv}\,\alpha_t]\,m\cos\alpha. \qquad (6.7)$$

Для зубчатых секторов z — число зубьев секторного колеса, т. е. зубчатого колеса, частью которого является сектор. Число зубьев на длине общей нормали z_n

$$z_n = \frac{z}{\pi}\left(\frac{\mathrm{tg}\,\alpha_x}{\cos^2\beta_b} - \frac{2x\,\mathrm{tg}\,\alpha}{z} - \mathrm{inv}\,\alpha_t\right) + 0{,}5.$$

Полученное значение округляют до ближайшего целого числа. Углы α_x и β_b определяют из выражений:

$$\cos\alpha_x = \frac{z\cos\alpha_t}{z + 2x\cos\beta}; \quad \sin\beta_b = \sin\beta\cos\alpha.$$

Для прямозубых секторов и колес при $x = 0$ формула (6.7) упрощается и принимает вид $W = (k + 0{,}014z)\,m$.

Число зубьев в длине общей нормали z_n и коэффициент k находят по табл. 6.4.

Проверка коэффициента перекрытия ε_ν. Коэффициент перекрытия определяют по формуле $\varepsilon_\nu = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$, где коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg}\alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg}\alpha_{a2} - (z_1 + z_2)\operatorname{tg}\alpha_{tw}}{2\pi},$$

а коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m}.$$

У прямозубых передач $\varepsilon_\beta = 0$, а величина α_{tw} определяется из выражения (6.1). Расчетный коэффициент перекрытия не должен быть менее 1,1.

Конструктивные элементы цилиндрических зубчатых передач. Цилиндрические зубчатые колеса могут выполняться с одним и двумя венцами [74]. Колеса с двумя венцами могут быть цельными и составными, при этом следует иметь в виду, что малый венец двухвенечного цельного колеса обрабатывается зубодолблением и в виду особенностей этого способа зубообработки точность венца не выше 7-й степени.

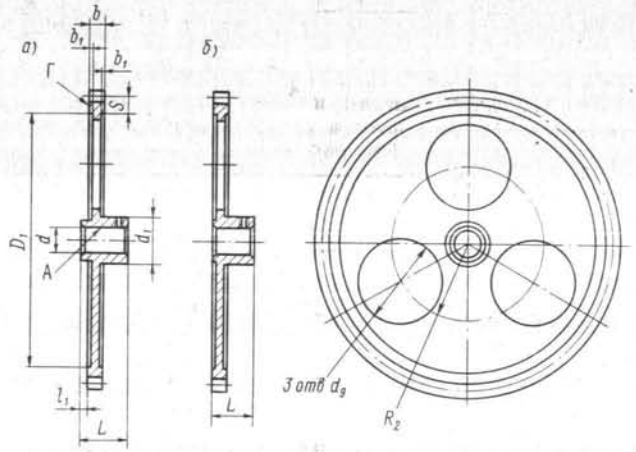


Рис. 6.6. Конструктивные элементы цилиндрического зубчатого колеса: *а* — с двусторонней ступицей; *б* — с односторонней ступицей

Конструктивные элементы цилиндрических зубчатых колес с одним венцом с цилиндрическим посадочным отверстием показаны на рис. 6.6, а их размеры даны в табл. 6.5 и 6.6. Предусмотрены два значения ширины венца b (узкий и широкий венцы) для каждого значения диаметра посадочного отверстия d. Широкий венец предназначен для обеспечения сопряжения с узким венцом парного колеса по всей его ширине при отсутствии осевой регулировки колес зубчатой передачи.

6.5. Размеры колес в зависимости от диаметра вала d, мм (см. рис. 6.6)

d	D	l_1	b	b_1 при D_1 до 40	b_1 при D_1 св. 40 до 90	d_1	d	D	l_1	b	b_1 при D_1 до 40	b_1 при D_1 св. 40 до 90	d_1
2,8	6	0,7	1,6	0,2	—	6	6,0	9	1,0	3,0	0,7		10
	8	1,0	3,0	0,9					0,5	4,0	1,2		
4,0	7	0,5	2,0	0,4	0,2	8	8,0	10	1,0	3,0	0,7		13
	8	1,0	3,0	0,9	0,7				0,5	4,0	1,2		
5,0	7	0,5	2,0	0,4	0,2	9					1,0		16
	8	1,0	3,0	0,9	0,7		10,0	13	1,0	5,0	1,5		

6.6. Размеры выточек и отверстий облегчения в зависимости от диаметра вала d и диаметра D_1, мм (см. рис. 6.6)

D_1	R_2	d_9	D_1	R_2	d_9	D_1	R_2	d_9
$d = 2{,}8$ мм								
22	7,5	6	29	9,5	8	36	11,0	12
23						37	11,5	
24	8,0		30	9,0	10	38	11,0	14
25	8,5		31	9,5		39	11,5	
26	8,0	8	32	10,0		40	12,0	
27	8,5		33	10,5				
28	9,0		34	10,0	12			
			35	10,5				

D_1	R_2	d_9	D_1	R_2	d_9	D_1	R_2	d_9
			$d = 4$ мм					
26 27	9,5	6	41 42 43	12,5 13,0 13,5	14	56 57 58 59	16,0 16,5 17,0 17,5	22
28 29 30 31	9,0 9,5 10,0 10,5	8	44 45 46 47	13,0 13,5 14,0 14,5	16	60 61 62 63	17,0 17,5 18,0 18,5	24
32 33 34 35	10,0 10,5 11,0 11,5	10	48 49 50 51	14,0 14,5 15,0 15,5	18	64 65 66 67	18,0 18,5 19,0 19,5	26
36 37 38 39	11,0 11,5 12,0 12,5	12	52 53 54 55	15,0 15,5 16,0 16,5	20	68 69 70	19,0 19,5 20,0	28
40	12,0	14						
			$d = 5$ мм					
28	10,0	6	43 44	13,5 14,0	14	58 59 60	17,0 17,0 17,5	22
29 30 31 32	9,5 10,0 10,5 11,0	8	45 46 47 48	13,5 14,0 14,5 15,0	16	61 62 63 64	17,5 18,0 18,5 19,0	24
33 34 35 36	10,5 11,0 11,5 12,0	10	49 50 51 52	14,5 15,0 15,5 16,0	18	65 66 67 68	18,5 19,0 19,5 20,0	26
37 38 39 40	11,5 12,0 12,5 13,0	12	53 54 55 56	15,5 16,0 16,5 17,0	20			
41 42	12,5 13,0	14	57	16,5	22	69 70	19,5 20,0	28

D_1	R_2	d_9	D_1	R_2	d_9	D_1	R_2	d_9
			$d = 6$ мм					
30 31	10,5	8	50 51 52 53	15,0 15,5 16,0 16,5	18	71 72 73	20,5 21,0 21,5	28
32 33	11,0 11,5					74 75 76 77	21,0 21,5 22,0 22,5	30
34 35 36 37	11,0 11,5 12,0 12,5	10	54 55 56 57	16,0 16,5 17,0 17,5	20			
38 39 40 41	12,0 12,5 13,0 13,5	12	58 59 60 61	17,0 17,5 18,0 18,5	22	78 79 80 81 82 83 84 85	22,0 22,5 23,0 23,5 23,0 23,0 24,0 24,5	32 34
42 43 44 45	13,0 13,5 14,0 14,5	14	62 63 64 65	18,0 18,5 19,0 19,5	24			
46 47 48 49	14,0 14,5 15,0 15,5	16	66 67 68 69	19,0 19,5 20,0 20,5	26	86 87 88 89	24,0 24,5 25,0 25,5	36
			70	20,0	28	90	25,0	38
			$d = 8$ мм					
40 41	13,5	12	53 54 55 56	16,5 17,0 17,5 18,0	18	66 67 68	20,0 20,5 21,0	24
42 43 44	14,0 14,5 15,0					69 70 71 72	20,5 21,0 21,5 22,0	26
45 46 47 48	14,5 15,0 15,5 16,0	14	57 58 59 60	17,5 18,0 18,5 19,0	20			
49 50 51 52	15,5 16,0 16,5 17,0	16	61 62 63 64	18,5 19,0 19,5 20,0	22	73 74 75 76	21,5 22,0 22,5 23,0	28
			65	19,5	24	77 78	22,5 23,0	30

Продолжение табл. 6.6

D_1	R_2	d_0	D_1	R_2	d_0	D_1	R_2	d_0
			$d = 8$ мм					
79 80	23,5 24,0	30	83 84	24,5 25,0	32	87 88	25,5 26,0	34
81 82	23,5 24,0	32	85 86	24,5 25,0	34	89 90	25,5 26,0	36
			$d = 10$ мм					
46 47	16,5	12	61 62 63	19,5 20,0 20,5	20	76 77 78 79	23,0 23,5 24,0 24,5	28
48 49 50 51	16,0 16,5 17,0 17,5	14	64 65 66 67	20,0 20,5 21,0 21,5	22	80 81 82 83	24,0 24,5 25,0 25,5	30
52 53 54 55	17,0 17,5 18,0 18,5	16	68 69 70 71	21,0 21,5 22,0 22,5	24	84 85 86 87	25,0 25,5 26,0 26,5	32
56 57 58 59	18,0 18,5 19,0 19,5	18	72 73 74 75	22,0 22,5 23,0 23,5	26	88 89 90	26,0 26,5 27,0	34
60	19,0	20						

Диаметр выточек D_1 определяют по формуле $D_1 = mz - 2S_{min}$ и округляют до ближайшего меньшего целого числа. Значения S_{min} приведены в табл. 6.3.

Торцовое биение поверхности $Г$ относительно оси отверстия A задают по 10-й степени точности (ГОСТ 24643—81).

Составные зубчатые колеса с двумя венцами имеют два исполнения. В первом исполнении к зубчатому колесу со ступицей *1* (рис. 6.7) крепят дисковое зубчатое колесо *2* после зубообработки венцов обеих колес. Во втором исполнении к зубчатому колесу со ступицей *1* крепят заготовку дискового колеса *2*, а обработка торца $Г$, наружной цилиндрической поверхности заготовки и зубообработка венца дискового колеса *2* выполняются после сборки составного колеса. Возможность зубообработки венца дискового колеса *2* во втором исполнении обеспечивается за счет превышения диаметра впадин зубьев колеса 2 d_{f2} над диаметром вершин зубьев колеса *1* d_{a1}. Разность указанных диаметров зависит от способа крепления колеса на зубообрабатывающем станке

и должна быть не менее 4 мм при креплении с упором в торец A и не менее 0,2 мм при креплении с упором в торец B.

Шероховатость рабочих поверхностей зубьев цилиндрических колес принимают $R_a = 2{,}5$ мкм при 8—7-й степенях точности и $R_a = 1{,}25$ мкм при 6—4-й степенях точности.

Устройство для выборки бокового зазора между зубьями (люфтовыбиратель) устанавливают как на ведущее звено передачи, так и на ведомое. Ведущее звено, как правило, оформляют в виде трибки (рис. 6.8). Зубчатое колесо (рис. 6.9) используют главным образом в качестве ведомого звена. Пружина разводит основное и поджимное колеса в разные стороны, обеспечивая двухпрофильный контакт в зацеплении, при этом в контакт с обеими сторонами парного зубчатого колеса входит одним профилем основное колесо и другим (противоположным) — прижимное. Оптимальным считается отношение момента заводки пружины $M_{пр}$ к моменту нагрузки $M_н$ в пределах 1,5—2, однако допускаются и большие значения этого отношения. Наличие люфтовыбирателя приводит к увеличению потерь на трение и, следовательно, к ускоренному износу зубьев. Уменьшение потерь на трение достигается снижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев основного и поджимного колес до $R_a \leqslant 0{,}63$ мкм. Поджимное колесо не влияет на точность передачи и обычно выполняется по 8-й степени точности.

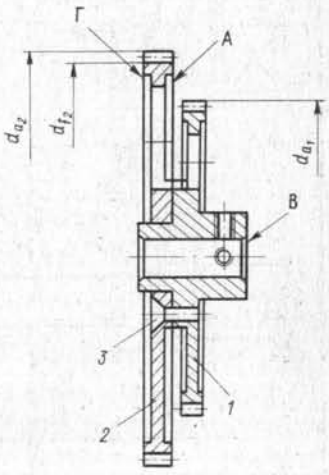


Рис. 6.7. Составные части цилиндрических зубчатых колес с двумя венцами:

1 — зубчатое колесо со ступицей; *2* — дисковое зубчатое колесо или обработанная заготовка дискового колеса; *3* — винт

Заводка пружины выполняется при совмещении зубьев поджимного колеса и трибки поворотом кольца до получения заданного момента $M_{пр}$, после чего кольцо штифтуется.

Размеры конструктивных элементов деталей, показанных на рис. 6.8, приведены в табл. 6.7—6.9.

Люфтовыбиратель конструкции, изображенной на рис. 6.9, рассчитан в зависимости от сечения пружины на $M_н = 3 \div 8$ Нмм или $M_н = 8 \div 20$ Нмм. При больших $M_н$ рекомендуется применять люфтовыбиратели с менее жесткими пружинами. Конструктивные элементы деталей, входящих в состав колес с люфтовыбирателем, показаны на рис. 6.10 и 6.11. Размеры, зависящие от наружного диаметра D опорных торцов основного и поджимного колес даны в табл. 6.10, где размер L представляет собой длину свободной пружины *1* на рис. 6.9.

Пример расчета цилиндрической передачи. Пример соответствует порядку расчета в ГОСТ 16532—70, однако представляет

собою его частный случай, обусловленный спецификой технологии зубообработки и контроля в точном приборостроении. Важнейшей особенностью расчета является задание степени точности и вида сопряжения по ГОСТ 9178—81 для мелкомодульных зубчатых передач [74] в исходных данных, что обусловлено соизмеримостью допусков со значениями смещений в мелкомодульных передачах.

Исходные данные для расчета прямозубой передачи: $m = 0{,}5$ мм, передаточное число $u = 10$, $a_w = 38$ мм, $h_a^* = 1$, $c^* = 0{,}25$,

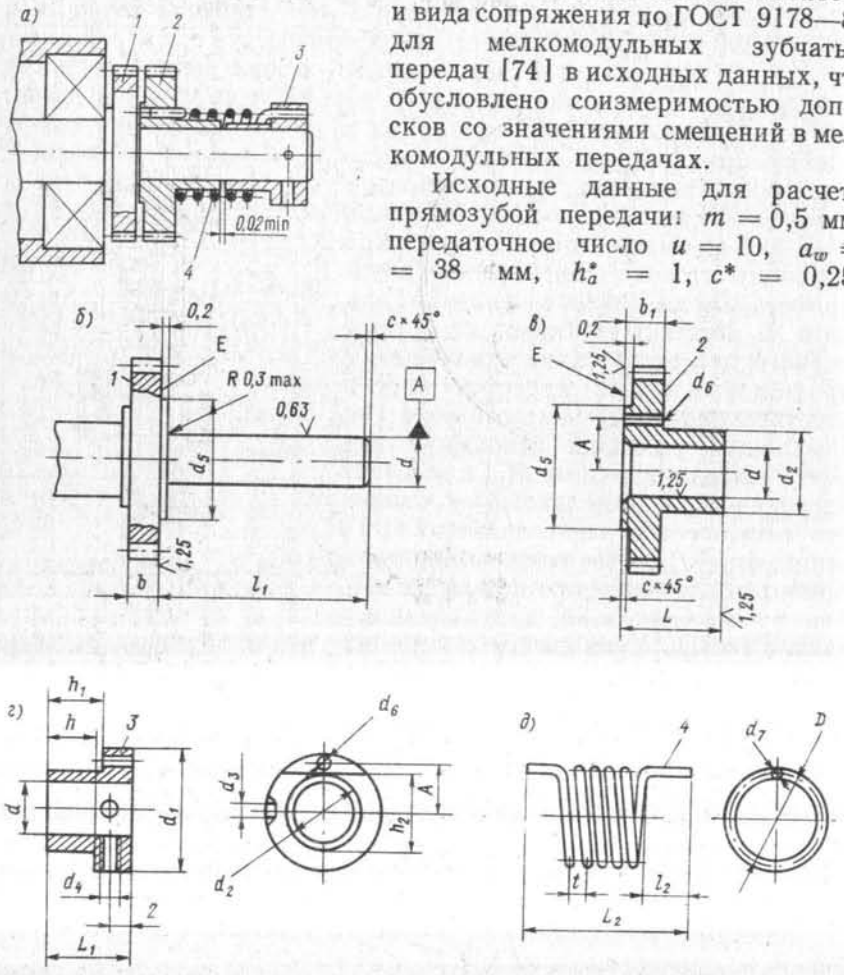


Рис. 6.8. Цилиндрическая зубчатая трибка с люфтовыбирателем: *а* — сборка; *б*—*д* — детали;
1 — трибка; *2* — поджимное зубчатое колесо; *3* — кольцо; *4* — пружина

степень точности зубчатых колес передачи 7 — *F* по ГОСТ 9178—81. Порядок расчета и численные значения величин представлены в табл. 6.11. При другом наборе данных, определении размеров косозубой передачи, прямозубой передачи с нечетным числом зубьев колеса либо шестерни и т. д. расчет производят примерно в том же порядке в соответствии с формулами и рекомендациями настоящего параграфа.

Алгоритм программы для расчета на ЭВМ приведен на рис. 6.12.

Реечные зубчатые передачи. В приборостроении используют прямозубые и косозубые реечные передачи. Исходный контур зуб-

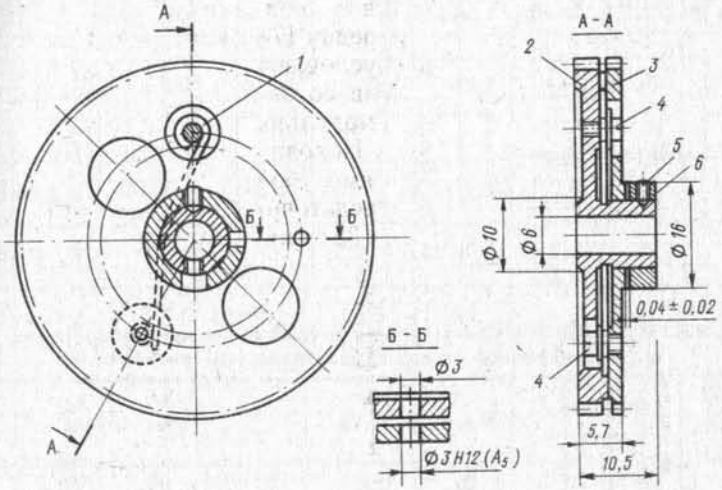


Рис. 6.9. Цилиндрическое зубчатое колесо с люфтовыбирателем:
1 — пружина; *2* — основное колесо; *3* — поджимное колесо; *4* — упоры для пружины; *5* — винт; *6* — установочное кольцо

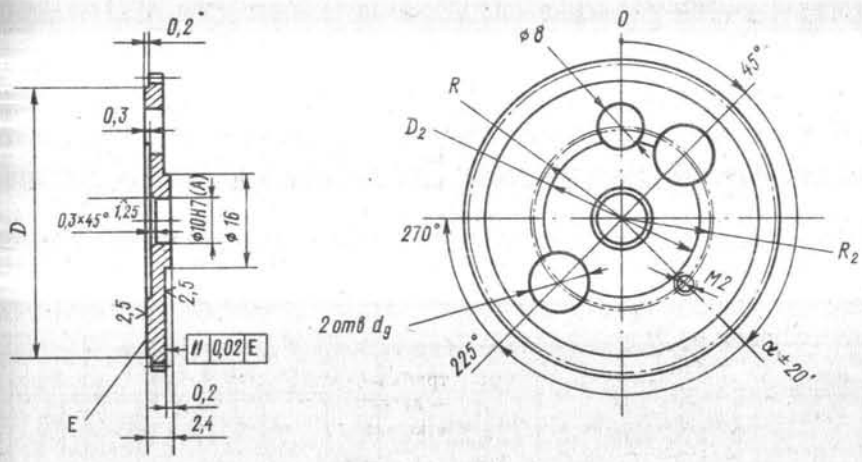


Рис. 6.10. Поджимное зубчатое колесо конструкции, приведенной на рис. 6.9

чатого венца реек полностью определяется стандартами на исходный контур зубчатых цилиндрических эвольвентных передач и зубчатых мелкомодульных колес — ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81*. Следуя [74], *межосевым расстоянием реечной*

6.7. Размеры колеса зубчатой трибки с люфтовыбирателем в зависимости от его типоразмера (см. рис. 6.8)

Типоразмер люфтовыбирателя	Размеры колеса, мм										
	d (H7)	d_1	d_2	L_1	h	h_1	d_3	d_4	A	h_2	d_5
1	3	7,5	4,5	4,5	1,0	1,4	0,8	M1,6	2,8	4,2	0,7
2		8,0		6,8	3,2	3,8			2,9		1,0
3	4	10,0	6,0	8,0	4,5	5,2		M2	3,8	5,8	1,3
4	5	13,0	8,0	10,5	6,3	7,3	1,0		5,0	7,8	1,9

6.8. Параметры пружины зубчатой трибки с люфтовыбирателем в зависимости от его типоразмера (см. рис. 6.8)

Типоразмер люфтовыбирателя	Размеры штифта по ГОСТ 3129—70	Моменты, Н·мм		Размеры, мм					Число витков
		$M_н$	$M_{пр}$	d_7	D	L_2	l_2	t	
1	1×10	От 2 до 3 Св. 3 » 5	5—6 8—10	0,5	5,1	8,0	2,5	0,8	4
2	1×12	Св. 5 до 9 » 9 » 15	15—18 24—30	0,7		10,8		1,0	5
3		Св. 15 до 25 » 25 » 40	40—50 64—80	1,0	6,6	14,0	3,0	1,4	
4	1,2×16	Св. 40 до 60 » 60 » 100	100—120 160—200	1,6	8,4	20,5	3,5	2,0	

6.9. Размеры поджимных зубчатых колес и трибок в месте установки люфтовыбирателя, мм (см. рис. 6.8 и 6.9)

Типоразмер люфтовыбирателя	d (H7 для поджимного колеса)	d_2 (g6 для трибок)	d_3 (h11 для поджимного колеса)	L	b_1	A	d_6	l_1	$b_{1\min}$	c
1 2	3	4,5	7,0 7,5	6	2,5	2,8 2,9	0,7 1,0	11,0 13,5	2,0	0,2
3 4	4 5	6,0 8,0	10,0 13,0	8 12	3,0	3,8 5,0	1,3 1,9	16,5 24,5	2,5 3,0	0,3

6.10. Размеры основного и поджимного колес и пружин в зависимости от наружного диаметра D опорного торца (см. рис. 6.9, 6.10 и 6.11)

D	D_1	R	α при моменте нагрузки $M_н$, Н·мм		D_2	R_2	d_9	b
мм			от 3 до 8	св. 8 до 20	мм			
35	30	10,5	108° 30′	104° 30′	17	11,5	6,5	22
36	31	11,0	113°	109°	17,5			23
37 38	32 33					12,0	7	
39	34	12,5	124° 30′	120°	20	12,5	8	27
40	35							
41	36					13,0	9	
42	37	14,0	133° 30′	129°	23			30
43 44	38 39					13,5	10	
45 46	40					14,0	11	
47	41	16,0	142° 30′	138°	27			34
48 49	42 43					14,5	12	
50	44					15,0	13	
51	45	18,0	150°	145°	31			39
52 53	46 47					15,5	14	
54	48					16,0	15	
55	49	20,0	156°	151°	35			43
56	50	20,0	156°	151°	35	16,5	16	43
57	51							
58 59	52 53					17,0	17	
60 61 62	54 55	22,5	162° 30′	156° 30′	40	17,5	18	49

Продолжение табл. 6.10

D	D_1	R	α при моменте нагрузки $M_н$, Н·мм		D_2	R_2	d_2	b
мм			от 3 до 8	св. 8 до 20	мм			
63	56	22,5	162° 30′	156° 30′	40	18,0	19	49
64	57							
65	58					18,5	20	
66	59	25,0	168°	162°	45	19,0	21	54
67	60							
68	61							
69	62					19,5	22	
70	63							
71	64	27,5	173°	166°	50	20,0	23	60
72	65							
73	66					20,5	24	
74	67							
75	68					21,0	25	
76	69	30,0	178°	170°	55			65
77	70					21,5	26	
78	71							
79	72	30,0	178°	170°	55	22,0	27	65
80								
81	73							
82	74					22,5	28	
83	75							
84	76					23,0	29	
85	77							
86	78					23,5	30	
87	79	25,0	185° 30′	177°	65			75
88	80					24,0	31	
89	81							
90	82					24,5	32	
91	83							
92	84					25,0	33	
93	85							
94	86					25,5	34	
95	87							
96	88					26,0	35	
97	89							
98	90					26,5	36	

6.11. Пример расчета геометрических параметров и размеров зубчатых колес прямозубой цилиндрической передачи

Параметр	Обозначение	Расчетная формула и указания к использованию таблиц и графиков	Численное значение
Число зубьев: шестерни	z_1	$z_1 + z_2 = 2a_w/m$	13,8 (принимаем $z_1 = 14$)
колеса	z_2	$z_2/z_1 = u$	140
Делительное межосевое расстояние, мм	a	$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$	38,5
Угол зацепления, °	α_w	$\alpha_w = \arccos \frac{a}{a_w} \cos\alpha$	17° 48′ 58″
Коэффициент суммы смещений исходного контура	x_Σ	$x_\Sigma = \frac{a(\mathrm{inv}\,\alpha_w - \mathrm{inv}\,\alpha)}{m \operatorname{tg}\alpha}$	—0,946
Минимальное число зубьев шестерни, свободное от подрезания	$z_{1\,\min}$	По табл. 6.2	22 (поскольку $z_1 < z_{1\,\min}$, для устранения подрезания необходимо положительное смещение)
Сумма верхнего дополнительного смещения и допуска на дополнительное смещение исходного производящего контура, мм: шестерни	$E'_{HS1} + T'_{H1}$	$E'_{HS} + T'_H = \lvert E_{HS} \rvert - T_H + 0{,}35F_r$, в соответствии с ГОСТ 9178—81	—0,0464
колеса	$E'_{HS2} + T'_{H2}$	$F_{r1} = 16$ мкм, $\lvert E_{HS_1} \rvert = 22$ мкм, $T_{H1} = 30$ мкм, $F_{r2} = 36$ мкм, $\lvert E_{HS_2} \rvert = 26$ мкм, $T_{H2} = 50$ мкм	—0,077
Коэффициент наименьшего смещения исходного контура у шестерни	$x_{1\,\min}$	$x_{1\,\min} = h_f^* - \frac{E'_{HS1} + T'_{H1}}{m} - \frac{z_1 \sin^2\alpha}{2}$	0,524 (принимаем $x_1 = x_{1\,\min}$)
Коэффициент смещения у колеса	x_2	$x_2 = x_\Sigma - x_1$	—1,47
Наименьшее число зубьев колеса, свободное от подрезания	$z_{2\,\min}$	$z_{2\,\min} = \frac{2[h_f^* - x_2 - (E'_{HS2} + T_{H2})/m]}{\sin^2\alpha}$	45 (поскольку $z_2 > z_{2\,\min}$ подрезания зубьев колеса нет)

Параметр	Обозначение	Расчетная формула и указания к использованию таблиц и графиков	Численное значение
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	S_{na1}	По графику на рис. 6.3 при $z_1 = 14$ и $x_1 = 0{,}524$ $S_{na1}/m = 0{,}23$, по табл. 6.3 $S_{na\,min} = 0{,}1$ мм	0,115 (поскольку $S_{na1} > S_{na\,min}$ заострения вершин зубьев шестерни нет)
Коэффициент уравнительного смещения	Δy	$\Delta y = x_\Sigma - \frac{a_w - a}{m}$	0,054
Делительный диаметр, мм: шестерни колеса	d_1 d_2	$d = mz$	7 70
Диаметр вершин, мм: шестерни колеса	d_{a1} d_{a2}	$d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)\,m$	8,470 (принимаем $d_{a1} = 8{,}5$) 69,476 (принимаем $d_{a2} = 69{,}5$)
Наименьший предельный диаметр впадин у шестерни, мм	d_{f11}	$d_{f11} = d_1 - 2(h_a^* + c - x_1)\,m - (E'_{HS1} + T'_{H1})$	6,368 (проверить отсутствие врезания инструмента в шейку трибки при зубообработке)
Диаметр роликов, мм	D	По табл. 6.3 при $m = 0{,}5$	0,866
Угол, определяющий положение центра ролика, °: шестерни колеса	α_{D1} α_{D2}	$\text{inv}\,\alpha_D = \frac{D}{zm\cos\alpha} + \text{inv}\,\alpha - \frac{\pi/2 - 2x\,\text{tg}\,\alpha}{z}$	31,282 17,11
Диаметр концентрической окружности колеса, проходящей через центр ролика, мм: шестерни колеса	d_{D1} d_{D2}	$d_D = d\cos\alpha/\cos\alpha_D$	7,697 68,824
Размер по роликам, мм: шестерни колеса	M_1 M_2	$M = d_D + D$	8,563 69,690

Параметр	Обозначение	Расчетная формула и указания к использованию таблиц и графиков	Численное значение
Параметр, определяющий возможность измерения размера по роликам микрометром, мм:			
шестерни	A_1	$A = M - E_{MS} - T_M > d_a$, где в соответствии с ГОСТ 9178—81 $\lvert E_{MS1}\rvert = 37$ мкм; $T_{M1} = 25$ мкм; $\lvert E_{MS2}\rvert = 104$ мкм; $T_{M2} = 62$ мкм	8,501 ($A_1 > d_{a1} = 8{,}5$ мм, поэтому измерение размера M_1 микрометром возможно)
колеса	A_2		69,524 ($A_2 > d_{a2} = 69{,}5$ мм, поэтому измерение размера M_2 микрометром возможно)

Примечание. Коэффициент перекрытия не проверяем, так как $x_\Sigma < 0$.

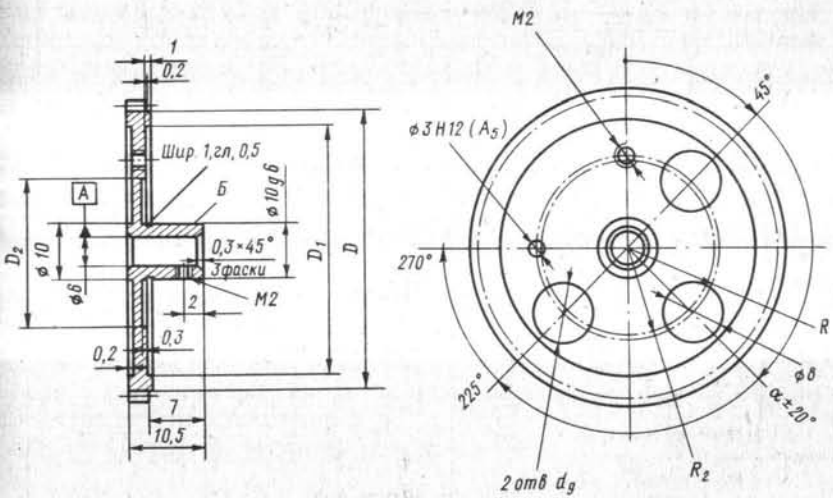


Рис. 6.11. Основное зубчатое колесо конструкции, приведенной на рис. 6.9

передачи H_w будем условно называть расстояние между рабочей осью зубчатой шестерни и рабочей опорной плоскостью рейки. На рис. 6.13 H_w — это расстояние между общей осью дорожек качения наружных колец шарикоподшипников и плоскостью симметрии желобов неподвижных направляющих I—I.

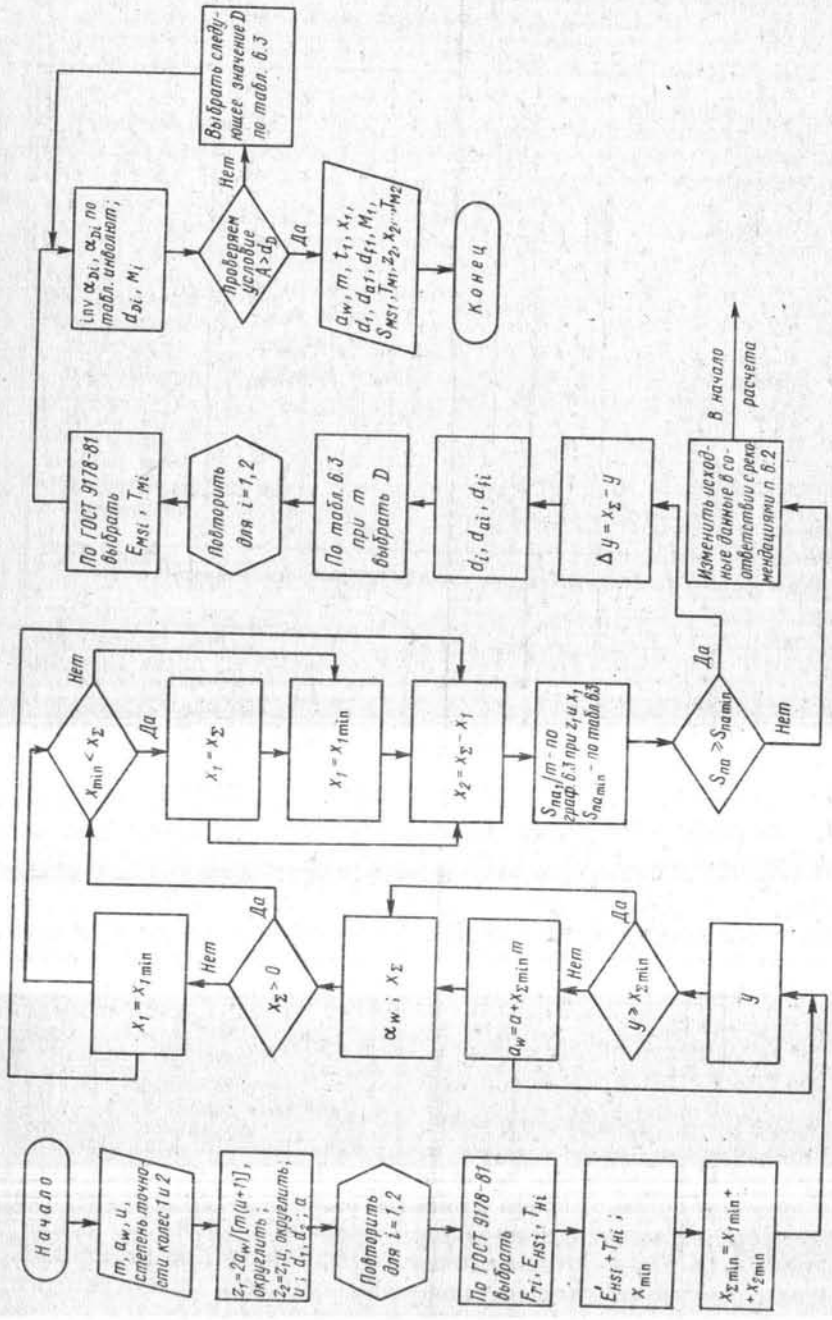


Рис. 6.12. Алгоритм расчета геометрических параметров и размеров зубчатых колес прямозубой цилиндрической передачи

Согласно рис. 6.13

$$H_w = d_1/2 + x_1 m + H + H_2,$$

где H — расстояние между базовой опорной поверхностью и рабочей опорной плоскостью A рейки; H_2 — расстояние между базовой опорной поверхностью рейки и делительной плоскостью рейки, которое условно будем называть делительной высотой рейки (рекомендуется указывать в рабочем чертеже рейки).

Использование шестерни, нарезанной со смещением исходного контура, обычно положительным, требуется для устранения подрезания зубьев шестерни при малом z_1.

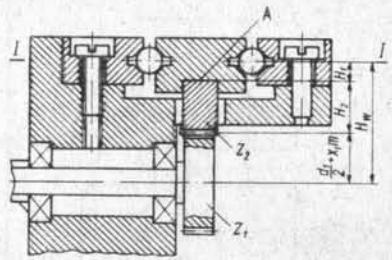


Рис. 6.13. Нерегулируемая реечная зубчатая передача

Величину $d_1/2 + x_1 m + H_2$ называют монтажным расстоянием реечной передачи. Поскольку знание допусков реечных передач необходимо для геометрического расчета, по стандартам на допуски реечных передач устанавливают предельные отклонения монтажного расстояния $+f_a$, $-f_a$, которые зависят от условного расчетного монтажного размера, вычисляемого по формуле $a'_R = 0{,}5\,(d_1 + 35m)$ и, как правило, не совпадающего с реальным монтажным расстоянием реечной передачи.

Для изготовления рейки необходимо в ее рабочем чертеже указать *высоту заготовки рейки* H_{a2}, определяемую по формуле

$$H_{a2} = H_2 + h_a^* m.$$

Нормальный и торцовый шаги рейки равны:

$$p_n = \pi m; \quad p_t = \frac{p_n}{\cos\beta} = \frac{\pi m}{\cos\beta}.$$

Длина нарезанной части рейки определяется конструктором при учете заданного *линейного перемещения рейки*, конструкции реечной передачи и модуля. Линейное перемещение рейки за один оборот шестерни составляет:

для прямозубой реечной передачи

$$L_0 = p_n z_1;$$

для косозубой реечной передачи

$$L_0 = p_t z_1.$$

Размер по роликам рейки M_2 определяют по формуле

$$M_2 = H_2 + \frac{2D - p_n \cos\alpha}{4 \sin\alpha} + \frac{D}{2}.$$

Измерение производят с помощью одного ролика. В качестве измерительной базы используют базовую опорную поверхность рейки A.

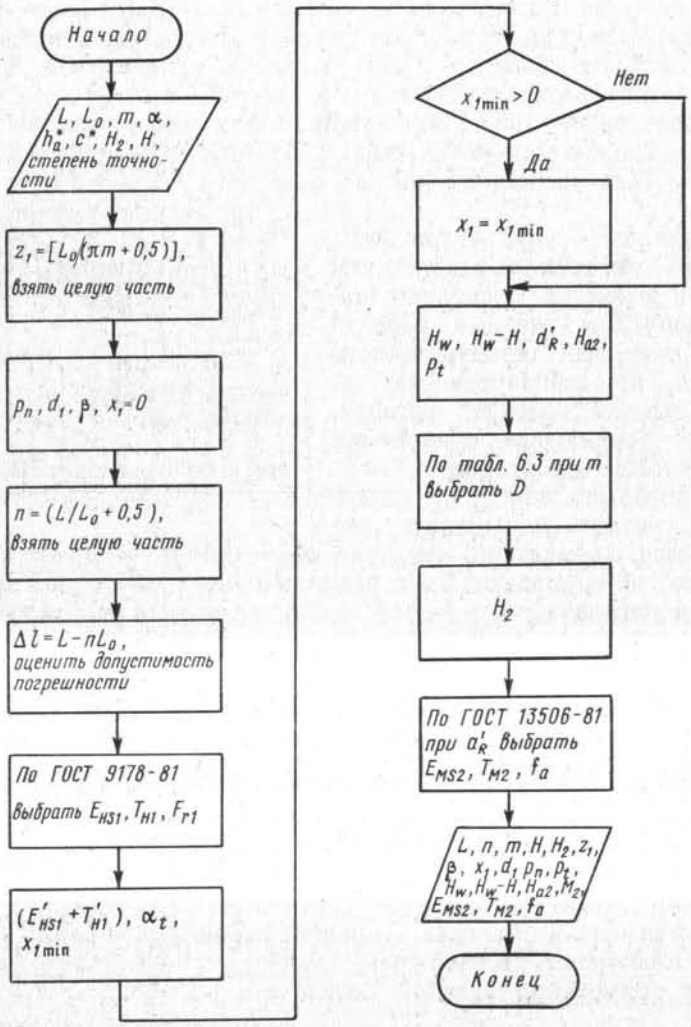


Рис. 6.14. Алгоритм расчета зубчатой передачи

В табл. 6.12 представлены исходные данные для расчета зубчатой реечной передачи, в табл. 6.13 приведен пример расчета.

На рис. 6.14 дан алгоритм расчета на ЭВМ зубчатой реечной передачи.

6.12. Исходные данные для расчета зубчатой реечной передачи

Параметр	Обозначение	Численное значение
Наибольшее перемещение рейки, мм	L	90
Перемещение рейки за один оборот шестерни, мм	L_0	22,5
Конструктивный	По рис. 6.13	—
Делительная высота рейки, мм	H_2	5
Расстояние между базовой опорной поверхностью рейки A и рабочей опорной плоскостью рейки, мм	H	6
Параметры нормального исходного контура по ГОСТ 9587—81*:		
угол профиля, °	α	20
коэффициент высоты головки	h_a^*	1
коэффициент радиального зазора	c^*	0,25
Модуль, мм	m	0,5
Степень точности передачи по ГОСТ 9178—81	Ст7 — F	

6.13. Пример расчета зубчатой реечной передачи

Параметр	Обозначение	Расчетная формула и указания к использованию таблиц и графиков	Численное значение
Число зубьев шестерни	z_1	$z_{1\,предв} = \frac{L_0}{p_n} = \frac{L_0}{\pi m}$	14,3 (принимаем $z_1 = 14$ и выбираем косозубую реечную передачу)
Угол наклона линий зубьев, °	β	$\beta = \arccos\frac{\pi m z}{L_0}$	12° 12′ 30″ (принимаем $\beta = 12°\,12'$)
Погрешность при наибольшем перемещении рейки, мм	Δl	$\Delta l = b - 4L_0 = L - \frac{4\pi m z_1}{\cos\beta}$	0,002 (считаем такую погрешность допустимой)
Сумма верхнего дополнительного смещения и допуска на дополнительное смещение исходного производящего контура шестерни, мм	$E'_{HS1} + T'_{H1}$	$E'_{HS1} + T_{H1} = -\lvert E_{HS1}\rvert - T_{H1} - 0{,}35\,F_{r1}$, где согласно ГОСТ 9178—81 $\lvert E_{HS1}\rvert = 22$ мкм; $T_{H1} = 30$ мкм; $F_{r1} = 16$ мкм	−0,046
Торцовый угол профиля зуба рейки, °	α_t	$\alpha_t = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$	20° 25′ 27″
Коэффициент наименьшего смещения исходного контура шестерни	$x_{1\,min}$	$x_{1\,min} = h_f^* - \frac{E'_{HS1} - T'_{H1}}{m} = \frac{z_1 \sin^2\alpha_t}{2\cos\beta}$	0,472 (принимаем $x_1 = 0{,}48$, что гарантирует отсутствие подрезания)
Делительный диаметр шестерни, мм	d_1	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta}$	7,162
Межосевое расстояние реечной передачи, мм	H_w	$H_w = d_1/2 + x_1 m + H + H_2$	14,821
Монтажное расстояние, мм	$Hw-H$	$H_w - H = d_1/2 + x_1 m + H_2$	8,821

Продолжение табл. 6.13

Параметр	Обозначение	Расчетная формула и указания к использованию таблиц и графиков	Численное значение
Условный монтажный размер, необходимый для определения предельных отклонений монтажного расстояния, мм	a'_R	$a'_R = 0{,}5\,(d1 + 35m)$	12,331
Высота заготовки рейки, мм	H_{a2}	$H_{a2} = H_2 + h_a^* m$	5,5
Нормальный шаг рейки, мм	p_n	$p_n = \pi m$	1,5708
Торцовый шаг рейки, мм	p_t	$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}$	1,607
Диаметр ролика, мм	D	по табл. 6.3 при $m = 0{,}5$ мм	0,866
Размер по роликам рейки, мм	M_2	$M_2 = H_2 + \frac{2D - p_n \cos\alpha}{4\sin\alpha} + D/2$	5,620

6.3. Конические зубчатые передачи

Особенности конических передач приборов. Понижающие конические передачи рекомендуется выполнять с передаточным числом не более 7,5, в исключительных случаях — до 10. Передаточное число повышающих передач не рекомендуется принимать более 3,15. При известном межосевом угле $\sum$ и передаточном отношении i углы начальных конусов δ_{w1} и δ_{w2} определяют по формулам:

$$\delta_{w1} = \operatorname{arctg}\frac{\sin\sum}{i_{12} + \cos\sum}; \quad \delta_{w2} = \sum - \delta_{w1}.$$

В наиболее часто применяемых ортогональных конических передачах $\sum = 90°$ и $\delta_{w1} = \operatorname{arctg} i_{12}$; $\delta_{w2} = \sum - \delta_{w1}$.

В приборостроении широко применяют колеса с прямыми зубьями и ограниченно колеса с круговыми зубьями, как правило, при высоких окружных скоростях.

Расчет геометрических параметров. *Ширину зубчатого венца* b конического колеса измеряют по образующей делительного конуса между внешним и внутренним торцами колеса. Торцовые поверхности образуются в сечении колеса *внешним и внутренним делительными (начальными) дополнительными конусами*, соосными колесу. Образующие этих конусов перпендикулярны к образующим делительного (начального) конуса конического зубчатого колеса (рис. 6.15). Однако конструктивно торцовые поверхности зубьев могут не совпадать с дополнительными конусами.

Различают три формы зубьев в осевом сечении колес (табл. 6.14). При заданных параметрах колес возможно использование зубьев различной формы. Форму зубьев выбирают с учетом геометрических, технологических и производственных факторов. В приборостроении наибольшее распространение получили конические колеса, имеющие осевую пропорционально понижающуюся форму зуба — форму I (ГОСТ 19325—73). В передачах, составленных из таких колес, получают постоянный радиальный зазор по всей

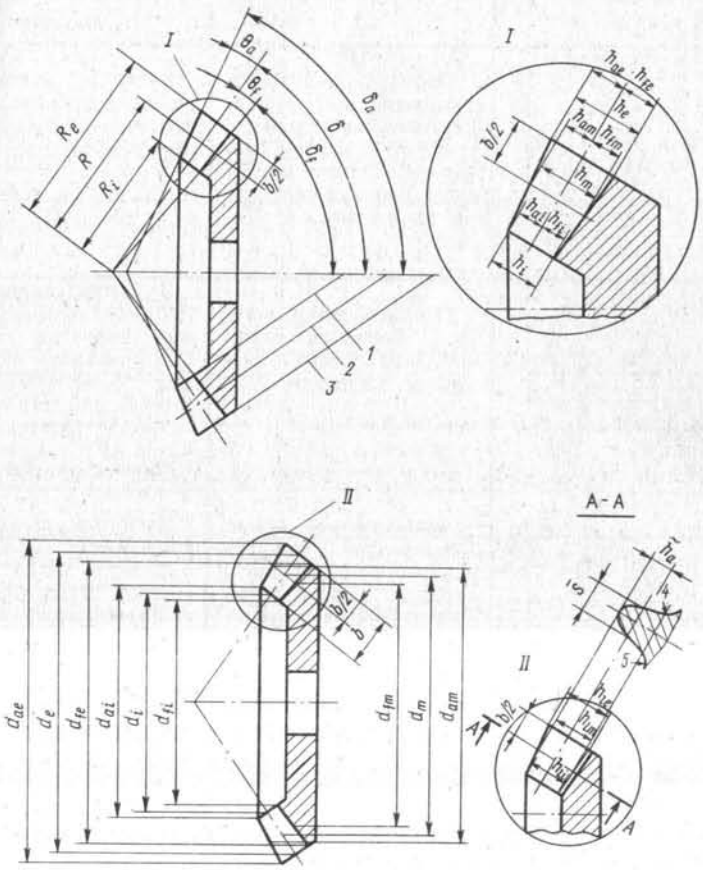


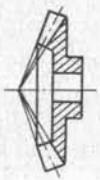
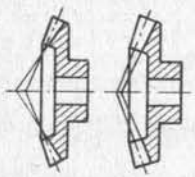
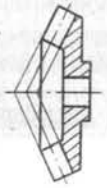
Рис. 6.15. Геометрические параметры зубчатого венца прямозубого конического колеса:

1 — внутренний делительный дополнительный конус; *2* — средний делительный дополнительный конус; *3* — внешний делительный дополнительный конус; *4* — граничная точка профиля; *5* — переходная кривая зуба

ширине зубчатого венца. Используемые в приборостроении конические колеса с круговыми зубьями могут иметь форму I и форму II.

Торцовым теоретическим (номинальным) исходным контуром называют контур зубьев условной рейки, идентичный развертке на плоскость торцового сечения теоретического (номинального) исходного плоского колеса.

6.14. Характеристики осевых форм зубьев конических зубчатых колес (ГОСТ 19325—73)

Форма зуба	Изображение	Характеристика	Область применения
I		Пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию	Зубчатые колеса с прямыми зубьями. Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 2 \div 2{,}5$; $R = 60 \div 650$ мм; $\beta_n = 0 \div 45°$; $z_c = 20 \div 100$
II		Понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин не совпадают	Зубчатые колеса с тангенциальными зубьями. Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 4 \div 35$; $R = 6 \div 700$ мм; $\beta_n = 0 \div 15°$ (допускается β_n до 45°); $z_c = 24 \div 100$.
III		Равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зубьев постоянна по всей длине	Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 2 \div 25$; $R = 75 \div 750$ мм; $\beta_n = 25 \div 45°$; $z_c > 40$

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: z_c — число зубьев плоского колеса, сопряженного с данным коническим; β_n — средний (расчетный) угол наклона зуба.

Параметры исходных контуров, применяемых в приборостроении передач, представлены в табл. 6.15. Последующие рекомендации и пример расчета относятся к ортогональным коническим передачам с прямозубыми колесами, имеющими осевую пропорционально понижающуюся форму зуба I, постоянный радиальный зазор по ширине зубчатого венца при коэффициенте смещения, равном нулю.

В число исходных данных для геометрического расчета входят числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2. Их назначают из геометрических и технологических условий. Минимальные числа зубьев шестерни и колеса ортогональных конических передач можно определить по табл. 6.16, где β_n — расчетный угол наклона зуба для передач, исходный контур которых регламентирован ГОСТ 16202—81. Иногда используют и более простую рекомен-

6.15. Параметры исходных контуров для конических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Передача с прямыми зубьями		Передача с круговыми зубьями при $m_n \geqslant 1$ мм (ГОСТ 16202—81)
		0,1 мм $\leqslant m < 1$ мм (ГОСТ 13755—81)	$m \geqslant 1$ мм (ГОСТ 13754—81)	
Угол главного профиля	α	20°		
Коэффициент высоты головки	h_a^*	1		
Коэффициент высоты ножки	h_f^*	$1 + c^*$	1,2	1,25
Коэффициент граничной высоты	h_e^*	2		2,08
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой, являющейся дугой окружности	ρ_f^*	$\frac{2h_a^* + c^* - h_e^*}{1 - \sin\alpha}$	0,3	0,25
Коэффициент глубины захода зубьев в паре исходных контуров	h_ω^*	2		
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	c^*	0,25—0,4	0,2	0,25

Примечание. Профиль в пределах граничной высоты — прямолинейный.

6.16. Минимально допустимые числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 ортогональной конической передачи при стандартных исходных контурах по ГОСТ 13754—81 и ГОСТ 13755—81

z_1	z_2	β_n, °	z_1	z_2	β_n, °	z_1	z_2	β_n, °
6	34	Не менее 42	11	30	Не менее 25	13	24	Св. 15 до 29
7	33	40	11	28	Св. 29 до 45	13	22	» 29 » 45
8	32	38	12*	30*	0—15	14*	20*	0—45
9	31	35	12	28	Не менее 20	15*	19*	0—45
10	32	28	12	26	Св. 29 до 45	16*	18*	0—45
10	30	32	13*	26*	0—15	17*	17*	0—45

Примечание. Числа зубьев, отмеченные звездочками, относятся к коническим передачам с прямыми зубьями при исходных контурах по ГОСТ 13754—81 и 13755—81.

дацию: при выборе значений z_1 и z_2 следят за тем, чтобы z_c было не менее 25.

Наряду с параметрами исходного контура и числами зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 внешний окружной модуль m_e относится к исходным данным для геометрического расчета конической передачи. Значения m_e стандартизованы ГОСТ 9563—60* и приведены в п. 6.2.

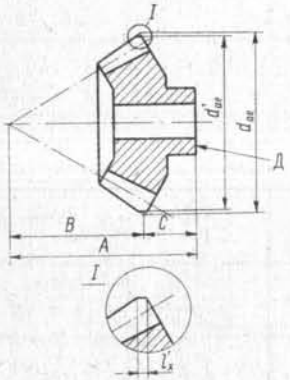


Рис. 6.16. Параметры конического зубчатого колеса

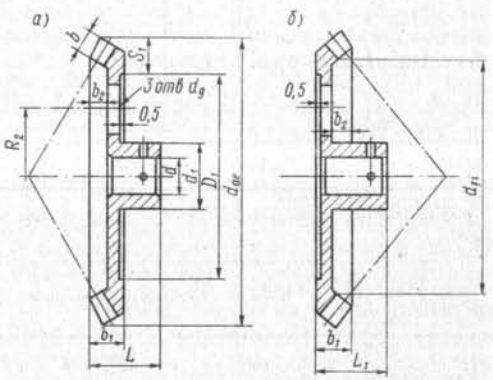


Рис. 6.17. Конструктивные элементы конических прямозубых колес: *а* — со ступицей со стороны внешнего торца венца; *б* — со ступицей со стороны внутреннего торца венца

Значение внешнего делительного диаметра, используемого в дальнейшем при определении d_{ae} и d_{fi}, определяют по формуле

$$d_e = m_e z.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = d_e/(2 \sin \delta).$$

При назначении *ширины зубчатого венца* должны выполняться условия: $b \leqslant 0{,}3R_e$; $b \leqslant 10m_e$. Практически при $m_e \leqslant 0{,}3$ мм принимают $b = (6 \div 10)\, m_e$, при m_e свыше 0,3 до 0,6 мм $b = (5 \div 6)\, m_e$ и при m_e свыше 0,6 до 1 мм $b = (4 \div 5)\, m_e$.

Среднее конусное расстояние R находят по формуле $R = R_e - 0{,}5b$.

Средний окружной модуль (в ГОСТ 1758—81 определен как средний нормальный модуль и обозначен m_n)

$$m_m = m_e R/R_e.$$

Средний делительный диаметр $d = m_m z$.

Внешняя высота головки зуба h_{ae}, используемая в дальнейшем для расчета d_{ae} и h_a, вычисляется по формуле

$$h_{ae} = h_a^* m_e.$$

Внешняя высота зуба $h_e = (2h_a^* + c^*)\, m_e$.

Расстояние от вершины конического зубчатого колеса до плоскости внешней окружности вершин зубьев B (рис. 6.16) используют для вычисления расстояний от базовой плоскости конического зубчатого колеса D до его вершины (базового расстояния A) и до плоскости внешней окружности вершин зубьев (расстояния C). Расстояние B определяют по формуле

$$B = R_e \cos \delta - h_a^* m_e \sin \delta.$$

Углы ножки зуба θ_f *и головки зуба* θ_a в рабочем чертеже конического зубчатого колеса не указывают, однако они используются при вычислении ряда других параметров. Их вычисляют по формуле

$$\theta_f = \theta_a = \frac{\operatorname{arctg}(h_a^* + c^*)\, m_e}{R_e}.$$

Угол конуса впадин зубьев $\delta_f = \delta - \theta_f$, *угол конуса вершин зубьев* $\delta_a = \delta + \theta_a$.

На чертеже конического зубчатого колеса обозначают *внешний диаметр вершин зубьев до притупления кромки* d_{ae} *и внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромки* d'_{ae}, поскольку конус вершин зубьев и внешний делительный дополнительный конус на поверхности колеса не пересекаются. Они связаны цилиндрической поверхностью диаметром d'_{ae}. Наличие этой поверхности обусловлено тем, что часть цилиндрической поверхности заготовки длиной l'_x сохраняется при обработке по конусу вершин зубьев и внешнему делительному дополнительному конусу. Величину l'_x для мелкомодульных конических зубчатых колес принимают равной 0,1 мм. Внешние диаметры вершин зубьев:

до притупления кромки $d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta$,

после притупления кромки $d'_{ae} = d_{ae} - (2l'_x \sin \delta_a \cos \delta)/\cos \theta_a$.

В соответствии с ГОСТ 1758—81 *среднюю делительную толщину зуба по хорде* $\overline{S}$ *и высоту зуба до хорды* $\overline{h}_a$ задают в среднем измерительном сечении:

$$\overline{S} = \frac{d_e}{\cos \delta} \frac{R}{R_e} \sin \psi_e;$$

$$\overline{h}_a = h_{ae} + (0{,}125\pi m_e \psi_e R - 0{,}5b \operatorname{tg} \theta_a)/R_e,$$

где ψ_e — половина внешней угловой толщины зуба, $\psi_e = 0{,}5\pi m_e \cos \delta/d_e$.

Внутренний диаметр впадин d_{fi} в рабочем чертеже конического зубчатого колеса не указывают, однако его значение необходимо при проверке отсутствия повреждения ступицы при выходе резца. Внутренний диаметр впадин

$$d_{fi} = d_e \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \theta_f}{\operatorname{tg} \delta}\right) - \frac{2b \sin \delta_f}{\cos \theta_f}.$$

Конструктивные элементы конических колес. Конструктивные элементы конических прямозубых колес изображены на рис. 6.17, а размеры приведены в табл. 6.17.

6.17. Размеры конических колес в зависимости от диаметра вала d, мм (см. рис. 6.17)

d	d_1	b	b_1	b_2	L	L_1	d	d_1	b	b_1	b_2	L	L_1
2,8	6	1,6	2,8	0,8	7,5	7,5	6,0 8,0	10 13	3	4,5	2,0	10,0 12,0	10,0 11,0
4,0 5,0	8 9	2	3,6	1,4	9,0	9,0	10,0	16	4	5,0	2,5	16,0	14,0

6.18. Наименьший размер до выточки у конических зубчатых колес в зависимости от диаметра вала и угла делительного конуса (см. рис. 6.17)

d, мм	S_1 min при угле делительного конуса δ, °										
	от 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 15	св. 15 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 70	св. 70 до 80	св. 80
2,8 4,0	10,8 13,0	9,0 10,8	7,8 9,2	7,2 7,8	5,2 6,2	4,0 4,8	3,5 4,0	3,0 3,5	2,8 3,0	2,2 2,5	1,8 2,0
5,0	13,5	11,2		8,2	6,8		4,5		3,5	3,0	2,5
6,0 8,0	14,5	11,5	9,8	8,0	6,5	4,8	—	4,2	3,8	3,2	3,0
10,0		11,8						4,5	4,2	4,0	3,8

6.19. Исходные данные для расчета ортогональной конической передачи с прямозубыми колесами

Параметр	Обозначение	Численное значение
Число зубьев:		
шестерни	z_1	40
колеса	z_2	60
Внешний окружной модуль, мм	m_e	0,5
Межосевой угол	Σ	90°
Внешний торцовый исходный контур (ГОСТ 13754—81):		
угол профиля, °	α	20°
коэффициент высоты головки	h_a^*	1
коэффициент радиального зазора	c^*	0,35
коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля	ρ_f^*	0,3
Длина остающейся части цилиндрической поверхности заготовки, мм	l_x'	0,1

6.20. Пример расчета параметров ортогональной конической передачи с прямыми зубьями

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение
Расчет параметров передачи			
Внешний делительный диаметр, мм	d_{e1} d_{e2}	$d_e = m_e z$	20 40
Угол делительного конуса, °	δ_1 δ_2	$\delta_1 = \operatorname{arctg} z_1/z_2$ $\delta_2 = 90° - \delta_1$	26° 34′ 63° 26′
Внешнее конусное расстояние, мм	R_e	$R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1}$	22,3594
Ширина зубчатого венца, мм	b	$b \leqslant 0{,}3R_e$; $b \leqslant 10m_e$	Принимаем $b = 2{,}5$
Среднее конусное расстояние, мм	R	$R = R_e - 0{,}5b$	21,1094
Средний окружной модуль, мм	m	$m = m_e \frac{R}{R_e}$	0,4720
Передаточное число	u	$u = z_2/z_1$	2
Средний делительный диаметр, мм	d_1 d_2	$d = mz$	18,88 37,76
Расчет параметров зубчатых колес			
Внешняя высота головки зуба, мм	h_{ae}	$h_{ae} = h_a^* m_e$	0,5
Внешняя высота зуба, мм	h_{fe}	$h_{fe} = h_{ae} + c^* m_e$	0,675
Внешняя высота зуба, мм	h_e	$h_e = h_{ae} + h_{fe}$	1,175
Угол ножки зуба, °	θ_f	$\theta_f = \operatorname{arctg}(h_{fe}/R_e)$	1° 44′
Угол головки зуба, °	θ_{a1} θ_{a2}	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$ $\theta_{a2} = \theta_{f1}$	1° 44′
Угол конуса вершин, °	δ_{a1} δ_{a2}	$\delta_a = \delta + \theta_a$	28° 18′ 65° 10′
Угол конуса впадин, °	δ_{f1} δ_{f2}	$\delta_f = \delta_1 - \theta_f$	24° 50′ 61° 42′
Внешний диаметр вершин зубьев до притупления кромки, мм	d_{ae1} d_{ae2}	$d_{ae} = d_e + h_{ae} \cos \delta$	20,8944 40,4472

Продолжение табл. 6.20

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение
Внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромки, мм	d'_{ae1} d'_{ae2}	$d'_{ae} = d_{ae} - \dfrac{2l'_x \sin\delta_a \cos\delta}{\cos\theta_a}$	20,8096 40,3660
Расстояние, B, мм	B_1 B_2	$B = R_e \cos\delta - h^*_a m_e \sin\delta$	19,7748 9,5528
Половина внешней угловой толщины зуба	ψ_{e1} ψ_{e2}	$\psi_e = 0{,}5\pi m_e \cos\delta/d_e$	0,03512 0,00880
Средняя делительная толщина зуба по хорде, мм	$\overline{S}_1$ $\overline{S}_2$	$\overline{S} = \dfrac{d_e R}{\cos\delta R_e} \sin\psi_e$	0,7412 0,7430
Высота зуба до хорды, мм	$\bar{h}_{a1}$ $\bar{h}_{a2}$	$\bar{h}_a = h_{ae} + 0{,}125\pi m_e \psi_e R/R_e - 0{,}5b \operatorname{tg}\theta_a$	0,4687 0,4638
Внутренний диаметр впадин шестерни, мм	d_{fi1}	$d_{fi1} = d_{e1}\left(1 - \dfrac{\operatorname{tg}\theta_{f1}}{\operatorname{tg}\delta_1}\right) - \dfrac{2b\sin\delta_{f1}}{\cos\theta_{f1}}$	16,78

Диаметр выточки D_1 определяют по формуле

$$D_1 = d_{ae} - 2S_{1\min}. \qquad (6.8)$$

Размеры $S_{1\min}$ в зависимости от диаметра валика d и угла делительного конуса колеса δ приведены в табл. 6.18. Найденный по формуле (6.8) размер выточки D_1 округляют в меньшую сторону до ближайшего целого числа.

При изготовлении наиболее распространенных в приборостроении конических колес 6—8-й степени точности рекомендуется выполнять рабочие поверхности зубьев с шероховатостью $R_a = 2{,}5$ мкм.

Расчет ортогональной конической передачи. Исходные данные для расчета ортогональной конической передачи с прямозубыми колесами приведены в табл. 6.19, пример расчета — в табл. 6.20. Алгоритм расчета параметров передачи на ЭВМ представлен на рис. 6.18.

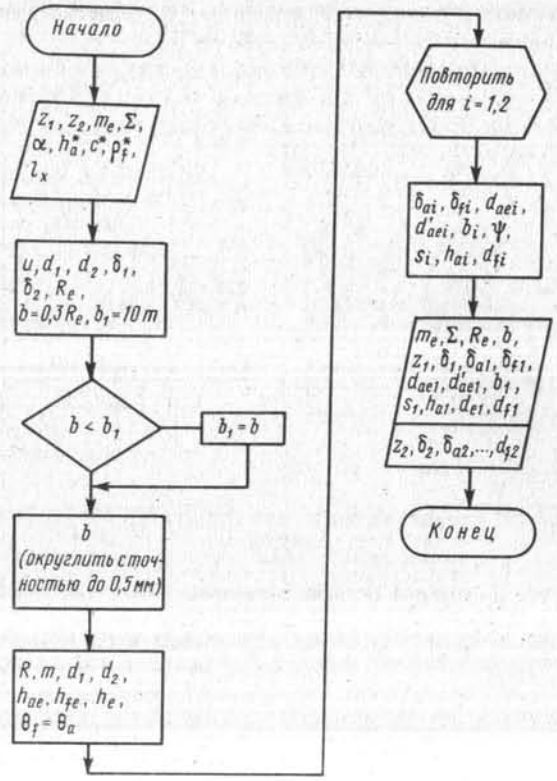


Рис. 6.18. Алгоритм расчета параметров ортогональной конической передачи с прямыми зубьями

6.4. Червячные передачи

Общие сведения о червячных передачах. В приборах используются главным образом цилиндрические червячные передачи. Цилиндрический червяк представляет собой одно- или многовитковый винт, боковые поверхности витков которого являются винтовыми. При этом $\operatorname{tg}\gamma = p_{z1}/\pi d_1$. Различают линейчатые и нелинейчатые червяки.

В приборостроении получили распространение червячные цилиндрические передачи с архимедовым червяком ZA при осевом модуле $m > 1$ мм и конволютным червяком с прямолинейным профилем в нормальном сечении по впадине $ZN2$ при $m \leqslant 1$ мм. Передачи с нелинейчатым червяком в приборостроении обычно не используют. Широко применяют передачи, составленные из червяка и косозубого цилиндрического зубчатого колеса. При малых модулях ($m < 1$ мм) такие передачи по точности не уступают червячным. Направление винтовой линии витка червяка

и наклона зубьев колеса одноименные, начальный угол подъема витков γ_w равен углу наклона зубьев β_w.

Расчет и проектирование цилиндрических червячных передач. Форма главных поверхностей витков червяка и размеры витков определяются *исходным червяком*, а форма главных поверхностей

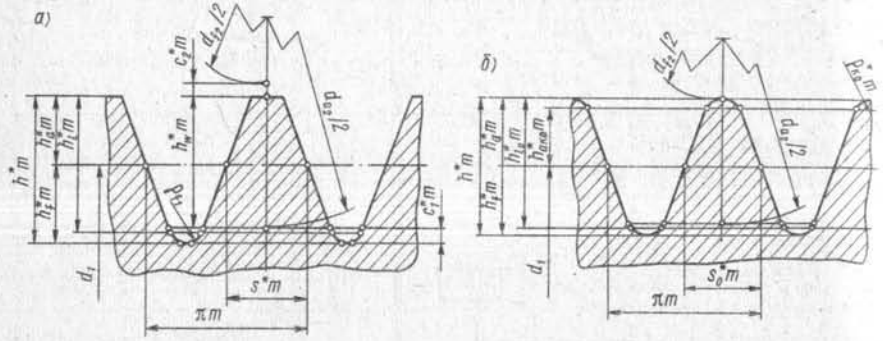


Рис. 6.19. Осевое сечение червяка: *а* — исходного; *б* — исходного производящего

6.21. Параметры исходного червяка (ГОСТ 19036—81)

Параметр	Обозначение	Значение параметра при модуле, мм	
		$0{,}1 \leqslant m < 1$	$m \geqslant 1$
Угол профиля в нормальном сечении впадины	α_{ns}	20°	
Коэффициент высоты:			
витка	h^*	$2 + c_1^*$	
головки витка	h_a^*	1	
ножки витка	h_f^*	$1 + c_1^*$	
Коэффициент граничной высоты витка	h_l^*	Не менее 2	
Коэффициент глубины захода	h_ω^*	2	
Коэффициент радиального зазора у поверхности впадин:			
червяка	c_1^*	0,45 при $0{,}5 \geqslant m \geqslant 0{,}1$	0,2
колеса	c_2^*	0,3 при $0{,}5 < m < 1$	0,2 *1
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой витка	ρ_{f1}^*	0,35 при $0{,}1 \leqslant m \leqslant 0{,}5$; 0,45 при $0{,}5 < m < 1$	0,3

*1 В обоснованных случаях допускается от 0,15 до 0,3.

6.22. Параметры исходного производящего червяка

Параметр	Обозначение	Значение параметра при модуле, мм	
		$0{,}1 \leqslant m < 1$	$m \geqslant 1$
Угол профиля в нормальном сечении впадины	α_{ns}	20°	
Коэффициент высоты:			
витка	h_a^*	Не регламентируется	
» головки	$h_{a_0}^*$	$1 + c_1^*$	
» ножки	$h_{f_0}^*$	Не регламентируется	
Коэффициент граничной высоты витка	h_{lo}^*	Не менее $2 + c_2^*$	
Коэффициент высоты головки до начала закругления	h_{ako}^*	Не менее 1	
Коэффициент радиуса скругления кромки производящей поверхности	ρ_{ko}^*	0,35 при $0{,}1 \leqslant m \leqslant 0{,}5$; 0,45 при $0{,}5 < m < 1$	от 0,2 до 0,3 (предпочтительно 0,3)

Примечание. Значение коэффициента c_2^* указано в табл. 6.21.

зубьев червячного колеса и размеры зубьев — *исходным производящим червяком* при его номинальном положении относительно технологической оси червячного колеса. Форму и размеры витков исходного червяка и исходного производящего червяка в осевом сечении устанавливает ГОСТ 20184—81«Передачи червячные цилиндрические мелкомодульные. Исходный червяк и исходный производящий червяк». Стандартные исходный червяк и исходный производящий червяк изображены на рис. 6.19, а значения их параметров приведены в табл. 6.21 и 6.22 соответственно. На рис. 6.19 линии контура витков условно показаны прямолинейными, в действительности же они криволинейны в осевом сечении и прямолинейны в нормальном сечении по впадине.

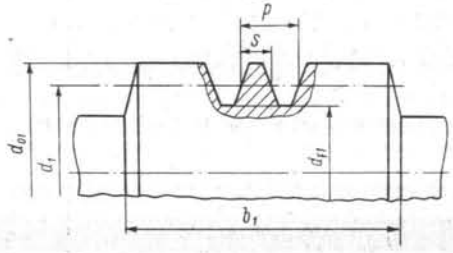


Рис. 6.20. Геометрические параметры зубчатого венца цилиндрического червяка

Геометрические параметры зубчатого венца червяка приведены на рис. 6.20, геометрические параметры червячного колеса — на рис. 6.21.

Значения параметров исходного и исходного производящего червяков получают умножением коэффициента соответствующего параметра на расчетный *осевой модуль* m. У многовитковых червяков

$$p_{z1} = p_1 z_1 = \pi m z_1,$$

где $p_1 = \pi m$ — расчетный осевой шаг червяка.

Для уменьшения номенклатуры червячных фрез, используемых для нарезания червячных колес, введен *коэффициент диаметра червяка* q, равный отношению его делительного диаметра к модулю: $q = d_1/m$.

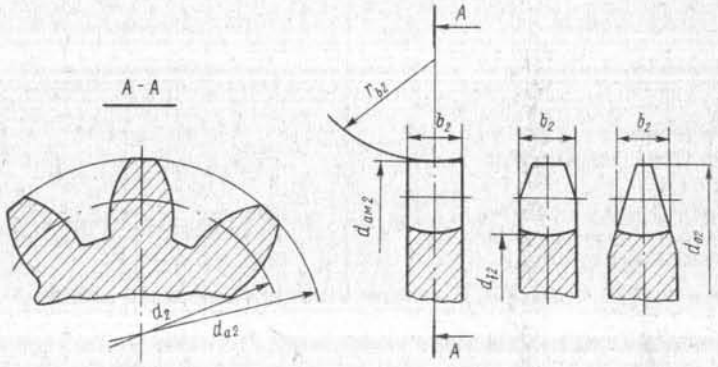


Рис. 6.21. Геометрические параметры зубчатого венца червячного колеса

Делительный угол подъема витка червяка определяют из выражения $\operatorname{tg}\gamma = z_1/q$. Значения q при различных сочетаниях осевых модулей m и чисел витков z_1 регламентирует ГОСТ 2144—76*.

В приборостроении наибольшее применение получили модули 0,3; 0,4; 0,5; 0,8; 1 мм. Перспективны меньшие численные значения модуля: 0,2 и 0,25 мм.

Для червяков с модулями до 1 мм применяют наибольшие значения q из ряда, установленного ГОСТ 2144—76*: 12,5; 16; 20 и 25. Значения d_1, соответствующие указанным выше значениям m и q, приведены в табл. 6.23. При проектировании червячных передач для специальных целей и при нарезании червячных колес без использования червячных фрез можно применять нестандартные значения q.

В табл. 6.24 приведены значения делительных углов подъема витка γ по ГОСТ 2144—76*. Согласно этому же стандарту значения числа витков червяка $z_1 = 1; 2; 4$. В специальных передачах число витков может быть любым, однако $z_1 \leqslant 12$.

В соответствии с ГОСТ 19650—74 «Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии» принципиальная схема расчета геометрии состоит в последовательном переходе от исходных дан-

6.23. Рекомендуемые значения делительного диаметра червяка d_1, мм

m	q			
	12,5	16	20	25
0,2	—	—	—	5
0,25	—	—	5	6,25
0,3	—	—	6	7,5
0,4	—	6,4	8	10
0,5	—	8	10	12,5
0,6	—	9,6	12	15
0,7	8,75	11,2	14	17,5
0,8	10	12,8	16	20
1	12,6	16	20	25

6.24. Делительный угол подъема витка γ цилиндрического червяка в зависимости от q и z_1

q	z_1		
	1	2	4
8,0 *	7° 07′ 30″	14° 02′ 10″	26° 33′ 54″
9,0	6° 20′ 25″	12° 31′ 44″	23° 57′ 45″
10,0 *	5° 42′ 38″	11° 18′ 36″	21° 48′ 05″
12,0	4° 45′ 49″	9° 27′ 44″	18° 26′ 06″
12,5 *	4° 34′ 26″	9° 05′ 25″	17° 44′ 41″
14,0	4° 05′ 08″	8° 07′ 48″	15° 56′ 43″
16,0 *	3° 34′ 35″	7° 07′ 30″	14° 02′ 10″
18,0	3° 10′ 47″	6° 20′ 25″	12° 31′ 44″
20,0 *	2° 51′ 45″	5° 42′ 38″	11° 18′ 36″

* Предпочтительные значения.

6.25. Расчет червячной передачи с исходными данными: $m = 0{,}5$ мм; $z_1 = 1$; $d_1 = 8$ мм; $u = 100$, диаметр шейки червяка, служащей для посадки шарикоподшипника, $d_b = 6$ мм

Параметр	Обозначение	Расчет формулы и указания к использованию таблиц	Численное значение
Коэффициент диаметра червяка	q	$q = d_1/m$ (округлить до ближайшего значения по табл. 6.24)	16
Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = uz_1$ (округлить до ближайшего целого числа; допускается изменение значения z_2, после чего уточняется окончательное значение u)	100
Делительное межосевое расстояние, мм	a	$a = 0{,}5\,(z_2 + q)\,m$	29
Коэффициент смещения червяка	x	$x = (a_w - a)/m$ (вычисляют при заданном a_w; в данном случае $a_w = a$)	Принимаем $x = 0$
Межосевое расстояние, мм	a_w	$a_w = 0{,}5\,(z_2 + q + 2x)\,m$ (в данном случае $a_w = a$)	29
Делительный диаметр червячного колеса, мм	d_2	$d_2 = mz_2$	50
Делительный угол подъема, °	γ	Определяют по табл. 6.24 для $q = 16$ и $z_1 = 1$	3° 34′ 35″
Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$	9

Продолжение табл. 6.25

Параметр	Обозначение	Расчет формулы и указания к использованию таблиц	Численное значение
Диаметр вершин зубьев червячного колеса, мм	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2\left(h_a^* + x\right) m$	51
Диаметр впадин червяка, мм	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2\,(h^* + c^*)\,m$; $d_{f1} > d_b$ (следовательно, инструмент при нарезании не будет врезаться в шейку вала)	6,55
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	d_{aM2}	$d_{aM2} \leqslant d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$	Принимаем $d_{aM2} = 52$ мм
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}06z_2)\,m$	Принимаем $b_1 = 12$ мм
Ширина венца червячного колеса, мм	b_2	$b_2 \leqslant 0{,}75d_{a1}$ при $z_1 \leqslant 3$ $b_2 \leqslant 0{,}67d_{a1}$ при $z_1 = 4$	Принимаем $b_2 = 5{,}5$ мм
Ход витка червяка, мм	p_{z1}	$p_{z1} = \pi m z_1$	1,571
Размер червяка по роликам, мм	M_1	Определяют по табл. 6.26 при $m = 0{,}5$ мм, $D = 0{,}866$ мм, $d_1 = 8$ мм	9,244

ных к расчету геометрических параметров и далее к расчету размеров для контроля взаимного положения профилей витков червяка (табл. 6.25, 6.26).

Проверку на отсутствие подрезания и заострения зубьев червячных колес передач с червяками типов ZA и ZN можно производить по предельным (соответственно по подрезанию и заострению зубьев) межосевым расстояниям:

$$a_{w\,\text{подр}} \approx 0{,}5\,(d_{a1} + mz_2 \cos^2 \alpha_x);$$

$$a_{w\,\text{заостр}} \approx m\,(0{,}55z_2 - 0{,}64 - 0{,}024\alpha_x) + d_{a1}/2.$$

Для червяков типа ZN угол α_x приближенно вычисляют по формуле $\operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma$.

При проектировании автономных червячных редукторов значение a_w должно быть выбрано из ряда значений, установленного ГОСТ 2144—76*: 1-й ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500 мм. 2-й ряд: 140; 180; 225; 280; 355; 450 мм. При этом следует предпочитать значения первого ряда.

Указанный стандарт регламентирует также номинальные передаточные числа, которые должны принадлежать следующим рядам. 1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 86. 2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71. При этом следует предпочитать значения первого ряда. Фактические значения передаточных чисел могут отличаться от номинальных не более, чем на 4 %.

6.26. Расчет размеров для контроля взаимного положения профилей витков червяка (ГОСТ 19650—74)

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы	Численное значение
Расчетный шаг червяка	p_1	$p_1 = \pi m$	1,571
Ход витка	p_{z1}	$p_{z1} = p_1 z_1$	1,571
Делительная толщина по хорде витка червяка	$\overline{S}_{a1}$	$\overline{S}_{a1} = S^* m \cos \gamma$	0,499
Высота до хорды витка	$\overline{h}_{a1}$	$\overline{h}_{a1} = h_a^* m + 0{,}5\overline{S}_{a1} \times$ $\times \operatorname{tg}(0{,}5 \arcsin \overline{S}_{a1} \sin^2 \gamma / d_1)$	0,5
Диаметр измерительных роликов	D	$D \geqslant 1{,}67^*$	0,866
Размер червяка по роликам	M_1	$M_1 = d_1 - (p - S^* m) \times$ $\times \frac{\cos \gamma}{\operatorname{tg} \alpha} + D\left(\frac{1}{\sin \alpha} + 1\right)$, где $\alpha = 20°$ для червяков ZI, $ZN1$, $ZN2$, $ZK1$, $\sin \alpha = \sin 20° \cos \gamma$ для червяка ZA.	9,244

* Рекомендуется принимать значение D, равное ближайшему большему значению диаметра ролика по ГОСТ 2475—62.

Сочетания основных геометрических параметров для передач автономных редукторов устанавливают на основе приложения к ГОСТ 2144—76*.

Размер по роликам червяка M_1 и диаметр ролика D указывают для контроля в таблице параметров зубчатого венца червяка (см. табл. 6.26). Размер по роликам рекомендуется измерять: у червяков с одним витком с помощью трех роликов, у червяков с двумя — четырьмя витками с помощью одного ролика при использовании в качестве измерительной базы цилиндра вершин червяка.

Размер по роликам при измерении тремя роликами

$$M_1 = d_1 - 4{,}3157m \cos \gamma + 3{,}9238D,$$

а при измерении одним роликом

$$M_1 = 0{,}5\,(d_{a1} + d_1 - 4{,}3157m \cos \gamma + 3{,}9238D).$$

Диаметр ролика D определяют так же, как и для цилиндрических зубчатых колес. Значения размера по роликам и диаметра ролика для червяков $ZN2$ с наиболее часто применяемыми параметрами приведены в табл. 6.27.

Для передач, составленных из червяка и косозубого цилиндрического колеса, в отличие от червячных, осевой модуль червяка

6.27. Размеры по роликам M_1 цилиндрических червяков, мм

Модуль m	Диаметр ролика D	Делительный диаметр d_1	Число роликов: 3	Число роликов: 1 — Число заходов червяка: 1	2	3	4	Диаметр вершин витков d_{a_1}
0,2	0,402	5	5,715	5,558	5,560	5,562		5,4
0,25	0,161	5 6,25	5,731 6,981	5,618 6,867	5,621 6,869	5,625 6,872		5,5 6,75
0,3	0,572	6 7,5	6,951 8,405	6,778 8,277	6,782 8,279	6,787 8,283		6,6 8,1
0,4	0,724	6,4 8 10	7,518 9,117 11,116	7,364 8,962 10,960	7,372 8,967 10,963	7,383 8,974 10,968		7,2 8,8 10,8
0,5	0,866	8 10 12,5	9,244 11,243 13,742	9,128 11,125 13,624	9,139 11,132 13,628	9,152 11,141 13,634		9 11 13,5
0,8	1,441	10 12,8 16 20	12,213 15,008 18,206 22,204	11,922 14,714 17,909 21,906	11,948 14,730 17,920 21,913	11,983 14,752 17,934 21,922		11,6 14,4 17,6 21,6
1	1,732	12,5 16 20 25	14,994 18,489 22,486 27,484	13,331 16,821 20,815 24,811	13,364 16,841 20,828 24,819	13,407 16,868 20,846 24,831		14,5 18 22 27

6.28. Размеры червячных колес в зависимости от диаметра вала d, мм (см. рис. 6.22)

d	d_1	d_3	b: при m до 0,5	b: при m 0,6—1	b_2: при m до 0,5	b_2: при m 0,6—1	b_3: при m до 0,5	b_3: при m 0,6—1	L: при m до 0,5	L: при m 0,6—1
4 5	8 9	7 8	6	8	5,5	7	1,5	2	10	13
6	10	9							11	
8 10	13 16	11 14							12 13	14 15

6.29. Размеры червяков в зависимости от диаметра вала d, мм (см. рис. 6.23)

d	d_1	d_3	l_2	l_3	l_4
4 5	8 9	4,5 5,5	5	4	4
6 8	10 13	6,5 9,0	6	5	5
10	16	11,0	8	5	7

6.30. Длина нарезанной части червяка l_1 в зависимости от модуля m, мм

m	l_1 при z_2: до 50	св. 50 до 70	св. 70 до 100
0,4	8	9	10
0,5	10	11	12
0,6	12	13	15
0,7	14	15	17
0,8	16	17	20
1,0	20	22	25

выбирают не из стандартизованного ряда, а принимают равным торцовому модулю цилиндрического зубчатого колеса. Можно использовать и косозубое колесо с нестандартным нормальным модулем. По данным червяка определяют $\gamma_w = \beta_w$ и m.

При малых модулях и углах наклона зубьев β разностью

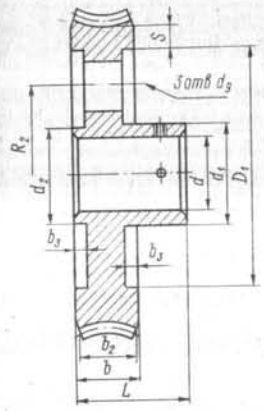


Рис. 6.22. Конструктивное оформление червячного колеса

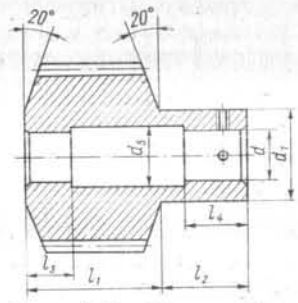


Рис. 6.23. Конструктивное оформление червяка

в шагах можно пренебречь и выполнять передачу со стандартными модулями. В приборостроении нерегулируемые червячные передачи применяют редко. У регулируемой червячной передачи в процессе сборки можно изменять межосевое расстояние и перекос рабочих осей. Кроме того, червячное колесо можно смещать в осевом направлении. При регулировке возможно улучшить такие характеристики зацепления, как плавность работы и пятно контакта. Одновременно стремятся к уменьшению бокового зазора между зубьями, однако при этом плавность работы и качество контакта, как правило, ухудшаются.

Конструктивные элементы червячных передач. Конструктивное оформление червячных колес и червяков показано на рис. 6.22 и 6.23 соответственно. На рис. 6.22 представлена широко применяемая конструкция червячного колеса с выемкой поверхности вершин зубьев и скосами торцов зубчатого венца. Углы скосов торца

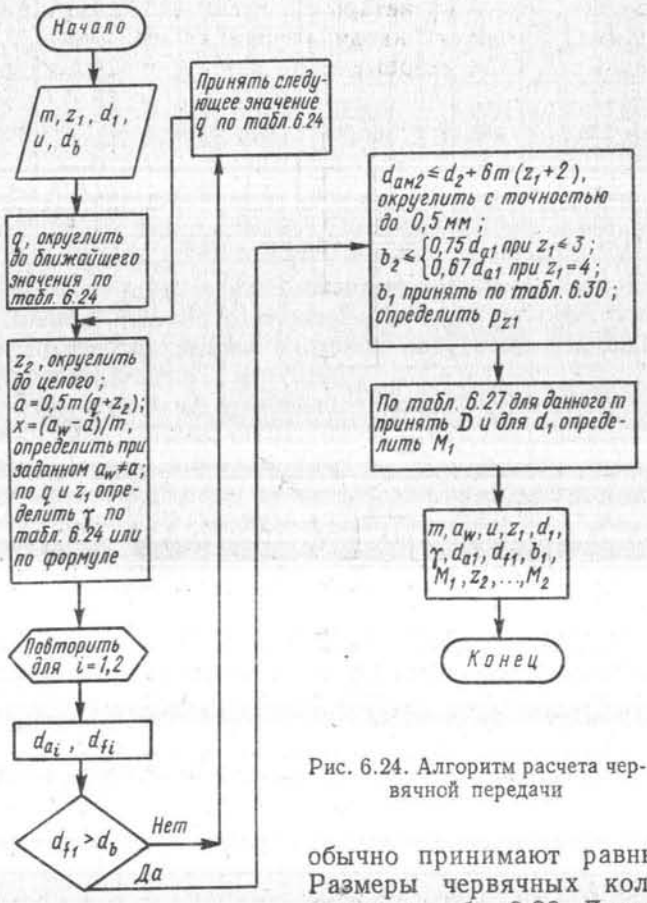


Рис. 6.24. Алгоритм расчета червячной передачи

обычно принимают равными 25°. Размеры червячных колес приведены в табл. 6.28. Диаметр выточек D_1 определяют по формуле $D_1 = mz - 2S_{min}$ и округляют до ближайшего целого числа, причем размер S_{min} определяют по табл. 6.3, а диаметр отверстий облегчения d_0 и радиус их расположения — по табл. 6.6. Рабочие поверхности зубьев червячных колес выполняют с параметром шероховатости $R_a = 2{,}5$ мкм при 8 и 7-й степенях точности и с параметром $R_a = 1{,}25$ мкм при 5 и 4-й степенях точности. Конструктивные элементы червяков показаны на рис. 6.23, а их размеры приведены в табл. 6.29 и 6.30. Рабочие поверхности витков выполняют с параметром шероховатости $R_a = 2{,}5$ мкм

при 8 и 7-й степенях точности и с параметром $R_a = 0{,}63$ мкм при 6—4-й степенях точности.

Алгоритм расчета червячной передачи представлен на рис. 6.24.

6.5. Планетарные зубчатые механизмы

Общие сведения о планетарных передачах. Планетарные передачи принято разделять на дифференциальные (рис. 6.25—6.27, 6.29), замкнутые планетарные (рис. 6.30) и простые планетарные

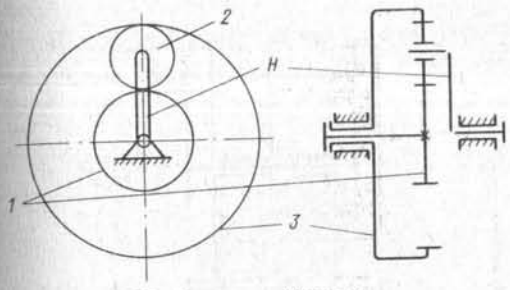


Рис. 6.25. Редуктор Джемса

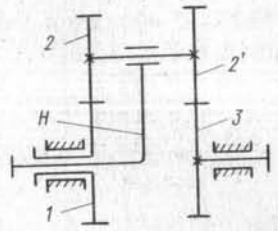


Рис. 6.26. Цилиндрическая дифференциальная передача

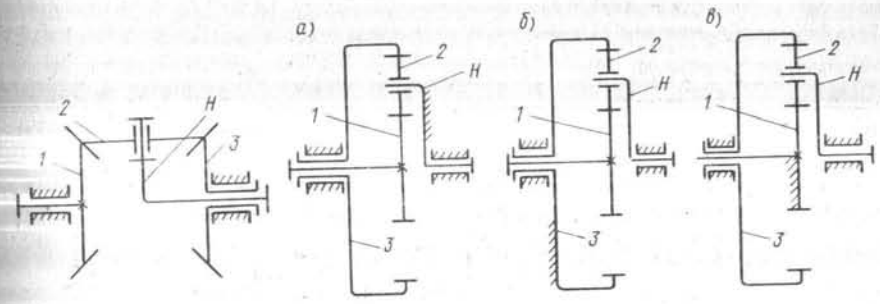


Рис. 6.27. Коническая дифференциальная передача

Рис. 6.28. Простые планетарные передачи

(рис. 6.28, *б*, *в*). На рис. 6.25—6.28, 6.31, 6.32 цифрами *1* и *3* обозначены центральные колеса, *2* и *2'* — сателлиты (*2'* используется при сдвоенных сателлитах), *H* — водило. Частными видами планетарных передач можно считать волновые и прецессирующие передачи [107].

Передаточное отношение дифференциальной передачи (рис. 6.26) определяется формулой Виллиса

$$i_{31}^{H} = \frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_1 - \omega_H}, \qquad (6.9)$$

где i_{31}^{H} — передаточное отношение обычной передачи, полученной

из планетарной остановкой водила; ω_1, ω_3 и ω_H — угловые скорости колес *1*, *3* и водила *H*.

Предполагается, что из трех величин ω_1, ω_3 и ω_H — две заданы, а определяется третья. Передаточное отношение i_{31}^H выражается через числа зубьев:

$$i_{31}^H = i_{32'}^H i_{21}^H = (-1)(z_{2'}/z_3)(-1)(z_1/z_2).$$

При внешнем зацеплении колес *1* и *2* (рис. 6.31, *а*)

$$i_{21}^H = (-1)\, z_1/z_2,$$

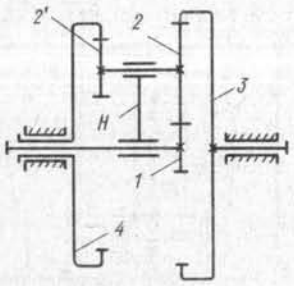


Рис. 6.29. Дифференциальная передача с тремя центральными звеньями: *1*, *3*, *4* — центральные колеса; *2* и *2'* — сателлиты; *H* — водило

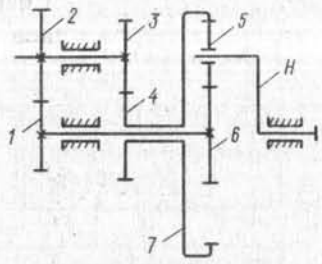


Рис. 6.30. Замкнутая планетарная передача: *1*—*4* — колеса замыкающих передач; *5* — сателлит; *6*, *7* — центральные колеса; *H* — водило

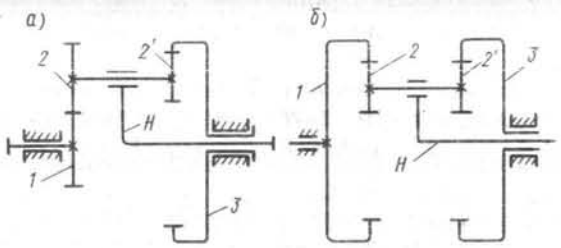


Рис. 6.31. Передачи с двойным сателлитом

так как передача сопровождается изменением направления движения. При внутреннем зацеплении пары колес *2'* и *3* (рис. 6.31, *а*)

$$i_{32'} = (+1)\, z_{2'}/z_3,$$

для этой передачи

$$i_{31}^H = (+1)\, z_{2'}/z_3\,(-1)\, z_1/z_2.$$

Аналогично для передачи, схема которой приведена на рис. 6.31, *б*,

$$i_{31}^H = (+1)\, z_{2'}/z_3\,(+1)\, z_1/z_2.$$

В простой планетарной передаче соотношение между угловыми скоростями определяется формулой (6.9), в которой нужно

положить равной нулю угловую скорость неподвижного центрального колеса. Для передачи на рис. 6.28, *в*

$$(\omega_3 - \omega_H)/-\omega_H = i_{31}^H; \quad i_{3H}^1 = \omega_3/\omega_H = 1 - i_{31}^H.$$

В обозначении i_{3H}^1 верхний индекс указывает, что колесо *1* неподвижно, а нижний *3H* — что рассматривается передача движения от центрального колеса *3* к водилу *H*.

Естественно, что

$$i_{H3}^1 = \omega_H/\omega_3 = 1/i_{3H}^1 = 1/(1 - i_{31}^H).$$

В простой планетарной передаче можно получить большое замедление, если передаточное отношение i_{31}^H будет иметь положительное значение и мало отличаться от единицы. Величина i_{31}^H будет положительной, если в передаче с остановленным водилом (см., например, рис. 6.28, *а*) обе пары колес находятся во внешнем или во внутреннем зацеплении (рис. 6.26, 6.31).

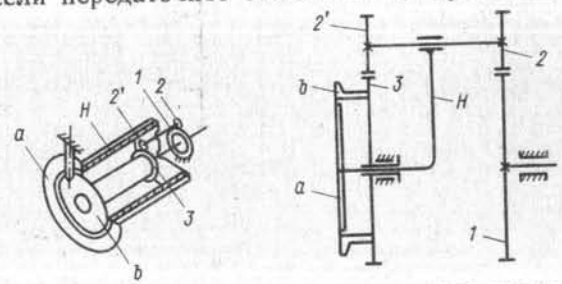


Рис. 6.32. Схема планетарного механизма отсчетного устройства с двумя шкалами

Угловая скорость сателлита относительно водила $\omega_2 - \omega_H$ описывается формулой, аналогичной (6.9):

$$(\omega_2 - \omega_H)/(\omega_1 - \omega_H) = i_{21}^H \text{ или } (\omega_{2'} - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H) = i_{2'3}^H, \quad (6.10)$$

причем $\omega_2 = \omega_{2'}$. Для простой планетарной передачи (рис. 6.28, *в*) в формуле (6.10) $\omega_1 = 0$.

В общем случае, когда дифференциальная передача имеет *n* колес, формула (6.9) примет вид

$$i_{1n}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H},$$

где i_{1n}^H — передаточное отношение между центральными первым и *n*-м колесами при неподвижном водиле *H*.

Планетарные редукторы шкальных отсчетных устройств, цилиндрические и конические дифференциалы. Углы поворота шкал грубого и точного отсчета относительно неподвижного индекса связаны заданным отношением. Схема планетарного редуктора с двумя отсчетными шкалами приведена на рис. 6.32. Обычно в та-

ком редукторе принимают $z_2 = z_{2'}$ и одну пару зубчатых колес выполняют прямозубой, а другую — косозубой. При этом $i^H_{31} = z_1/z_3$, а передаточное отношение

$$i^1_{H3} = \frac{1}{1 - i^H_{31}} = \frac{z_3}{z_3 - z_1}.$$

С колесом *3* связана шкала грубого отсчета b, а с водилом H — шкала точного отсчета a. Если в одном обороте шкалы точного

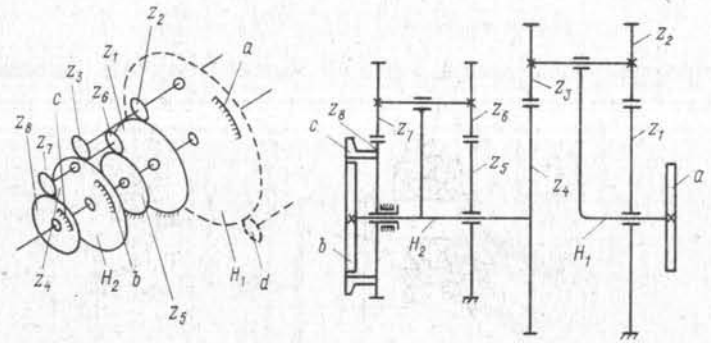


Рис. 6.33. Схема сдвоенного планетарного отсчетного устройства с тремя шкалами

отсчета m отсчетных единиц, а в одном обороте шкалы грубого отсчета n единиц, то $i^1_{H3} = n/m$. Пусть, например, $m = 10$, а $n = 600$. Тогда

$$i^1_{H3} = n/m = 60 = z_3/(z_3 - z_1).$$

При $z_3 - z_1 = 1$ находим $z_3 = 60$, $z_1 = 59$. Принимаем $z_2 = z_{2'} = 20$ и выполняем пару колес z_1 и z_2 косозубой.

Угол наклона зубьев определим из условия соосности $(z_1 + z_2)/\cos\beta = z_{2'} + z_3$, откуда $\cos\beta = \frac{z_1 + z_2}{z_{2'} + z_3} = \frac{79}{80} = 0{,}9875$; $\beta = 9°\,05'$.

Для отсчетного устройства с тремя шкалами используют сдвоенный планетарный редуктор (рис. 6.33), в котором с водилом H_1 связана шкала a точного отсчета, с водилом H_2 — шкала b среднего отсчета, с колесом z_8 — шкала c грубого отсчета. Водило H_2 второго планетарного редуктора жестко связано с колесом z_4 первого планетарного редуктора. Колеса z_1 и z_5 — неподвижные, а колесо d служит для привода водила H_1.

Дифференциальные механизмы применяют в приборостроении для суммирования перемещений.

Для цилиндрического дифференциала, показанного на рис. 6.31, имеем:

при входных центральных звеньях *1* и *3* и выходном водиле H

$$\varphi_H = i^3_{H1}\varphi_1 + i^1_{H3}\varphi_3,$$

при выходном звене *1*

$$\varphi_1 = i^3_{1H}\varphi_H + i^H_{13}\varphi_3. \qquad (6.11)$$

При этом угол поворота выходного звена всегда является линейной функцией углов поворота входных звеньев, т. е. практически дифференциальная передача позволяет получить на выходе

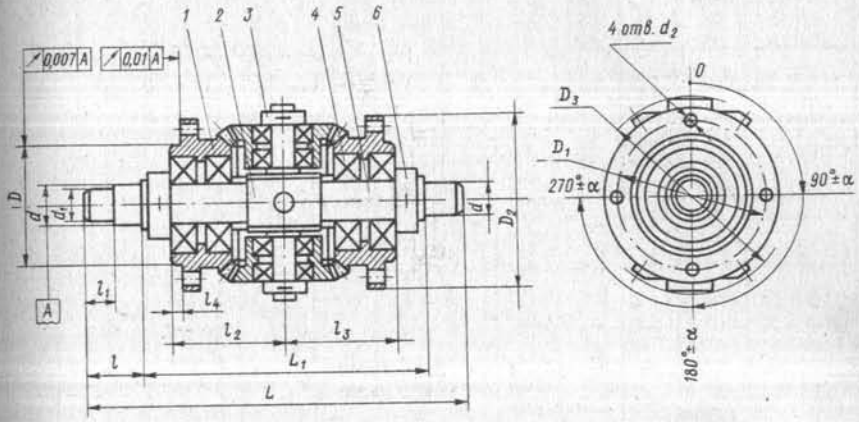


Рис. 6.34. Конструкция и основные размеры дифференциалов:
1 — солнечное колесо; *2* — крестовина с сателлитами; *3*, *6* — кольцо; *4* — подшипник; *5* — валик

функцию Z, линейно зависящую от входных параметров X и Y,

$$Z = AX + BY,$$

где A и B зависят от параметров зубчатых колес планетарной передачи. Аналогично формуле (6.11) можно получить:

$$\omega_H = i^3_{H1}\omega_1 + i^1_{H3}\omega_3. \qquad (6.12)$$

Таким образом, зависимости, связывающие угловые скорости и перемещения звеньев аналогичны.

Для конического дифференциала (рис. 6.27) зависимости (6.11) и (6.12) примут вид:

$$\varphi_H = \frac{\varphi_1 + \varphi_3}{2}; \quad \omega_H = \frac{\omega_1 + \omega_3}{2}.$$

Конические дифференциалы стандартизованы ОСТ 5.8374—75 «Дифференциалы малогабаритные». Конструкция и основные размеры дифференциалов приведены на рис. 6.34 и в табл. 6.31, 6.32. Допустимые моменты на основных частях дифференциалов и схемы их приложения приведены в табл. 6.33, технические характеристики дифференциалов — в табл. 6.34, а передаточные отношения

6.31. Основные размеры дифференциалов, мм (ОСТ 5.8374—75)

Обозначение	m	z_1	z_2	D		D_1		D_2	D_3
				Номинальное значение	Предельное отклонение	Номинальное значение	Предельное отклонение		
НФЧ.223.000	0,3	52	71	17	$+0{,}014$ $+0{,}002$	22	$\pm 0{,}08$	27	30
НФЧ.223.001	0,5	48	62	24	$+0{,}017$ $+0{,}002$	30	$\pm 0{,}1$	36	40
НФЧ.223.002	1	37	46	33	$+0{,}020$ $+0{,}003$	40	$\pm 0{,}1$	47	61
НФЧ.223.003	1,5	36	45	46	$+0{,}020$ $+0{,}003$	55	$\pm 0{,}1$	64	86

Обозначение	d		d_1		d_2	l	l_1	l_4	α
	Номинальное значение	Предельное отклонение	Номинальное значение	Предельное отклонение					
НФЧ.223.000	6	—0,005	5	—0,005	М1,6	17,5	8,5	2	15
НФЧ.223.001	8		6		М2	20,5	9	3	20
НФЧ.223.002	12		10		М3	29,5	13	5	20
НФЧ.223.003	15	—0,008	14		М3	37,5	18	7,5	10

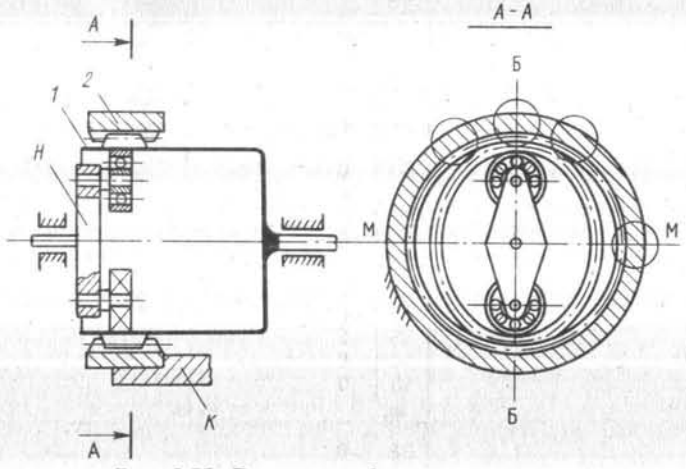


Рис. 6.35. Волновая зубчатая передача

между основными элементами дифференциала с указанием направления вращения — в табл. 6.35.

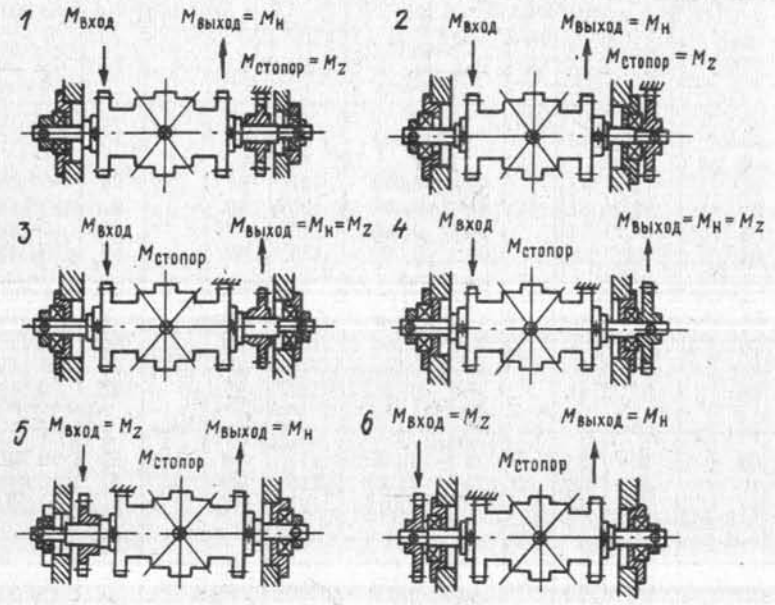
Волновые зубчатые передачи. Волновая зубчатая передача (ВЗП) (рис. 6.35) состоит из трех основных звеньев: генератора волн H, выполненного, например, в виде водила с двумя

6.32. Основные параметры конструктивных разновидностей дифференциалов, мм (ОСТ 5.8374—75)

Модификация	НФЧ.223.000					НФЧ.223.001				
	L	L_1	l_2	l_3	Масса, кг, не более	L	L_1	l_2	l_3	Масса, кг, не более
Основной вид	76	46	17	17	0,081	99	62	24	24	0,201
01	78	48		19	0,084	101	64		26	0,206
02	81	51		22	0,088	105	68		30	0,218
03	84	54		25	0,092	110	73		35	0,232
04	89	59		30	0,099	115	78		40	0,246
05	80	50	19	19	0,087	103	66	26	26	0,212
06	83	53		22	0,091	107	70		30	0,224
07	86	56		25	0,095	112	75		35	0,238
08	91	61		30	0,102	117	80		40	0,252
09	86	56	22	22	0,095	111	74	30	30	0,235
10	89	59		25	0,099	116	79		35	0,249
11	94	64		30	0,106	121	84		40	0,263
12	92	62	25	25	0,103	121	84	35	35	0,277
13	97	67		30	0,109	126	89		40	0,292
14	102	72	30		0,117	131	94	40		

Модификация	НФЧ.223.002					НФЧ.223.003				
	L	L_1	l_2	l_3	Масса, кг, не более	L	L_1	l_2	l_3	Масса, кг, не более
Основной вид	137	83	34	34	0,615	194	126	52	52	1,645
01	139	85		36	0,624	197	129		55	1,673
02	141	87		38	0,634	199	131		57	1,691
03	143	89		40	0,643	202	134		60	1,719
04	148	94		45	0,667	207	139		65	1,765
05	141	87	36	36	0,634	200	132	55	55	1,701
06	143	89		38	0,643	202	134		57	1,719
07	145	91		40	0,653	205	137		60	1,747
08	150	96		45	0,676	210	142		65	1,793
09	145	91	38	38	0,653	204	136	57	57	1,737
10	147	93		40	0,662	207	139		60	1,765
11	152	98		45	0,686	212	144		65	1,811
12	149	95	40	40	0,671	210	142	60	60	1,793
13	154	100		45	0,695	215	147		65	1,839
14	159	105	45		0,719	220	152	65		1,885

6.33. Допустимые моменты на основных частях дифференциалов и схемы их приложения



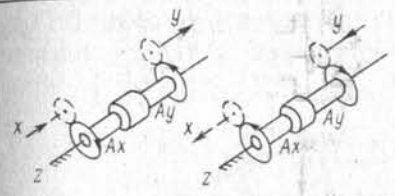
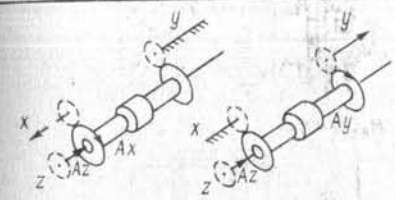
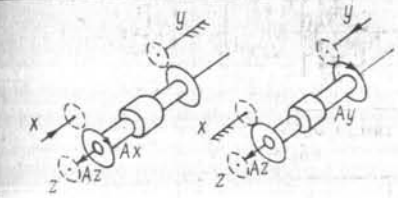
Номер схемы приложения моментов	Допустимый момент $M_{выход\ max}$, Н·мм, при модуле, мм			
	0,3	0,5	1	1,5
1	100	450	1500	3500
2	60	200	1350	1600
3	210	950	3100	7150
4	120	400	2700	3100
5	110	480	1550	3650
6	60	200	1350	1600

6.34. Технические характеристики дифференциалов

m, мм	Момент статического трения, Н·мм, не более	Мертвый ход дифференциала		Момент M_z, Н·мм, при котором рассчитан мертвый ход
		рад	угл. мин	
0,3	0,9	$2{,}62 \cdot 10^{-3}$	9	10
0,5	1,5	$2{,}62 \cdot 10^{-3}$	9	100
1,0	3,5	$2{,}04 \cdot 10^{-3}$	7	500
1,5	7,2	$2{,}62 \cdot 10^{-3}$	9	1500

Примечания: 1. Мертвый ход рассчитан при $L = L_{max}$. 2. Параметры указаны для нормальных климатических условий, которые характеризуются температурой окружающего воздуха 25—10 °С, относительной влажностью 65—15 %, атмосферным давлением 100000—4000 Н/м² (750—30 мм рт. ст.).

6.35. Направление вращения основных частей дифференциала и передаточное отношение между ними

Изображение	u
	$A_x/A_y = A_y/A_x = 1$
	$A_z/A_x = A_z/A_y = 2$
	$A_x/A_z = A_y/A_z = 1/2$

Примечание. Направления вращения, указанные стрелками, соответствуют увеличению отсчетов по x, y, z.

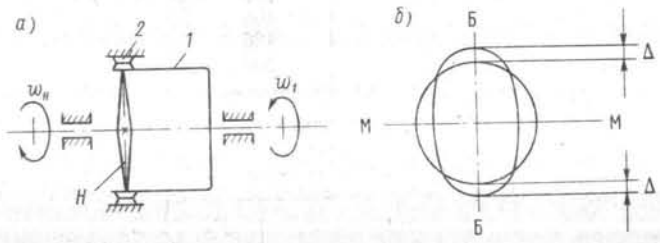


Рис. 6.36. Кинематическая схема волновой зубчатой передачи

роликами; гибкого колеса *1* с наружными зубьями, выполненного, например, в виде тонкостенного стакана; жесткого колеса *2* с внутренними зубьями, выполненного в виде кольца, закрепленного в корпусе передачи *К*.

Кинематическая схема ВЗП с неподвижным жестким колесом показана на рис. 6.36, *а*. При этом $z_1 < z_2$. Перед сборкой гибкого

колеса (ГК) *1* с жестким (ЖК) *2* необходимо, деформировав ГК, ввести в него генератор волн *H*, который деформирует первоначально круглое ГК (рис. 6.36, *б*). Радиальная деформация ГК пропорциональна модулю зацепления [57, 140]: $\Delta \approx (0{,}6 \div 1{,}5)\, m$.

При сборке деформированного генератором волн ГК с ЖК в двух диаметрально противоположных зонах, прилегающих

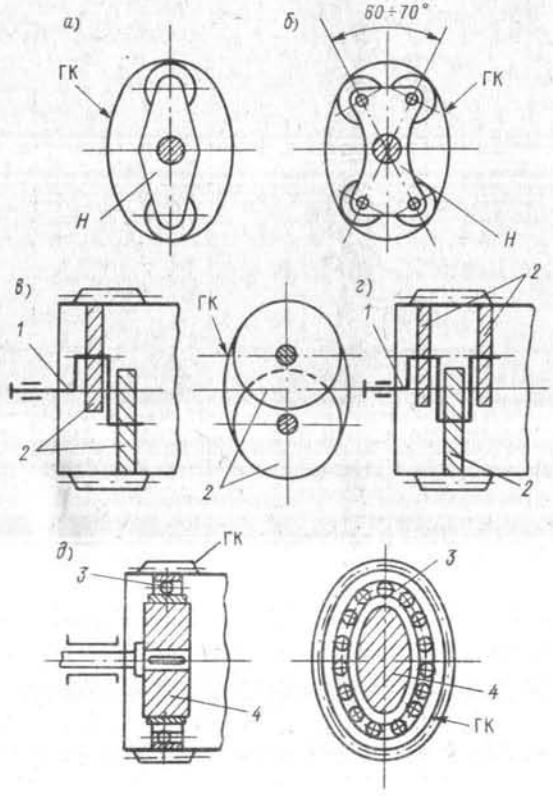


Рис. 6.37. Типы механических генераторов волн

к большой оси деформации *Б—Б*, зубья колес находятся в контакте; вблизи малой оси деформации *М — М* зацепления зубьев нет (рис. 6.35). Передача с генератором волн, образующим две волны деформации, называемая двухволновой, получила наибольшее распространение.

Генераторы волн могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими и электромагнитными. На рис. 6.37, *а*, *б* показаны двух- и четырехроликовые генераторы волн *H* двухволновой передачи. По периметру ГК контактирует с генератором *1* только в двух (рис. 6.37, *а*) или четырех (рис. 6.37, *б*) точках. Деформация остальной части ГК не стеснена. Такие генераторы

волн называются генераторами свободной волны деформации. На рис. 6.37, *в*, *г* приведены схемы двух- и трехдисковых генераторов волн. ГК опирается на диски *2* по двум дугам, а деформация этой части ГК определяется геометрией дисков. Такие генераторы называются генераторами полупринудительной деформации. На рис. 6.37, *д* показан кулачковый генератор волн *4* с гибким подшипником (ГП) *3*. Такие генераторы волн называются генераторами принудительной деформации.

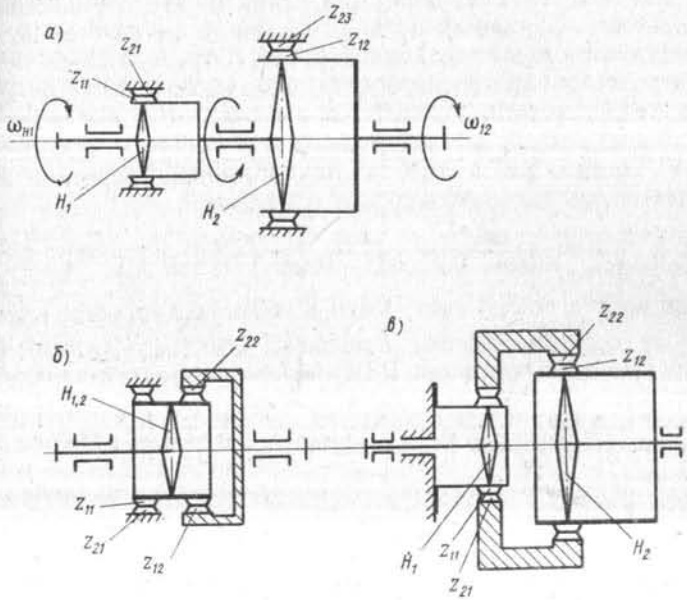


Рис. 6.38. Кинематическая схема передач: *а* — двухступенчатой волновой зубчатой; *б* — сдвоенной с общим гибким колесом; *в* — сдвоенной с общим жестким колесом

Кинематические зависимости для ВЗП получают на основе формулы Виллиса (6.9). Передаточное отношение ВЗП, изображенной на рис. 6.35, будет

$$i_{12}^{H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = +\frac{z_2}{z_1}. \qquad (6.13)$$

ВЗП обычно выполняют с одной степенью свободы. При закреплении ЖК $\omega_2 = 0$; с учетом этого после преобразований выражения (6.13) получим

$$i_{H1}^{2} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}. \qquad (6.14)$$

Поскольку в (6.14) $z_1 < z_2$, при $i_{H1}^{2} < 0$ из (6.13) получим

$$i_{H2}^{1} = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}, \qquad (6.15)$$

причем $i^1_{H2} > 0$. Формулы (6.14) и (6.15) соответствуют наиболее распространенным схемам ВЗП.

Числа зубьев ГК и ЖК связаны соотношением $z_2 - z_1 = \vartheta k_z$, где ϑ — число волн; $k_z = 1, 2, 3, \ldots$ — показатель кратности. С увеличением k_z растет радиальная деформация Δ и напряжение изгиба ГК. Как правило, $k_z = 1$. Для двухволновой передачи $z_2 - z_1 = 2$.

Обычно для ГК $z_1 = 100 \div 600$. При $z_1 < 100$ необходимо увеличить модуль передачи, что ведет к росту радиальной деформации и напряжений изгиба. Малая толщина стенки, обеспечивающая высокую податливость ГК, обусловливает необходимость использования мелкомодульных зубьев с $m = 0{,}2 \div 1{,}5$ мм. При $z_1 > 600$ модуль зацепления уменьшается, что ведет к прощелкиванию зубьев под нагрузкой.

При неподвижном ЖК в двухволновой передаче $\omega_2 = 0$, а передаточное отношение лежит в пределах

$$i^2_{H1} = \frac{100}{100 - 102} \div \frac{600}{600 - 602} = (-50) \div (-300).$$

Знак минус показывает, что ГК и генератор волн вращаются в разные стороны. Легко показать, что $i^1_{H2} = (+50) \div (+300)$, поэтому в одной ступени ВЗП передаточное отношение лежит в диапазоне 50—300, а в двухступенчатых ВЗП, образованных последовательным соединением двух одноступенчатых передач (рис. 6.38, *а*) или сдвоенных ВЗП, имеющих общее ГК либо ЖК (рис. 6.38, *б*, *в*), передаточное число находится в пределах 2500—100 000.

Расчет геометрии зацепления кулачковых генераторов волн с гибким подшипником, дисковых и роликовых генераторов волн представлен в [37, 57, 140].

КПД волновых зубчатых редукторов в указанном диапазоне передаточных отношений лежит в пределах 0,8—0,9.

Основными достоинствами ВЗП являются большое передаточное число в одной ступени, малые масса и габаритные размеры в сравнении с обычными зубчатыми и червячными передачами при равных условиях работы, высокая кинематическая точность и высокий КПД при больших передаточных отношениях. К специфическим особенностям ВЗП следует отнести высокую демпфирующую способность ввиду наличия ГК и возможность передачи движения через непроницаемую перегородку или в замкнутую полость. Эти преимущества обеспечили быстрое внедрение ВЗП практически во все области техники, в частности ВЗП широко используют в точных приборах и исполнительных устройствах машин.

Прецессирующие передачи. В планетарной конической передаче внутреннего зацепления (рис. 6.39) сателлит z_2 совершает сферическое движение обкатки, характеризующееся углом прецессии ψ и углом нутации ϑ. Поскольку сателлит прецессирует,

передачу уместно называть прецессирующей, для того чтобы выделить ее из общего множества планетарных механизмов.

В одноступенчатой прецессирующей конической передаче внутреннего зацепления (рис. 6.39, *а*) кинематическая связь *с* сателлита z_2 со стойкой, удерживающая сателлит от вращения вокруг оси *а*, может осуществляться с помощью пальца, скользящего в пазу корпуса, кривошипного звена, несинхронного шарнира и т. д. [103].

В указанных случаях не достигается постоянство передаточного отношения. Постоянное передаточное отношение в такой передаче можно получить, если кинематическую связь *с* выполнить, например, в виде сильфона или синхронного шарнира. Однако наличие сильфона вводит нежелательную гибкую связь, а изготовление синхронного шарнира весьма сложно.

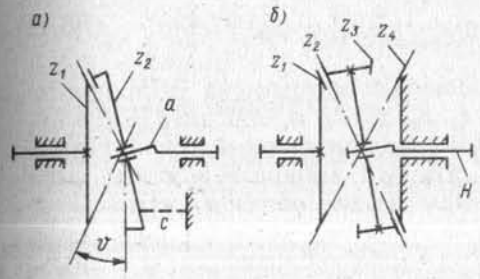


Рис. 6.39. Схемы прецессирующих передач

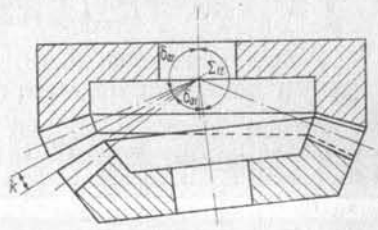


Рис. 6.40. Схема конической передачи внутреннего зацепления

В двухступенчатой прецессирующей конической передаче внутреннего зацепления (рис. 6.39, *б*) передаточное отношение постоянно и определяется по формуле [103]

$$i^4_{H1} = -\frac{z_2 z_4}{(z_2 z_4 - z_1 z_3)}.$$

Для получения небольших передаточных отношений можно использовать во второй ступени зацепления колеса с одинаковыми числами зубьев, т. е. $z_3 = z_4$, тогда передача становится одноступенчатой прецессирующей. Наибольшее передаточное число такой прецессирующей конической передачи достигается при разности чисел конической пары $z_2 - z_1 = 1$. При такой разности возникает опасность интерференции вершин зубьев колес. Для синтеза передачи необходимо задавать гарантируемый угловой зазор k между конусами вершин колес. Из схемы (рис. 6.40) видно, что

$$\delta_{a1} + \delta_{a2} + \Sigma_{12} + k = 2\pi. \qquad (6.16)$$

Углы конусов вершин определяют, используя выражения:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}, \qquad (6.17)$$

где δ_1 и δ_2 — углы делительных конусов колес z_1 и z_2; θ_{a1} и θ_{a2} — углы головки зуба колес z_1 и z_2. Углы θ_{a1} и θ_{a2} находят по формулам:

$$\theta_{a1} = \operatorname{arctg}\left[\frac{2h_a^* + c^* + x_1}{z_1}\sin\delta_1\right];$$

$$\theta_{a2} = \operatorname{arctg}\left[\frac{2h_a^* + c^* - x_2}{z_1}\sin\delta_1\right].$$

Углы делительных конусов колес связаны соотношением:

$$\delta_2 = \pi - \arcsin\left(\frac{z_2}{z_1}\sin\delta_1\right).$$

Учитывая, что межосевой угол $\Sigma_{12} = \delta_1 + \delta_2$, и подставляя выражение (6.16) в (6.17), получаем

$$\delta_1 = \arcsin\left(\frac{z_2}{z_1}\sin\delta_1\right) + \frac{1}{2}(\theta_{a1} + \theta_{a2}) + \frac{k}{2}. \qquad (6.18)$$

Решая уравнение (6.18) численным методом на ЭВМ при заданных значениях параметров z_1, z_2, x_1, x_2, k, определяем угол δ_1.

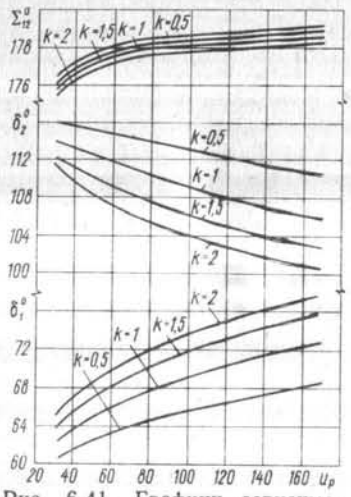


Рис. 6.41. Графики зависимостей угловых параметров δ_1, δ_2 и Σ_{12} от передаточного числа u_p при различных значениях k

При заданном передаточном числе u_p следует выбирать угловые параметры таким образом, чтобы, с одной стороны, значение межосевого угла Σ_{12} было близко к π, а с другой стороны, значение угла делительного конуса δ_2 приближалось к $\pi/2$ из-за технологических соображений (рис. 6.41).

В прецессирующей конической передаче внутреннего зацепления необходимо, чтобы выполнялось следующее равенство:

$$\Sigma_{12} = \Sigma_{34} = \pi - \vartheta,$$

где Σ_{34} — межосевой угол в передаче $z_3 - z_4$. При $z_3 = z_4$ (рис. 6.39, *б*) необходимо нарезать конические колеса со смещением исходного контура.

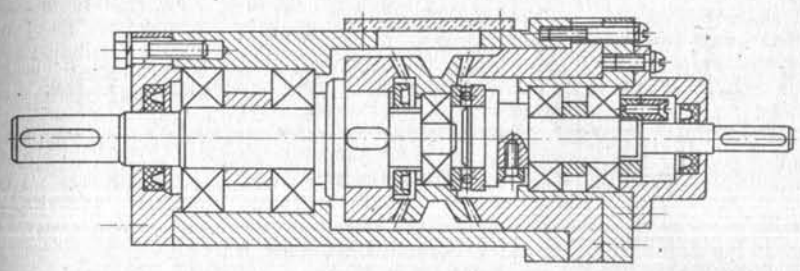
Межосевой угол Σ_{34} равен

$$\Sigma_{34} = \pi - \operatorname{arctg}\left[\frac{m_e(x_3 - x_4)}{R_e}\sin\alpha\right]. \qquad (6.19)$$

Из уравнения (6.19) можно определить разность коэффициентов смещений $x_3 - x_4$. Числа зубьев колес обычно выбирают из условия статической уравновешенности блока сателлитов $z_3 = z_4 = z_2$.

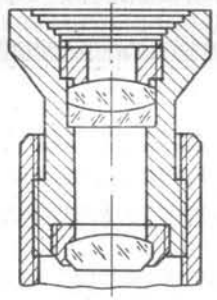
Углы делительных конусов колес z_3 и z_4 принимают равными $\delta_3 = \delta_2$ и $\delta_4 = \pi - \delta_2$.

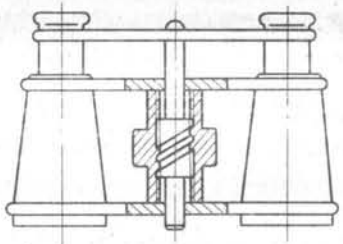
Прецессирующий редуктор, кинематическая схема которого представлена на рис. 6.39, показан на рис. 6.42. Числа зубьев конических колес равны $z_1 = z_3 = z_4 = 104$. Углы делительных конусов выбраны согласно формуле (6.19) и составляют $\delta_1 = 65°$, $\delta_2 = 67° 30'$ при межосевом угле $\Sigma_{12} = 2° 30'$.


Рис. 6.42. Прецессирующий редуктор

6.6. Винтовые механизмы

Схемы винтовых механизмов. В приборостроении винтовые механизмы, как правило, применяют при необходимости получения плавного прямолинейного перемещения рабочего звена с высокой степенью точности.


Рис. 6.43. Механизм для фокусировки окуляра


Рис. 6.44. Механизм для установки бинокля на резкость

Трехзвенный винтовой механизм состоит из двух подвижных звеньев (винта, гайки) и неподвижного звена (стойки), однако во многих случаях механизм обращается в двухзвенный, когда одно из подвижных звеньев играет роль стойки. Дифференциальный винтовой механизм также является трехзвенным, но он содержит две винтовые пары.

Схемы винтовых механизмов приведены в табл. 6.36. На рис. 6.43 изображен механизм для фокусирования окуляра, работающий по схеме 1 (табл. 6.36). Малые перемещения достигаются применением резьбы с мелким шагом. Схема 5 воплощена

6.36. Виды винтовых механизмов

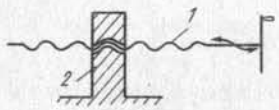
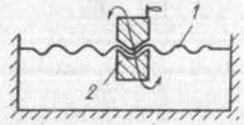
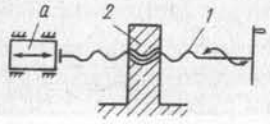
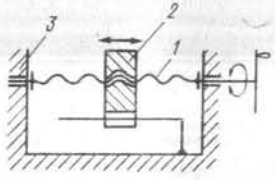
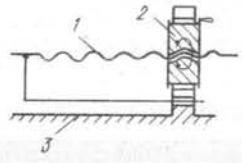
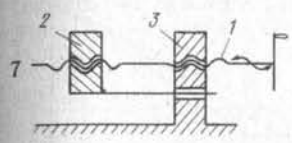
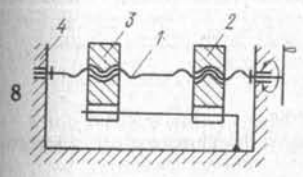
Схема механизма	Характеристика	Примеры использования
1 	Двухзвенный механизм. Винт *1* совершает винтовое движение. Гайка *2* обращена в стойку	Микрометрические устройства фокусировки объективов при линейных перемещениях до 50 мм
2 	Двухзвенный механизм. Гайка *2* совершает винтовое движение. Винт *1* обращен в в стойку	Устройства для грубых установочных перемещений
3 	Двухзвенный механизм. Винт сообщает поступательное перемещение звену *а*, имеющему независимые направляющие. Гайка *2* обращена в стойку	Волноводы, юстировочные устройства
4 	Трехзвенный механизм. Вращательное движение винта *1* преобразуется в поступательное движение гайки *2* (*3* — стойка)	Механизмы для перемещения кареток, суппортов станков и т. д. при большой длине перемещений
5 	Трехзвенный механизм. Вращательное движение гайки *2* преобразуется в поступательное движение винта *1* (*3* — стойка)	Механизмы для сравнительно грубых установочных движений, например для установки на резкость окуляров бинокля
6 Обращенные схемы двух предыдущих трехзвенных механизмов	Трехзвенный механизм. Поступательное движение одного звена винтовой пары преобразуется во вращательное движение другого звена	Механизмы транспортировки пленки в фотоаппаратах, детских игрушек. Использование механизмов возможно при угле подъема резьбы, превышающем угол трения

Схема механизма	Характеристика	Примеры использования
7 	Трехзвенный механизм с двумя винтовыми парами. Гайка *3* совмещена со стойкой, гайка *2* перемещается поступательно относительно стойки. Винт *1* совершает винтовое движение	Дифференциальные механизмы для весьма малых перемещений
8 	Трехзвенный механизм с двумя винтовыми парами. Винт *1* совершает вращательное движение, гайки *2* и *3* — поступательное движение (*4* — стойка)	Устройства для малых перемещений гайки *2* относительно гайки *3*

в конструкции механизма для установки на резкость бинокля (рис. 6.44). По схеме 3 работает механизм, используемый в качестве юстировочного (рис. 6.45). Преимущества схемы 3 — наличие собственных направляющих у звена *а*. Звену *а* механизма на рис. 6.45 при юстировке сообщают поступательные перемещения

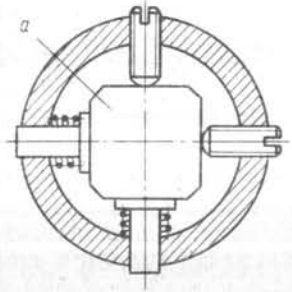


Рис. 6.45. Юстировочный механизм

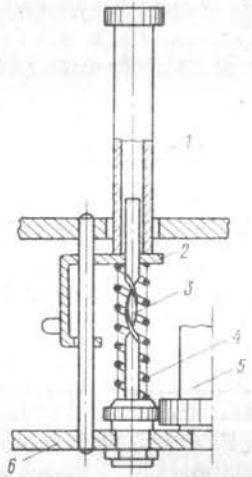


Рис. 6.46. Механизм для перемещения пленки фотоаппарата

в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Винтовой механизм сравнительно редко используют для преобразования поступательного движения во вращательное. Такое преобразование, как показано ниже, возможно при углах подъема резьбы, пре-

вышающих угол трения. На рис. 6.46 в качестве примера приведен механизм для перемещения пленки фотоаппарата. Гайка *2* жестко связана с клавишей *1*. Винт *3* приводится во вращение нажатием клавиши *1*. При этом он передает вращательное движение ролику *5* через зубчатые колеса и муфту одностороннего действия, которая

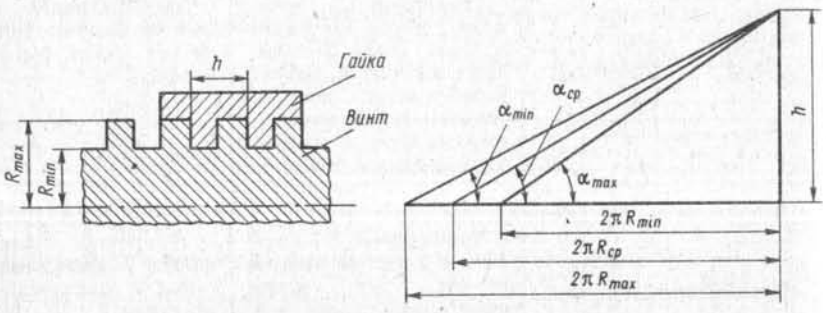


Рис. 6.47. Изменение угла наклона винтовой линии в зависимости от радиуса резьбы

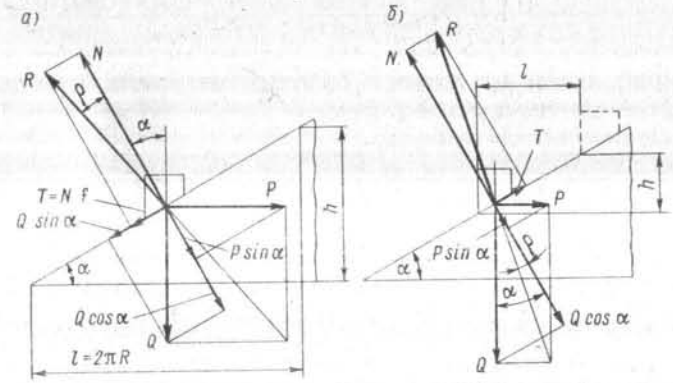


Рис. 6.48. Распределение усилий в клиновой (винтовой) паре при прямом (*а*) и обратном (*б*) ходе

исключает возможность вращения ролика при перемещении гайки *2* вверх. Пружина *4* возвращает клавишу *1* в исходное положение. Звено *6*, связанное с корпусом фотоаппарата, является стойкой механизма.

Помимо указанных в табл. 3.36, имеются винтовые механизмы, преобразующие вращательное или поступательное движение в винтовое. Однако на практике такие схемы используются редко.

Винтовые механизмы с трением скольжения. Принято отождествлять процессы трения в винтовой паре и на наклонной плоскости. Поскольку углы подъема винтовых линий, расположенных на данной поверхности, различны в зависимости от их радиуса (рис. 6.47), в качестве расчетного принимают угол подъема винто-

вой линии на среднем радиусе резьбы $R_{ср}$, полагая $R_{ср} = (R_{max} + R_{min})/2$. В этом случае $\alpha_{ср} = \operatorname{arctg} \frac{h}{\pi(R_{min} + R_{max})}$.

Распределение сил в винтовой паре аналогично распределению сил в клиновой паре. Подъем груза Q осуществляется силой P, приложенной перпендикулярно к оси винтового механизма, при этом возникает нормальная реакция N, действующая со стороны клина на груз и сила трения T (рис. 6.48).

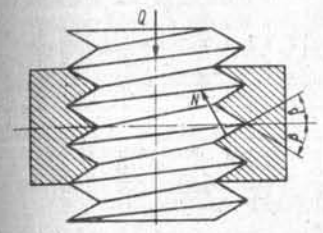


Рис. 6.49. Усилия, действующие на винт пары с треугольной резьбой

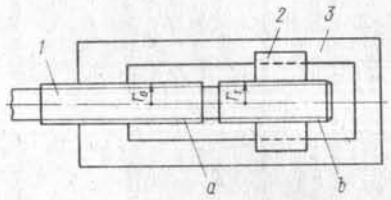


Рис. 6.50. Дифференциальный винтовой механизм

При прямом ходе имеем:

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho); \quad \eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}. \tag{6.20}$$

При обратном ходе получаем:

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha - \rho); \quad \eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg}\alpha}. \tag{6.21}$$

В винтовом механизме обычно возникает момент $M = PR_{ср}$. Формулы (6.20), (6.21) получены для прямоугольной резьбы. Для винтовых пар с треугольной и трапецеидальной резьбой следует учитывать приведенный коэффициент трения f' и приведенный угол трения ρ', поскольку при таких резьбах нормальная реакция N наклонена к оси под углом β (рис. 6.49). Отсюда приведенный коэффициент трения для треугольной (трапецеидальной) резьбы равен $f' = f/\cos\beta$, соответственно приведенный угол трения

$$\rho' = \operatorname{arctg}(f/\cos\beta). \tag{6.22}$$

В работе [136] дана уточненная формула для ρ'

$$\rho' = \operatorname{arctg} f\sqrt{1 + \cos^2\alpha \operatorname{tg}^2\beta}, \tag{6.23}$$

которой целесообразно пользоваться при $\alpha > 12 \div 14°$. При меньших углах подъема расхождений в расчетах по формулам (6.22) и (6.23) нет. Следовательно, получим более общий вид формул (6.20) и (6.21):

при прямом ходе

$$M = QR_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \rho'); \quad \eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho')}; \tag{6.24}$$

6.37. Коэффициенты трения скольжения фрикционных пар

Пары трения	Коэффициент трения при условии			Допускаемая температура, °С	Допускаемое давление, МПа	Относительная стоимость	Примечание
	отсутствия смазочного материала	полужидкостной смазки	жидкостной смазки				
Чугун—чугун	0,15—0,2	0,1	0,05—0,08	315	0,8	Очень низкая	Применяют при малых скоростях
Чугун — сталь	0,17—0,2	0,12—0,15	0,06—0,08	260			
Сталь закаленная — сталь закаленная	0,15—0,18	0,1—0,12	0,06—0,08	260	1,5	Умеренная	Имеет склонность к заеданию
Бронза литая — бронза	0,18	0,15	0,07—0,1	—	—	—	Имеет склонность к истиранию
Бронза литая — чугун	0,2	0,15	0,06—0,1	150	0,8—1,2	Низкая	
Бронза литая — сталь	0,15—0,2	0,12	0,08—0,11	150	1,2—1,5	—	
Асбокартон на латексе — чугун	0,35	—	—	130	—	Низкая	—
Асбокартон на бакелите — сталь	0,32	—	—	220	—	»	—
Текстолит — сталь	0,25—0,3	0,12	0,1	150	0,07	»	Для легких условий работы
Бронза фосфористая холоднотянутая — сталь закаленная	—	—	0,5	260	1,2	Высокая	Хорошая износостойкость
Металлокерамика — серый чугун (сталь)	0,1—0,4	—	0,05—0,1	536	0,105	»	Хорошая износостойкость
Металлокерамика — сталь закаленная и хромированная	0,1—0,3	—	0,05—0,1	536	0,21	Очень высокая	Высокая поглощаемость энергии

6.38. Коэффициенты трения скольжения наиболее употребляемых пар сталь — пластмасса

Пара трения	Коэффициент трения при условии			Несущая способность, МПа
	отсутствия смазочного материала	смазывания водой	смазывания веретенным маслом	
Капрон — сталь 40Х	0,46	0,3	0,22—0,08	0,05—0,07
Нейлон — сталь 40Х	0,43	0,21	0,18	0,7
Полиэтилен — сталь	0,137	0,137	0,115	—
Фторопласт-4 — сталь	0,049	—	0,027	0,28—0,35

при обратном ходе

$$Q = \frac{M}{R_{cp}\,\mathrm{tg}\,(\alpha - \rho')}; \quad \eta = \frac{\mathrm{tg}\,(\alpha - \rho')}{\mathrm{tg}\,\alpha}. \qquad (6.25)$$

Самотормозящийся механизм можно привести в движение только со стороны входного звена, со стороны выходного звена он заторможен силами трения. Если торможение происходит при попытке привести механизм в движение со стороны входного звена, то имеет место заклинивание, что недопустимо.

Из формулы (6.24) следует, что элемент винтовой пары может быть приведен в движение под действием силы Q только при $\alpha > \rho'$. Для того чтобы при $\alpha < \rho'$ знак Q был положительным, необходимо изменить знак момента M. Это означает, что при $\alpha < \rho'$ помимо усилия Q к элементу нужно приложить движущий момент M. Выражение (6.25) для КПД имеет смысл только при $\alpha > \rho'$. Винты с углом подъема $\alpha \leqslant \rho'$ являются самотормозящимися.

В работе [135] выполнен более точный анализ условий самоторможения и показано, что условие самоторможения $\alpha_{cp} < \rho'$ следует заменить условием $\alpha_c \leqslant \rho'$, где α_c — угол самоторможения. Расчеты автора [135] показывают, что угол самоторможения несколько меньше среднего угла подъема, поэтому расчет самоторможения по среднему углу дает некоторый запас надежности, так как всегда $\alpha_{cp} > \alpha_c$. Там же приведены формулы для определения α_c в неприработавшейся и приработавшейся винтовых парах скольжения.

Основные трудности при расчете механизмов с самоторможением связаны с нестабильностью трения даже в одинаковых условиях эксплуатации (табл. 6.37 и 6.38).

Дифференциальные винтовые механизмы. Это механизмы с двумя винтовыми парами, но с одной степенью подвижности. Они используются для малых и точных перемещений (иногда — для получения больших усилий).

Схема дифференциального механизма (рис. 6.50) отличается от схемы обычного винтового механизма наличием двух пар с различными винтовыми параметрами. Винтовые пары a и b имеют

резьбу с шагом p_a и p_b соответственно, но одинакового направления. При повороте винта *1* на угол φ_1 гайка переместится на величину $S_2 = \varphi_1 (p_a - p_b)$. Скорость перемещения гайки $V_2 = \omega_1 (p_a - p_b)$, где ω_1 — угловая скорость винта.

Если на винт *1* действует момент M_1 (усилие F_1), а на гайку *2* — полезное сопротивление Q, то при прямом ходе

$$F_1 = \frac{M_1}{r_1} = Q \frac{\sin(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_0 - \alpha_0)\cos\rho_2}{\cos(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_2)\cos(\alpha_0 - \rho_0)}.$$

КПД дифференциального винтового механизма равен

$$\eta = \frac{\sin(\alpha_1 - \alpha_0)\cos(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_2)\cos(\alpha_1 - \rho_0)}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_0 \sin(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_0 - \alpha_0)\cos\rho_2},$$

а условие самоторможения запишется в виде $\alpha_1 < \alpha_0 + \rho_1 + \rho_2$ и при этом $\alpha_1 > \alpha_0$.

При обратном ходе имеем:

$$F' = Q' \frac{\sin(\alpha_1 - \alpha_0 - \rho_1 - \rho_0)\cos\rho_2}{\cos(\alpha_1 - \rho_1 - \rho_2)\cos(\alpha_0 + \rho_0)};$$

$$\eta' = \frac{\sin(\alpha_1 - \alpha_0 - \rho_1 - \rho_0)\cos\rho_2 \cos\alpha_1 \cos\alpha_0}{\cos(\alpha_1 - \rho_1 - \rho_2)\cos(\alpha_0 + \rho_0)\sin(\alpha_1 - \alpha_0)}.$$

Если обозначить через r_0 — средний радиус винтовой пары a, соединяющей звенья *1* и *3*, через r_1 — средний радиус винтовой пары b, соединяющей звенья *1* и *2*, и через l — расстояние от оси винта до середины площадки контакта звеньев *2* и *3*, то получим:

$$\rho_0 = \operatorname{arctg} f_0 \frac{r_0}{r_1};\ \rho_1 = \operatorname{arctg} f_1;\ \rho_2 = \operatorname{arctg} f_2 \frac{r_1}{l}.$$

Здесь f_0, f_1 и f_2 — коэффициенты трения в винтовых парах a, b и направляющих соответственно; α_0 и α_1 — средние углы подъема винтовой линии в парах a и b.

Винтовые механизмы с трением качения. *Общие сведения.* Использование трения качения позволяет значительно повысить КПД (до 95—98 %) механизма для преобразования поступательного движения во вращательное при углах подъема значительно меньших, чем это требуется для винтовых механизмов с трением скольжения.

В приборах наибольшее распространение получили шариковинтовые механизмы (ШВМ). В ШВМ используют главным образом круглый профиль канавки (рис. 6.51, *а*). Этот профиль обеспечивает наименьшие контактные напряжения. Нарезание и шлифование таких канавок не представляет технологических трудностей. Угол передачи силы β в этом профиле зависит от люфта, радиусов шарика и канавки, а также от нагрузки. Оптимальное соотношение между радиусами шарика и канавки $\nu = r_ш/r_к = 0{,}95 \div 0{,}97$. При большем значении заметно повышаются потери на трение. При круглой канавке угол β может быть в пределах 25—45°; более распространены углы $\beta = 40 \div 45°$. Для выбора размера канавки можно воспользоваться данными, приведенными в работе [135].

Размеры проточки (рис. 6.51, *а*; 6.52, *а*) для улучшения условий смазки и сбора частиц износа: $b = (0{,}1 \div 0{,}2)\, r_ш$, высота проточки примерно равна $b/2$. Возможно выполнение проточки скругленной формы с радиусом $\approx(0{,}1 \div 0{,}15)\, r_ш$. Основные параметры показаны на рис. 6.52.

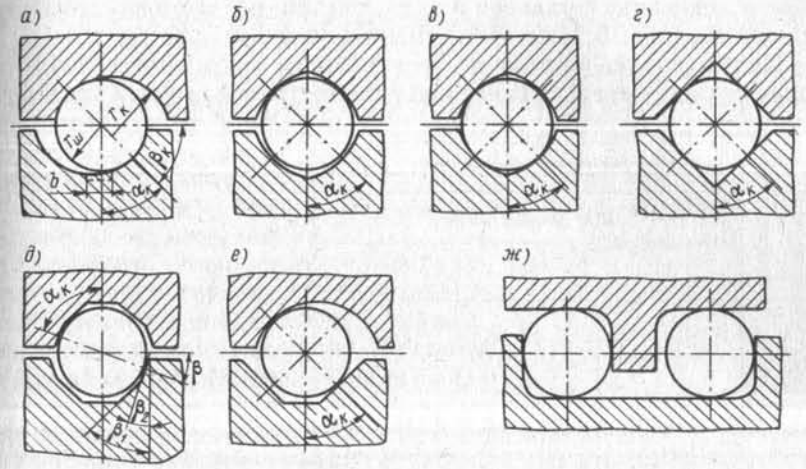


Рис. 6.51. Профили резьбы винтовых пар с трением качения

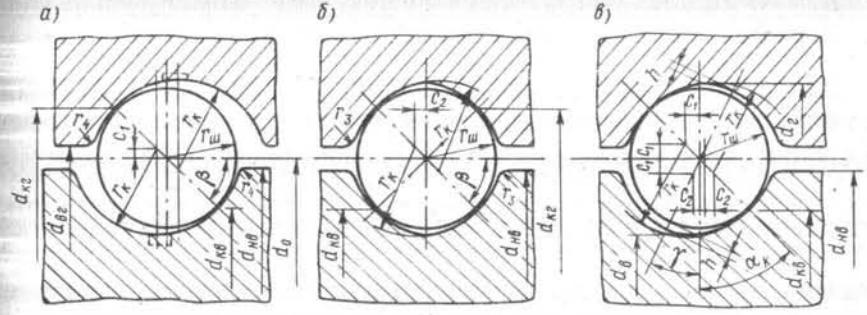


Рис. 6.52. Параметры круглого и арочного профилей

В зависимости от геометрии профиля канавки, от величины ν в шариковинтовой паре образуется двухточечный (рис. 6.51, *а*, *б*) или четырехточечный (рис. 6.51, *в*, *г*) контакт. Двухточечный контакт обеспечивает шарику относительную свободу перемещения и нормальные условия качения.

Овальная канавка (рис. 6.51, *б*, *в*) имеет дополнительные преимущества по сравнению с круглой. Профиль с четырехточечным контактом более пригоден для создания передач с малыми зазорами. Параметры овальных канавок с двухточечным контак-

том, у которых, как и у круглых, $\nu = 0{,}95 \div 0{,}97$, приведены в табл. 6.39. Геометрия овального профиля показана на рис. 6.52, *б*, *в*.

Для круглой и овальной канавок в качестве основных конструктивных размеров винтовой пары приняты: средний диаметр резьбы — диаметр окружности центров шариков d_0, шаг резьбы p, диаметр шарика $d_ш$. Для шариковых пар измерительных устройств, следящих приводов и т. д. профили резьбы с двухточечным контактом (рис. 6.51, *а*, *б*) применять нецелесообразно.

Прямоугольный профиль (треугольный, трапецеидальный) наиболее технологичен, обеспечивает постоянное значение угла передачи β, обладает наименьшим трением, но уступает по нагрузочной способности. Использование прямолинейного профиля позволяет получить трехточечный контакт между шариком и элементами резьбы винта и гайки, что однозначно определяет положение шарика в канавке (рис. 6.51, *г*, *д*). С помощью профиля, изображенного на рис. 6.51, *е*, можно повысить КПД и предотвратить заклинивание шариков. Прямоугольный профиль (рис. 6.51, *ж*) всегда обеспечивает $\beta = 0$ и имеет самый высокий КПД. Потери на трение так малы, что КПД прямой и обратной передач практически одинаковы (рис. 6.53). Основные геометрические размеры прямоугольного профиля показаны на рис. 6.54.

6.39. Параметры овальных канавок с двухточечным контактом

Параметры резьбы, мм	Шаг резьбы p, мм		
	5	10	20
d_0	20, 25, 32, 40, 50, 63	32, 40, 50, 63, 80, 100	80, 100
$r_ш$	1,5	3	5
$r_к$	1,56	3,12	5,2
c	0,039—0,035	0,078—0,079	0,131—0,126
h	0,005—0,01	0,01—0,015	0,015—0,02
e	0,015—0,028	0,025—0,042	0,04—0,058

Шариковые винтовые механизмы точных приборов укомплектовывают шариками, изготовленными по степени точности 02—01 (ГОСТ 3722—81) и с отклонениями от сферической формы и разноразмерностью в пределах, указанных в табл. 6.40. Сортамент шариков приведен в табл. 6.41, а предельные отклонения — в табл. 6.42.

При работе ШВМ соседние шарики изнашиваются в местах контакта. Чтобы избежать этого, иногда вводят сепараторные шарики (через один рабочий шарик), отличающиеся от рабочих по диаметру на 0,025—0,075 мм.

Передача сил и КПД ШВМ. В шариковых винтовых механизмах условия передачи сил и КПД определяются зависимостями, аналогичными приведенным ранее для винтовых механизмов с трением скольжения. Как и ранее, будем различать два случая: при прямом ходе движущим является момент M (сила P); при обратном движущей является сила полезного сопротивления Q.

Для первого случая имеем:

$$M = QR \operatorname{tg}(\alpha + \rho'); \quad \eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho')};$$

$$P_n = \frac{Q\cos\rho'}{n \sin\alpha_k \cos(\alpha + \rho')}; \quad \rho' = \operatorname{arctg}\left(\frac{k}{r\sin\alpha_k}\right).$$

Для второго случая получим:

$$Q = \frac{M}{R\operatorname{tg}(\alpha - \rho')}; \quad \eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho')}{\operatorname{tg}\alpha};$$

$$P_n = \frac{M}{nR \sin\alpha_k \sin(\alpha - \rho')}; \quad \rho' = \operatorname{arctg}\left(\frac{k}{r\sin\alpha_k}\right).$$

Здесь α_k — угол контакта; k — коэффициент трения качения; r — радиус шарика; R — расстояние от центра шарика до оси винта; n — число шариков; P_n — нормальное давление, приходящееся на один шарик.

Опасность заклинивания шариковинтового механизма, приводимого в движение силой Q, значительно меньше, чем в винтовом механизме с трением скольжения. Самотормозящимися являются шариковые механизмы, у которых $\alpha < \rho'$.

Способы выборки мертвого хода. Для винтовых механизмов наиболее существенными показателями точности функционирования являются кинематическая погрешность и мертвый ход.

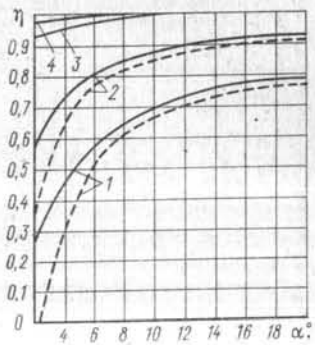


Рис. 6.53. Значения КПД винтовых пар:

1 — круглый профиль (см. рис. 6.51, *а*); *2* — арочный профиль (см. рис. 6.51, *б*); *3* — прямоугольный профиль (см. рис. 6.51, *ж*), $r_ш = 2{,}5$ мм; *4* — прямоугольный профиль (рис. 6.51, *ж*), $r_ш = 5$ мм; ——— — преобразование вращательного движения в поступательное; — — — — преобразование поступательного движения во вращательное

Точные винтовые механизмы снабжают устройствами для выборки мертвого хода. Различают два способа выборки бокового зазора — осевое и радиальное смещение гайки. Осевая выборка целесообразна при малом угле профиля β (для прямоугольных и трапецеидальных резьб); для треугольных резьб рекомендуется радиальная выборка [82]. Варианты конструкций с осевой выборкой представлены на рис. 6.55, причем во всех примерах гайка выполнена из двух частей. На рис. 6.55, *а* смещение гаек *1* и *2* в осевом направлении происходит с помощью мелкой резьбы (внешней на гайке *2* и внутренней на гайке *1*). При регулировке изменяется не только осевое, но и радиальное взаимное положение гаек. В конструкции, изображенной на рис. 6.55, *б*, этого недостатка нет, гайки *1* и *2* при регулировке смещаются в осевом направлении. В конструкции на рис. 6.55, *в* осевое смещение гаек *1* и *2* достигается с помощью пружины.

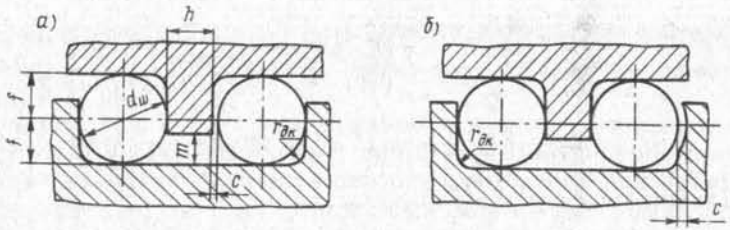


Рис. 6.54. Виды прямоугольных канавок: $а$ — $m = 0{,}3d_ш$; $б$ — $m = 0{,}25d_ш$

6.40. Отклонения формы и размеров шариков

Степень точности изготовления шариков	Номинальный диаметр шариков, мм	Допускаемое отклонение, мкм		Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789—73 R_a, мкм
		от сферической формы	от номинального размера	
0,2	0,8—3	0,1	0,2	$R_z = 0{,}050$
	3—6	0,15	0,3	
0,1	0,8—3	0,15	0,3	
	3—6	0,2	0,4	
0	0,8—6	0,25	0,5	
	6—30	0,4	0,8	
1	0,8—30	0,5	1	0,02
2	0,8—30	1	2	0,04
3	0,8—30	1,5	3	0,08
4	0,8—30	2,5	5	0,16

6.41. Диаметр шариков, мм, по степеням точности

Степень точности	Диаметры
0—4	2; 3,969; 4
1—4	1; 1,588; 2,381; 2,5; 3; 4,763; 5; 5,556; 6; 6,35; 7,938; 10
2—4	0,68; 5,953; 7; 7,144; 8; 8,731; 9,525
3,4	2,5; 4,5; 5,159; 5,5; 6,5; 7,541; 9; 9,922

6.42. Предельные отклонения размеров шариков

Интервал номинальных диаметров шариков, мм	Допускаемые отклонения для всех степеней точности * по группам, мкм, не более				
	В	Н	П	Р	
0,8—3	±2,5	±5	±10	±25	—50
3—6	±5	±10	±25	+50	—100
6—10	±5	±25	±50	+75	—150

* В — высокий класс; П — повышенный класс; Н — нормальный класс; Р — разного назначения.

На рис. 6.56 представлены варианты конструкций с радиальной выборкой зазора: с разрезной гайкой и стяжным винтом (рис. 6.56, *а*); с разрезной гайкой и цанговыми зажимами

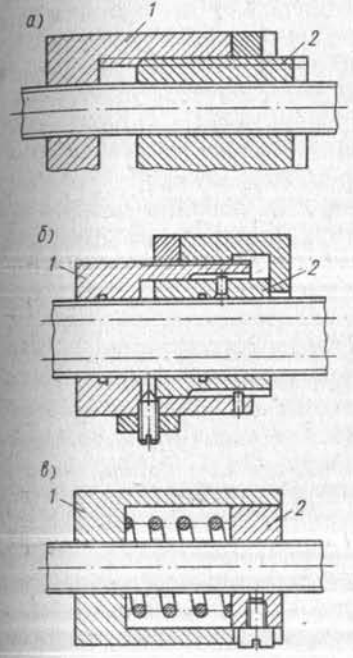


Рис. 6.55. Конструкции с осевой выборкой зазора: *а—в* — варианты

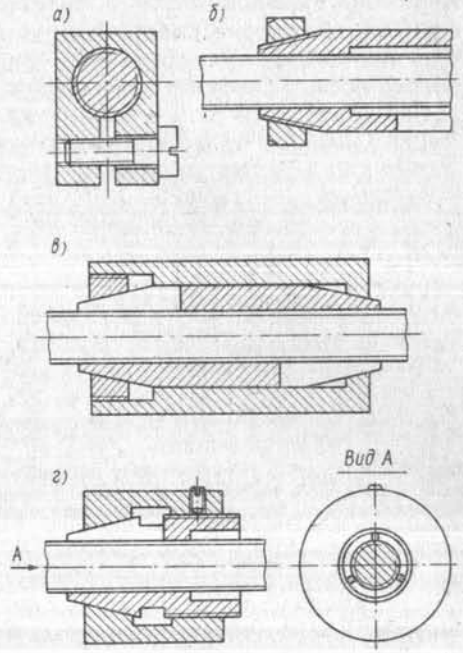


Рис. 6.56. Конструкции с радиальной выборкой зазора

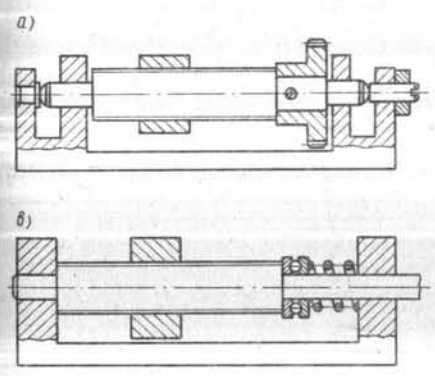


Рис. 6.57. Выборка осевого зазора между винтом и опорной базой

(рис. 6.56, *б—г*). Преимущество цангового зажима состоит в более равномерном отжатии винта, что способствует равномерному его износу. Осевой зазор между винтом и опорной базой устраняется выборкой зазора с упором на шарики (рис. 6.57, *а*) и выборкой зазора посредством пружины (рис. 6.57, *б*, *в*).

6.7. Точность передач и кинематических цепей

Общие принципы построения системы допусков. Показателями точности цилиндрических, реечных, конических и червячных передач являются: кинематическая точность, плавность работы, контакт зубьев в передаче и боковой зазор. Кинематическая погрешность передачи, колебания бокового зазора, а также погрешности, определяющие контакт зубьев, носят функциональный характер. Их значение меняется в зависимости от относительного положения зубчатых колес и направления вращения передачи (рис. 6.58). В табл. 6.43 приведен перечень стандартов на допуски зубчатых передач и диапазоны изменения основных параметров передач, на которые распространяется действие стандарта.

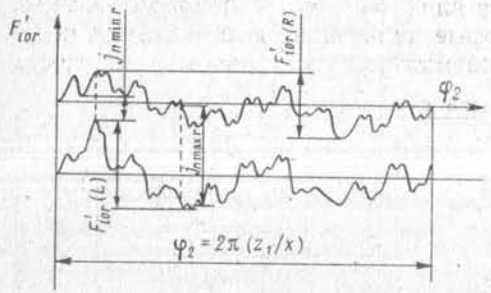


Рис. 6.58. Кинематическая погрешность зубчатой передачи:

$F'_{ior}(R)$ и $F'_{ior}(L)$ — наибольшая кинематическая погрешность передачи по правым и левым профилям; $j_{n\,\min}$ и $j_{n\,\max}$ — наименьший и наибольший боковые зазоры; φ_2 — угол поворота зубчатого колеса; x — общий делитель чисел зубьев; z — число зубьев шестерни

Зубчатой передачей в указанных стандартах называется пара зубчатых колес, зубчатое колесо и рейка, червяк и червячное колесо, установленные на их рабочих осях и находящиеся в зацеплении. Требования к точности этими стандартами устанавливаются для зубчатых колес и червяков, находящихся

6.43. Государственные стандарты на допуски зубчатых передач

Передача	ГОСТ	m, мм	d_{max} *
Цилиндрическая эвольвентная	9178—81	От 0,1 до 0,5 Св. 0,5 до 1	200 400
Реечная	13506—81*	От 0,1 до 1	40
Коническая	9368—81	От 0,1 до 1	200
Червячная цилиндрическая	9774—81	От 0,1 до 0,5 Св. 0,5 до 1	200 400

Примечание. Все указанные стандарты распространяются на зубчатые колеса, рейки и червяки с исходным контуром по ГОСТ 9587—81*.

* Наибольший делительный диаметр (для реечной передачи — рабочая ширина зубчатой рейки).

на их рабочих осях, для реек — находящихся на их рабочих базовых поверхностях. При этом за рабочую ось принимается ось, вокруг которой зубчатое колесо (червяк) вращается в передаче. Для конических и червячных передач используются также понятия *зубчатая пара* и *червячная пара*, т. е. пара конических колес или червяк и червячное колесо, поставляемые без деталей, определяющих положение их рабочих осей в передаче. Стандарты разделяют показатели точности и бокового зазора, определяющие эксплуатационные характеристики зубчатых передач, на четыре группы: кинематическую точность, плавность работы, контакт зубьев и боковой зазор. По нормам первых трех групп червяки, рейки, зубчатые колеса, пары и передачи разделяются на 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от 1 до 12. Боковой зазор передачи регламентируется видом сопряжения зубчатых колес (зубчатого колеса и рейки, червяка и червячного колеса) и видом допуска на боковой зазор. Для мелкомодульных передач установлено пять видов сопряжения: D, E, F, G, H — и пять видов допуска на боковой зазор: d, e, f, g, h (рис. 6.59).

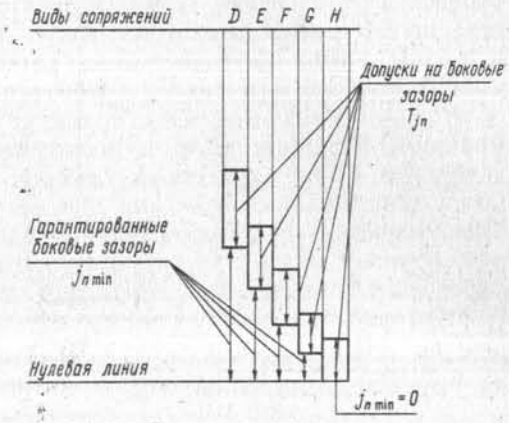


Рис. 6.59. Виды сопряжения и гарантированные боковые зазоры

Нормы кинематической точности регламентируют наибольшую погрешность функции положения, т. е. погрешность угла поворота, для зубчатого колеса — в пределах его оборота, для передачи — за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес пары (для реечных передач — при перемещении рейки на заданную длину). Значение и характер кинематических погрешностей являются определяющими для зубчатых передач точных кинематических цепей, отсчетных и делительных механизмов и планетарных передач с несколькими сателлитами.

Нормы плавности работы регламентируют циклические погрешности, составляющие полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, многократно повторяющиеся за один оборот колеса. Такие погрешности наиболее важны для точных отсчетных и делительных устройств, высокоскоростных передач, механизмов, обеспечивающих высокую плавность перемещения.

Нормы контакта зубьев определяют полноту прилегания рабочих поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче, что наиболее существенно для тяжелонагруженных передач. Для

передач точных приборов, как правило малонагруженных, полнота прилегания рабочих поверхностей зубьев не является существенной. Ввиду малой ширины венцов зубчатых колес такой показатель контакта зубьев, как суммарное пятно контакта, в точном приборостроении практически не применяется.

Нормы кинематической точности, плавности работы и контакта в зависимости от условий работы передачи допускается назначать по правым и левым профилям из разных степеней точности, при этом снижение требований точности к менее ответственным либо нерабочим боковым поверхностям зубьев не должно превышать двух степеней точности. Это положение стандартов естественно не распространяется на те нормы, которые относятся к обоим профилям зуба, — на радиальное биение, колебание измерительного межосевого расстояния и т. д.

Нормы бокового зазора регламентируют гарантированный (наименьший) боковой зазор и возможные пределы колебания его значения. Гарантированный боковой зазор исключает возможность заклинивания передачи при нагреве, обеспечивает условия смазки зубьев. В реверсивных передачах точного приборостроения боковой зазор при отсутствии люфтовыбирающих устройств определяет значение доминирующей составляющей мертвого хода.

В стандартах ЕСКД принято правило, согласно которому на рабочих чертежах изделий указываются допуски и предельные отклонения, которым изделия должны соответствовать *перед сборкой* (ГОСТ 2.109—73*). Стандарты на допуски зубчатых колес и передач устанавливают требования к точности зубчатых колес, реек, червяков относительно их рабочих осей в передаче (для реек — базовых поверхностей), т. е. нормы, которым изделия должны соответствовать *после сборки* передачи. Стандарты допускают установление требований к точности зубчатых колес, реек, червяков относительно другой оси (поверхности), не совпадающей с рабочей.

Указанные стандарты вследствие двойственности назначения (нормируется одними и теми же документами точность элементов передач — зубчатых колес, реек, червяков и точность самих передач) допускают два варианта нормирования точности зубчатых колес, реек, червяков [56], что влечет за собой два возможных варианта оформления чертежей и организации производства в целом.

В первом варианте нормы точности и бокового зазора устанавливаются по стандартам относительно измерительных баз зубчатого колеса (рейки, червяка), а точность и боковой зазор передачи определяются с учетом погрешностей, вносимых изменением баз.

Во втором варианте изготовление зубчатых передач осуществляется по уменьшенным по сравнению с нормируемыми стандартами производственным допускам.

Для каждого вида норм точности и бокового зазора зубчатых передач стандарты устанавливают комплексный функциональный

показатель и несколько комплексов элементных показателей. Выбор комплекса показателей точности и бокового зазора осуществляется изготовителем. Каждый из установленных стандартами комплексов является равноправным с другими.

Непосредственный контроль зубчатых колес, реек, червяков, конических и червячных пар и передач всех видов по всем показателям устанавливаемого стандартом комплекса не является обязательным, если изготовитель гарантирует выполнение соответствующих требований стандарта. При необходимости ОСТ и СТП устанавливают требования к допустимому уровню шума и вибраций, потерям на трение, температуре элементов передачи характеру и режимам дополнительных проверок и испытаний. Нормы точности и нормы бокового зазора для неэвольвентных цилиндрических и глобоидных передач государственными стандартами не регламентируются и при необходимости должны устанавливаться ОСТ или СТП.

6.44. Виды сопряжений зубчатых колес в передаче в зависимости от степени точности по нормам плавности работы

m, мм	Степень точности по нормам плавности	Вид сопряжения
$0{,}1 < m \leqslant 0{,}5$ $0{,}5 \leqslant m < 1$	3—10 3—12	D, E
$0{,}1 < m < 1$	3—10 3—8 3—7	F G H

Допуски цилиндрических зубчатых передач. ГОСТ 9178—81 распространяется на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами с модулем от 0,1 до 1,0 мм (исключительно), делительными диаметрами до 400 мм (при модуле менее 0,5 мм — до 200 мм) и исходным контуром по ГОСТ 9587—81*. Для передач с нерегулируемым и регулируемым расположением осей установлены пять видов сопряжений: D, E, F, G, H (рис. 6.59) и четыре вида допуска T_{jn} на боковой зазор: e, f, g, h. Обозначения даны в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него. Виды сопряжений зубчатых колес в передаче в зависимости от степени точности по нормам плавности работы приведены в табл. 6.44. Видам сопряжений D и E соответствует вид допуска на боковой зазор e, а видам сопряжений F, G, H — виды допусков f, g, h соответственно.

Для нерегулируемых передач установлены пять классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от II до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния. При этом II класс отклонений межосевого расстояния обеспечи-

6.45. Показатели кинематической точности цилиндрических зубчатых колес и передач

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатое колесо	Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса, F'_{ir}	F'_i	3—8
	Накопленная погрешность шага зубчатого колеса и накопленная погрешность k шагов, F_{pr}, F_{pkr}	F_p, F_{pk}	3—6
	Накопленная погрешность шага зубчатого колеса, F_{pr}	F_p	7—8
	Погрешность обката и радиальное биение зубчатого венца, F_{cr}, F_{rr}	F_c, F_r	3—8
	Колебание длины общей нормали и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса, F_{vwr}, F''_{ir}	F_{vw}, F''_i	5—8
	Погрешность обката и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса, F_{cr}, F''_{ir}	F_c, F''_i	5—8
	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса, F''_{ir}	F''_i	9—12
	Радиальное биение зубчатого венца, F_{rr}	F_r	9—12
Зубчатая передача	Наибольшая кинематическая погрешность передачи, F'_{ior}	F'_{io}	3—8

6.46. Показатели плавности работы цилиндрических зубчатых колес и передач

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатое колесо	Местная кинематическая погрешность, f''_{ir}	f''_i	8—8
	Отклонение шага зацепления и погрешность профиля зуба, f_{pbr} и f_{fr}	f_{pb}, f_f	3—8
	Отклонение шага зацепления и отклонение шага, f_{pbr} и f_{ptr}	f_{pb}, f_{pt}	3—8
	Колебание измерительного расстояния на одном зубе, f''_{ir}	f''_i	5—12
	Отклонение шага зацепления, f_{pbr}	f_{pb}	9—12
	Отклонение шага, f_{ptr}	f_{pt}	9—12
Зубчатая передача	Местная кинематическая погрешность зубчатой передачи, f'_{ior}	f'_{io}	3—8

вает сопряжение H, III — G, IV — F, V — E и VI — D соответственно. Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния.

Точность изготовления зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору — видом сопряжения по нормам бокового зазора.

Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи со степенью точности 7 по всем трем нормам с видом сопряжения зубчатых колес G и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, а также между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния: 7 — G ГОСТ 9178—81.

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, но при сохранении соответствия между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния точность зубчатых колес и передач обозначается последовательным написанием трех цифр и двух букв, где первая цифра обозначает степень по нормам кинематической точности, вторая — по нормам плавности работы, третья — по нормам контакта зубьев; первая из букв — вид сопряжения, вторая — вид допуска на боковой зазор. Цифры между собой и от слитно пишущихся букв разделяются тире. В случае, когда на одну из норм не задается степень точности, вместо соответствующей цифры указывается буква N. При выборе более грубого класса отклонений межосевого расстояния, чем предусмотрено для данного вида сопряжения, в условном обозначении точности передачи указывается принятый класс и рассчитанный по формуле уменьшенный гарантированный боковой зазор:

$$j'_{n\,min} = j_{n\,min} - 0{,}68\,(|f'_a| - |f_a|),$$

где $j_{n\,min}$ и f_a — табличные значения гарантированного бокового зазора и предельного отклонения межосевого расстояния для данного вида сопряжения согласно ГОСТ 9178—81; f'_a — отклонение межосевого расстояния для более грубого класса; $j'_{n\,min}$ — рассчитанный гарантированный боковой зазор.

Пример условного обозначения точности передачи со степенью точности 7 по всем нормам, видом сопряжения зубчатых колес F, видом допуска на боковой зазор e и классом отклонений межосевого расстояния V (при $a_w = 45$ мм, $j'_{n\,min} = 4$ мкм); 7 — Fe/V — 4 ГОСТ 9178—81.

При принятии более точного класса отклонений межосевого расстояния наименьший боковой зазор в передаче будет больше бокового зазора, указанного в стандарте. Его значение может не указываться в условном обозначении точности передачи.

Показатели кинематической точности, относящиеся к колесам и передачам различных степеней точности, указаны в табл. 6.45, показатели плавности работы зубьев — в табл. 6.46, показатели

6.47. Показатели контакта зубьев цилиндрических зубчатых колес и передач

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатое колесо	Погрешность направления зуба, $F_{\beta r}$	F_β	3—12
Зубчатая передача	Непараллельность и перекос осей, f_{xr}, f_{yr} *	f_x, f_y	3—12
	Суммарное пятно контакта	—	3—8

* Комплекс только для передач с нерегулируемым положением осей.

6.48. Показатели бокового зазора цилиндрических зубчатых колес и передач

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатое колесо	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура, $-E_{HS}$ $(+E_{Hi})$ *	T_H	3—12
	Дополнительное смещение исходного контура, T_{Hr}		
	Наименьшее отклонение средней длины общей нормали, $-E_{wms}$ $(+E_{wai})$ *	T_{wm}	3—12
	Средняя длина общей нормали, T_{wm}		
	Наименьшее отклонение длины общей нормали, $-E_{ws}$ $(+E_{wi})$ *	T_w	3—12
	Длина общей нормали, T_{wr}	$+E_{a''s} - E_{a''i}$ $(-E_{a''s} + E_{a''i})$*	5—12
	Предельные отклонения измерительного межосевого расстояния (верхнее и нижнее), $E_{a''sr}$, $E_{a''ir}$		
	Наименьшее отклонение размера по роликам, $-E_{Ms} \times (+E_{Mi})$ *	T_M	3—12
	Размер по роликам, T_{Mr}		
Зубчатая передача: нерегулируемая	Отклонение межосевого расстояния, f_{ar}	f_a	3—12
регулируемая	Гарантированный боковой зазор, $j_{n\,min\,r}$	$j_{n\,min}$	3—12

Примечание. Значение E_{HS} и E_{Hi} для 11-й и 12-й степеней точности сопряжений E и D только для колес с $m > 0{,}5$ мм.

* Для зубчатых колес с внутренними зубьями.

контакта — в табл. 6.47, показатели бокового зазора — в табл. 6.48.

Допуски реечных передач. Устанавливающий допуски реечных мелкомодульных зубчатых передач ГОСТ 13506—81* распространяется на зубчатые рейки и реечные передачи, состоящие из эвольвентного цилиндрического прямозубого или косозубого колеса и рейки с исходным контуром по ГОСТ 9587—81*, модулем зубьев от 0,1 до 1 мм, рабочей шириной зубчатой рейки до 40 мм, точностью зубчатого колеса по ГОСТ 9178—81 (см. п. 6.2).

Стандарт также распространяется в части требований к точности выполнения рейки на реечные передачи, состоящие из рейки и цилиндрического червяка со стандартным исходным червяком.

Требования стандарта относительно видов сопряжения, допусков на боковой зазор, классов отклонений монтажного размера для нерегулируемых передач и гарантированного бокового зазора совпадают с требованиями, предъявляемыми к цилиндрическим передачам.

Условное обозначение точности зубчатой рейки также аналогично обозначению точности цилиндрического зубчатого колеса.

Условное обозначение точности реечной передачи включает указание о точности зубчатого колеса по ГОСТ 9178—81, точности рейки по ГОСТ 9178—81 и номер стандарта.

Пример условного обозначения точности реечной передачи, состоящей из зубчатого колеса с 8-й степенью точности по нормам кинематической точности, 7-й степенью по нормам плавности работы и 7-й степенью по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения G, видом допуска на боковой зазор f и рейки со степенями точности, видом сопряжения и видом допуска 9—8—8Gf, с соответствием между видом сопряжения и классом отклонения монтажного размера:

$$\frac{8\text{—}7\text{—}7Gf\ \ ГОСТ\ 9178\text{—}81}{9\text{—}8\text{—}8Gf\ \ ГОСТ\ 13506\text{—}81^*}.$$

Показатели кинематической точности устанавливаются по табл. 6.49, показатели плавности работы — по табл. 6.50, показатели контакта зубьев — по табл. 6.51 и показатели бокового зазора — по табл. 6.52.

Допуски конических зубчатых передач. ГОСТ 9368—81 распространяется на конические мелкомодульные зубчатые колеса, зубчатые передачи и пары (без корпуса) внешнего зацепления с прямыми зубьями колес, со средним делительным диаметром до 200 мм, средним модулем от 0,1 до 1,0 мм исключительно, с исходным контуром по ГОСТ 9587—81*. Условное обозначение точности конической передачи или пары аналогично обозначению точности цилиндрической передачи.

Установлено пять видов сопряжения зубчатых колес в передаче (табл. 6.53). Показатели кинематической точности, плавности

6.49. Показатели кинематической точности реечных мелкомодульных зубчатых передач (по ГОСТ 13506—81*)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатая рейка	Наибольшая кинематическая погрешность зубчатой рейки, F'_{ir}	F'_i	3—8
	Накопленное отклонение шага зубчатой рейки и накопленная погрешность шага зубчатой рейки, F_{pgr}, F_{pr}	F_{pg}, F_p	3—8
	Колебание измерительного расстояния на длине рейки, F''_{ir}	F''_i	5—12
	Колебание утоняющего смещения зуба, F_{rr}	F_r	8—12
Реечная передача	Наибольшая кинематическая погрешность передачи, F'_{ior}	F'_{io}	3—8

6.50. Показатели плавности работы реечных мелкомодульных зубчатых передач (по ГОСТ 13506—81*)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатая рейка	Местная кинематическая погрешность зубчатой рейки, f_{ir}	f'_i	3—8
	Отклонение шага и погрешность профиля зуба, f_{ptr} и f_{fr}	f_{pt}, f_f	3—8
	Колебание измерительного расстояния на одном зубе, f''_{ir}	f''_i	5—12
	Отклонение шага, f_{ptr}	f_{pt}	9—12
Реечная передача	Местная кинематическая погрешность реечной передачи, f'_{ior}	f'_{io}	3—8

6.51. Показатели контакта зубьев в реечной мелкомодульной зубчатой передаче (по ГОСТ 13506—81*)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатая рейка Реечная передача	Направление зуба, $F_{\beta r}$	F_β	3—12
	Отклонение от параллельности и перекос оси, f_{xr}, f^*_{yr}	f_x, f_y	3—12
	Суммарное пятно контакта	—	3—8

* Комплекс только для передач с нерегулируемым расположением зубьев.

6.52. Показатели бокового зазора реечных мелкомодульных зубчатых передач (по ГОСТ 13506—81*)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплекты, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков
Зубчатая рейка	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура и дополнительное смещение исходного контура, E_{HS}, T_{Hr}	E_{HS}, T_H
	Наименьшее отклонение толщины зуба и отклонение толщины зуба, E_{SS} и T_{Sr}	E_{SS}, T_S
Реечная передача с нерегулируемым монтажным размером	Отклонение монтажного размера, f_{ar}	f_a
Реечная передача с регулируемым монтажным размером	Гарантированный боковой зазор, $j_{n\,min\,r}$	$j_{n\,min}$

работы и бокового зазора устанавливают по табл. 6.54—6.56. По каждой из норм степень точности шестерни и колеса передачи должна назначаться единой.

Следует отметить, что отклонение межосевого расстояния для конических передач включено в нормы плавности, поскольку это отклонение приводит, в первую очередь, к потере плавности работы.

6.53. Виды сопряжения зубчатых колес в передаче

Вид сопряжения	Для степеней точности
D	4—10 при $m \leqslant 0{,}5$ 4—12 при $m > 0{,}5$
E	4—10 при $m \leqslant 0{,}5$ 4—12 при $m > 0{,}5$
F	4—10
G	4—8
H	4—7

Допуски червячных цилиндрических передач. Допуски червячных цилиндрических мелкомодульных передач установлены ГОСТ 9774—81. Стандарт распространяется на мелкомодульные цилиндрические червячные передачи и пары (поставляемые несобранными в передачу) с архимедовыми червяками ZA, эвольвентными червяками ZI, червяками с прямолинейным профилем витка $ZN1$, с прямолинейным профилем впадины $ZN2$, червяками, образованными конусом, $ZK1$ и $ZK2$, с исходным червяком по ГОСТ 20184—81, межосевым углом, равным 90°, модулем от 0,1 до 1,0 исключительно, делительным диаметром червяка до 30 мм, любым числом витков и делительным диаметром червячного колеса до 400 мм (при $m \leqslant 0{,}5 \div 200$ мм).

Стандарт распространяется также на червячные передачи с перекрещивающимися осями, состоящие из цилиндрического червяка (по ГОСТ 20184—81) и цилиндрического прямо- и косо-

6.54. Показатели кинематической точности конических зубчатых колес, пар и передач

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатое колесо	Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса, F'_{ir}	F'_i	4—8
	Накопленная погрешность шага зубчатого колеса и k шагов, F_{pr}, F_{pkr}	F_p, F_{pk}	4—6
	Накопленная погрешность шага зубчатого колеса, F_{pr}	F_p	7—8
	Радиальное биение зубчатого колеса и погрешность объекта, F_{rr}, F_{cr}	F_r, F_c	4—6
	Радиальное биение зубчатого венца, F_{rr}	F_r	7—12
Зубчатая пара	Колебание измерительного межосевого угла пары за полный цикл u, погрешность объекта, $F_{i\Sigma or}$, F_{cr}	$F_{i\Sigma o}$, F_c	5—6
	Колебание измерительного межосевого угла пары за полный цикл, $F'_{i\Sigma or}$	$F'_{i\Sigma o}$	7—12
Зубчатая передача	Наибольшая кинематическая погрешность передачи, F'_{ior}	F_{io}	4—8
	Колебание бокового зазора в паре и погрешность обката, F_{vjr}, F_{cr}	F_{vj}, F_c	5—6
	Колебание бокового зазора в паре, F_{vjr}	F_{vj}	7—12

Примечания: 1. Допускается, чтобы одна из величин, входящих в комплекс F_{cr} и F_{rr} или F_{cr} и $F'_{i\Sigma or}$ превосходила предельное значение, если суммарное влияние обеих величин не превышает F'_{ir}. 2. Допускается вместо $F_{i\Sigma or}$ в качестве показателя кинематической точности использовать колебание относительных положений зубчатых колес пары по нормали за оборот зубчатого колеса F_{inor}, колебание измерительного межосевого угла измерительной пары $F''_{i\Sigma r}$ или колебание относительного положения зубчатых колес измерительной пары по нормали за оборот зубчатого колеса F''_{inr}.

зубого колеса и соответственно рейки с исходным контуром по ГОСТ 9587—81* и нормами точности по ГОСТ 9178—81 и ГОСТ 13506—81*.

Для нерабочих боковых поверхностей зубьев червячного колеса и витков червяка, работающих в течение ограниченного времени при пониженных нагрузках, допускается снижение точности, но не более, чем на две степени.

Условное обозначение точности червячной передачи или пары аналогично обозначению точности цилиндрической передачи.

6.55. Показатели плавности работы конических зубчатых колес, пар и передач

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Зубчатое колесо	Отклонение шага и погрешность зубцовой частоты, f_{ptr}, f_{cr}	f_{pt}, f_c	4—6
	Отклонение шага и погрешность профиля, f_{ptr}, f_{fr}	f_{pt}, f_f	4—6
	Отклонение шага, f_{ptr}	f_{pt}	7—12
Зубчатая пара	Колебание измерительного межосевого угла на одном зубе, $f''_{i\Sigma 0r}$	$f''_{i\Sigma 0}$	5—12
Зубчатая передача	Осевое смещение зубчатого венца и погрешность обката зубцовой частоты, f_{AMr}, f_{cr}	f_{AM}, f_c	4—6
	Осевое смещение зубчатого венца, f_{AMr}	f_{AM}	7—12

Примечания: 1. Вместо отклонения шага f_{ptr} в качестве одного из показателей может применяться разность любых шагов f_{uptr}. 2. Показатель f_{AMr} контролируется для каждого элемента передачи с нерегулируемым положением зубчатых колес. 3. Допускается вместо $f''_{i\Sigma 0r}$ в качестве показателя плавности работы использовать колебание относительного положения зубчатых колес по нормали на одном зубе f''_{in0r}; колебание измерительного межосевого угла измерительной пары $f''_{i\Sigma r}$ или относительного положения зубчатых колес измерительной пары по нормали на одном зубе f''_{in0r}.

6.56. Показатели бокового зазора конических зубчатых колес и передач

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков
Зубчатое колесо	Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба, E_{scs}	E_{scs}
	Средняя постоянная хорда, T_{scr}	T_{sc}
Зубчатая передача	Отклонение межосевого угла передачи, $E_{\Sigma r}$	E_Σ
	Гарантированный боковой зазор, $j_{n\,min\,r}$	$j_{n\,min}$

Условное обозначение точности передачи, состоящей из цилиндрического червяка и цилиндрического прямо- и косозубого зубчатого колеса, включает в себя указание о точности червяка по настоящему стандарту и точности зубчатого колеса по ГОСТ 9178—81.

Пример условного обозначения точности червячной передачи, в которой червяк выполнен по 7-й степени точности по всем нормам, цилиндрическое колесо — по 6-й степени, вид сопряжения элементов G, существует соответствие между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор:

$$\frac{7 - G\ \text{ГОСТ}\ 9774{-}81}{6 - G\ \text{ГОСТ}\ 9178{-}81}.$$

Показатели кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев и витков устанавливают по табл. 6.57—6.59.

Для червячных передач с углом профиля исходного червяка α, не равным 20°, допуск на радиальное биение витка червяка f_r, допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f_i'', а также предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ должны быть умножены на коэффициент, равный отношению $\sin 20°/\sin \alpha$.

Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$ для различных видов сопряжений устанавливают независимо от степени точности червячных передач, червячных колес и их комбинирования.

Показатели, обеспечивающие гарантированный боковой зазор, приведены в табл. 6.60. Виды сопряжений передач, состоящих из цилиндрического червяка и цилиндрического прямо- или косозубого зубчатого колеса с нерегулируемым расположением осей, даны в табл. 6.61.

Расчет показателей точности передач и кинематических цепей. Методы расчета кинематических цепей, состоящих из нерегулируемых зубчатых, червячных и реечных передач, и передачи винт — гайка без учета упругих деформаций элементов этих передач установлены ГОСТ 21098—82. В качестве показателей точности цепи принимают кинематическую погрешность и мертвый ход.

При расчете точности применяют *метод расчета* на минимум — максимум, учитывающий только предельные отклонения звеньев кинематической цепи и самые неблагоприятные их сочетания; *вероятностный метод* расчета, учитывающий законы или характеристики распределения погрешностей звеньев цепи и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих цепь звеньев. При практических расчетах предельного значения кинематической погрешности и мертвого хода процент риска принят равным 0,27 %.

Стандарт распространяется на передачи зубчатые цилиндрические по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81, конические по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81, червячные цилиндрические по ГОСТ 3675—81 и ГОСТ 9774—81, зубчатые реечные по ГОСТ 10242—81 и ГОСТ 13506—81*, т. е. охватывает передачи с модулем $m > 1$ мм и мелкомодульные с $m \leqslant 1$, а также передачи винт — гайка.

Расчет кинематической погрешности. Минимальное значение кинематической погрешности передач $\delta\varphi_{min}$ (в мкм) определяют,

6.57. Показатели кинематической точности червячных цилиндрических мелкомодульных передач (по ГОСТ 9774—81)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Червячное колесо	Наибольшая кинематическая погрешность червячного колеса, F_{ir}'	F_i'	3—8
	Накопленная погрешность шага червячного колеса и накопленная погрешность k шагов червячного колеса, F_{pr}, F_{pkr}	F_p, F_{pk}	3—6
	Накопленная погрешность шага червячного колеса, F_{pr}	F_p	7—8
	Погрешность обката червячного колеса и радиальное биение зубчатого венца червячного колеса, F_{cr}, F_{rr}	F_c, F_r	3—8
	Погрешность обката червячного колеса и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот червячного колеса, F_{cr}, F_{ir}''	F_c, F_i''	5—8
	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот червячного колеса, F_{ir}''	F_i''	9—12
	Радиальное биение зубчатого венца червячного колеса, F_{rr}	F_r	9—12
Червячная пара и передача	Наибольшая кинематическая погрешность червячной передачи, F_{i0r}'	F_{i0}'	3—8

6.58. Показатели плавности работы червячных цилиндрических мелкомодульных передач (по ГОСТ 9774—81)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Червяк	Погрешность винтовой поверхности витка червяка и радиальное биение витка червяка, f_{hsr} и f_{rr}	f_{hr}, f_r	3—6
	Погрешность винтовой линии в пределах оборота червяка и на длине нарезанной части червяка, f_{hr}, f_{hkr}	f_h, f_{hk}	3—6

Продолжение табл. 6.58

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности
Червяк	Отклонение осевого шага червяка, накопленная погрешность k шагов червяка, погрешность профиля и радиальное биение витка червяка, f_{pxr}, f_{pxkr}, f_{f1r}, f_{rr}	f_{px}, f_{pxk}, f_{f1}, f_r	3—7
	Отклонение осевого шага червяка, погрешность профиля и радиальное биение витков, f_{pxr}, f_{f1r} и f_{rr}	f_{px}, f_{f1}, f_r	8—12
Червячное колесо	Местная кинематическая погрешность червячного колеса, f'_{ir}	f'_i	3—8
	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе, f''_{ir}	f''_i	5—12
	Отклонение шага червячного колеса и погрешность профиля зуба червячного колеса, f_{ptr}, f_{f2r}	f_{pt}, f_{f2}	3—8
	Отклонение шага червячного колеса, f_{ptr}	f_{pt}	9—12
Червячная пара и передача	Местная кинематическая погрешность червячной передачи, f'_{i0r}	f'_{i0}	3—8

6.59. Показатели контакта зубьев колеса и витков червяка червячных цилиндрических мелкомодульных передач (по ГОСТ 9774—81)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков
Червячное колесо (передачи с нерегулируемым расположением элементов)	Отклонение межосевого расстояния в обработке, отклонение межосевого угла в обработке и смещение средней плоскости червячного колеса в обработке, f_{acr}, $f_{\Sigma cr}$ и f_{xcr}	f_{ac}, $f_{\Sigma c}$, f_{xc}
Передача с нерегулируемым расположением элементов	Отклонение межосевого расстояния, отклонение межосевого угла червячной передачи и смещение средней плоскости червячного колеса в передаче, f_{ar}, $f_{\Sigma r}$ и f_{xr}	f_a, f_Σ, f_x
	Суммарное пятно контакта	—

Продолжение табл. 6.59

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков
Передача (пара) с регулируемым расположением элементов	Суммарное пятно контакта	—

Примечание. Все указанные в таблице показатели точности и их комплексы применяют при контроле червячных колес, пар и передач 3—12-й степеней точности.

6.60. Показатели бокового зазора червячных цилиндрических мелкомодульных передач (по ГОСТ 9774—81)

Контролируемый объект	Показатели точности или комплексы, обозначение погрешностей	Обозначение предельных отклонений и допусков
Червячная передача с нерегулируемым расположением осей	Наименьшее отклонение толщины витка по хорде, толщина витка по хорде, E_{ss} и T_{sr}	E_{ss}, T_s
Червячная передача с регулируемым расположением осей	Гарантированный боковой зазор, $j_{n\,min\,r}$	$j_{n\,min}$
Передача, состоящая из цилиндрического червяка и цилиндрического прямо- или косозубого зубчатого колеса:	Для цилиндрических червяков: наименьшее отклонение толщины витка по хорде, толщина витка по хорде E_{ss} и T_{sr} по видам, сопряжений от D до H	E_{ss}, T_s
с нерегулируемым расположением осей	Для цилиндрических прямо- или косозубых колес — по виду сопряжения H	
с регулируемым расположением осей	Гарантированный боковой зазор, $j_{n\,min\,r}$	$j_{n\,min}$

суммируя значения кинематической погрешности элементов передачи, умноженной на коэффициент фазовой компенсации k_s, с числовым коэффициентом, учитывающим вид передачи (цилиндрической, конической, червячной, реечной) и степень точности.

Для цилиндрических и зубчатых реечных передач

$$\delta\varphi_{min} = 0{,}62k_s(F'_{i1} + F'_{i2}); \qquad (6.26)$$

для 7—8-й степени точности

$$\delta\varphi_{min} = 0{,}71k_s(F'_{i1} + F'_{i2}). \qquad (6.27)$$

Для конических передач

$$\delta\varphi_{min} = 0{,}67k_s(F'_{i1} + F'_{i2}); \qquad (6.28)$$

6.61. Виды сопряжений в передачах, состоящих из цилиндрического червяка и цилиндрического прямо- или косозубого зубчатого колеса с нерегулируемым расположением осей

Элемент передачи	Вид сопряжения				
Цилиндрический червяк по ГОСТ 9774—81	D	E	F	G	H
Цилиндрическое зубчатое колесо по ГОСТ 9178—81			H		
Передачи, состоящие из цилиндрического червяка и цилиндрического прямого или косозубого колеса *	D	D	E	F	F

* Гарантированные боковые зазоры увеличивают примерно на 15 % по отношению к установленным для червячной пары.

для 7—8-й степени точности

$$\delta\varphi_{min} = 0{,}72k_s(F'_{i1} + F'_{i2}). \qquad (6.29)$$

Значения допусков на кинематическую погрешность зубчатых колес находят непосредственно по вышеперечисленным стандартам допусков на зубчатые передачи.

Для червячных цилиндрических передач

$$\delta\varphi_{min} = 0{,}62\,[0{,}7\,(f_{hx} + f_{f1} + F'_{i2})]. \qquad (6.30)$$

Выражение, стоящее в круглых скобках, представляет собою кинематическую погрешность червяка.

Для передачи винт — гайка

$$\delta\varphi_{min} = 0{,}62\delta t_{\Sigma}, \qquad (6.31)$$

где δt_{Σ} — накопленная погрешность шага резьбы.

При расчете максимального значения кинематической погрешности передач $\delta\varphi_{max}$ (в мкм) кроме суммы кинематических погрешностей колес передачи учитывают и суммарные приведенные погрешности монтажа шестерни $E_{\Sigma M1}$ и колеса $E_{\Sigma M2}$.

Для цилиндрических и конических передач

$$\delta\varphi_{max} = k\sqrt{\left[(F'_{i1})^2 + E^2_{\Sigma M1} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E^2_{\Sigma M2}}\right]}, \qquad (6.32)$$

для червячных цилиндрических передач

$$\delta\varphi_{max} = 0{,}8\left[\sqrt{(f_{hx} + f_{f1})^2 + E^2_{\Sigma M1}} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E^2_{\Sigma M2}}\right], \qquad (6.33)$$

для реечных передач

$$\delta\varphi_{max} = k\left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + E^2_{\Sigma M1}} + F_{i2}\right]. \qquad (6.34)$$

Значения коэффициентов фазовой компенсации k_s и k в формулах (6.26)—(6.34) зависят от вида передачи и передаточного числа и приведены в табл. 6.62 и 6.63.

6.62. Значение коэффициентов k, k_s, k_p для зубчатой реечной передачи при приведенном передаточном отношении $u_{пр} = z_p/z_k$

Коэффициент	Значение коэффициентов при $u_{пр}$																	
	от 0,25 до 0,50	св. 0,50 до 0,75	св. 0,75 до 1,00	св. 1,00 до 1,25	св. 1,25 до 1,50	св. 1,50 до 1,75	св. 1,75 до 2,00	св. 2,00 до 2,25	св. 2,25 до 2,50	св. 2,50 до 2,75	св. 2,75 до 3,00	св. 3,00 до 3,25	св. 3,25 до 3,50	св. 3,50 до 3,75	св. 3,75
k	0,90	0,95	0,80	0,80	0,95	0,95	0,88	0,87	0,94	0,98	0,92	0,90	0,95	0,98	0,98
k_s	0,07	0,17	0,40	0,65	0,65	0,60	0,59	0,63	0,78	0,72	0,68	0,73	0,83	0,98	
k_p при проценте риска p:															
32	0,54	0,62	0,42	0,54	0,70	0,70	0,76	0,73	0,76	0,76	0,73	0,76			0,78
10	0,81	0,83	0,75	0,70	0,86	0,86	0,86	0,81	0,84	0,91	0,82	0,86			0,91
4,5	0,85	0,87	0,77	0,76	0,88	0,88	0,84	0,84	0,90	0,93	0,86	0,90			0,94
1	0,88	0,89	0,78	0,78	0,89	0,89	0,86	0,86	0,93	0,95	0,88	0,99			0,96

6.63. Значения коэффициентов k, k_s, k_p для зубчатой передачи в зависимости от отношения чисел зубьев колес z_2/z_1 ($z_2 > z_1$)

Коэффициент	Отношение чисел зубьев колес										
	от 1,0 до 1,5	св. 1,5 до 2,0	св. 2,0 до 2,5	св. 2,5 до 3,0	св. 3,0 до 3,5	св. 3,5 до 4,0	св. 4,0 до 4,5	св. 4,5 до 5,0	св. 5,0 до 5,5	св. 5,5 до 6,0	св. 6,0 до 6,5	св. 6,5
k	0,98	0,85	0,83	0,93	0,97	0,96	0,96	0,96	0,98	0,96	0,97	0,98
k_s	0,30	0,76	0,75	0,74	0,75	0,80	0,90	0,87	0,75	0,88	0,94	0,99
k_p при проценте риска p:												
32	0,58	0,68	0,60	0,74	0,71	0,71	0,68	0,71	0,78	0,70	0,78	0,80
10	0,92	0,78	0,73	0,88	0,82	0,82	0,80	0,82	0,90	0,88	0,91	0,94
4,5	0,95	0,83	0,81	0,91	0,92	0,92	0,88	0,92	0,94	0,94	0,94	0,96
1	0,96	0,84	0,82	0,92	0,95	0,95	0,94	0,95	0,97	0,95	0,96	0,96

Примечание. Для передаточных отношений, не выражаемых целым числом, в случае работы передачи в пределах одного оборота колеса, $k = k_s = 0{,}98$.

6.64. Значения коэффициентов t_1 и t_2

Коэффициент	p			
	10	4,5	1,0	0,27
t_1	0,26	0,35	0,48	0,57
t_2	0,21	0,28	0,39	0,46

6.65. Значения вероятностных коэффициентов k_p

Вид передачи	p				
	32	10	4,5	1,0	0,27
Червячная	0,79	0,87	0,89	0,92	0,93
Винт—гайка	0,76	0,80	0,86	0,92	0,98

Для передачи винт — гайка

$$\delta\varphi_{max} = \sqrt{(\delta t_\Sigma)^2 + E^2_{\Sigma M}}.$$

Дальнейший расчет погрешностей кинематической цепи производят, переводя их значения из линейных единиц в угловые (минуты). При этом для зубчатых и червячных передач используют формулу

$$\delta\varphi_{угл.} = 6{,}88\delta\varphi_{min}/d, \qquad (6.35)$$

для передачи винт — гайка — формулу

$$\delta\varphi_{угл.} = 21{,}6\delta\varphi_{min}/p_h.$$

При расчете по методу минимума — максимума значение кинематической погрешности кинематической цепи $\delta\varphi_\Sigma$ определяют, используя выражение

$$\delta\varphi_\Sigma = \sum_{j=1}^{n} \xi_j \delta\varphi_{max\,j}. \qquad (6.36)$$

Здесь ξ_j — передаточный коэффициент j-й передачи, $\xi_j = \prod_i z_i \Big/ \prod_l z_j$, где z_i — число зубьев ведущих колес передачи (или число заходов червяка); z_j — число зубьев ведомых зубчатых (червячных) колес.

При расчете по вероятностному методу сначала определяют координаты середины поля рассеяния E_{vj} и поле рассеяния V_j кинематической погрешности

$$E_{vj} = (\delta\varphi_{min\,j} + \delta\varphi_{max\,j})/2; \qquad (6.37)$$

$$V_j = \delta\varphi_{max\,j} - \delta\varphi_{min\,j}. \qquad (6.38)$$

Затем принимают процент риска p и выбирают по нему значение коэффициента t_1 по табл. 6.64. Значение кинематической погрешности цепи определяют по формуле

$$\delta\varphi_{\Sigma p} = E_{v\Sigma} + t_1 \sqrt{\sum_{j=1}^{n} (\xi_j V_j)^2}, \qquad (6.39)$$

где $E_{v\Sigma} = \sum_{j=1}^{n} \xi_j E_{vj}$. (6.40)

Значение кинематической погрешности передачи при расчете по вероятностному методу можно определять по формуле

$$\delta\varphi_p = k_p \delta\varphi_{max}, \qquad (6.41)$$

причем значение коэффициента k_p в зависимости от вида передачи и выбранного процента риска p определяют из табл. 6.62 и 6.63 для зубчатых передач и табл. 6.65 — для червячной передачи и передачи винт — гайка.

Расчет мертвого хода. Минимальное значение мертвого хода передач (в мкм) определяют по гарантированному боковому зазору

$$\delta c_{min} = j_{n\,min}/(\cos\alpha \cos\beta). \qquad (6.42)$$

Для передачи винт — гайка $\delta c_{min} = b' \operatorname{tg}\beta$, где b' — верхнее отклонение среднего диаметра витка; β — угол наклона боковой стороны профиля.

При вычислении максимального значения мертвого хода цилиндрической передачи учитывают наименьшее смещение исходного контура и допуск на смещение исходного контура E_{HS} шестерни и колеса передачи, а также предельное (положительное) отклонение межосевого расстояния f_a и радиальные люфты в опорах вращения шестерни Δp_1 и колеса Δp_2:

$$\delta c_{max} = 0{,}7\,(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0{,}5\,(T^2_{H1} + T^2_{H2}) + 2\,(+f_a)^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}. \qquad (6.43)$$

Фактически E_{HS} и T_H дают утонение (уменьшение толщины) зуба, f_a — раздвижку осей колес, а Δp — люфты в опорах.

Для конических передач при вычислении δc_{max} учитывают предельное отрицательное осевое смещение зубчатых венцов f_{aM}, предельное положительное отклонение межосевого угла E_Σ, наименьшее отклонение средней делительной толщины зубьев по хорде E_{SS}, а также осевые Δa и радиальные Δp люфты в опорах:

$$\delta c_{max} = 0{,}94\,(E_{SS1} + E_{SS2}) + \sqrt{0{,}46\,\{[(-f_{aM1})\sin\delta_1]^2 + [(-f_{aM2})\sin\delta_2]^2 + (\Delta a_1 \sin\delta_1)^2 + (\Delta a_2 \sin\delta_2)^2 + (+E_\Sigma)^2 + (\Delta p_1 \cos\delta_1)^2 + (\Delta p_2 \cos\delta_2)^2\} + 0{,}9\,(T^2_{S1} + T^2_{S2})}.$$

Для червячных цилиндрических передач

$$\delta c_{max} = 0{,}94 E_{SS} + \sqrt{0{,}9\,(T^2_S + \Delta a_1^2) + 2\,[(+f_a)^2 + (+f_{ac})^2] + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}. \qquad (6.44)$$

Для зубчатых реечных передач

$$\delta c_{max} = 0{,}7\,(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0{,}5\,(T_{H1}^2 + T_{H2}^2 + 2(+f_a)^2 + \Delta p_1^2}.$$

Для передачи винт — гайка

$$\delta c_{max} = b'\,\mathrm{tg}\,\beta + \sqrt{[(b' - b'')\,\mathrm{tg}\,\beta]^2 + (b\,\mathrm{tg}\,\beta)^2 + \Delta a_1^2 + \Delta a_2^2},$$

где b' и b'' — верхнее и нижнее предельные отклонения среднего диаметра винта; b — верхнее отклонение среднего диаметра гайки; Δa — осевой люфт в опорах вращения.

Дальнейший расчет кинематической цепи требует вычисления значения мертвого хода в угловых единицах. Перевод из линейных единиц в угловые (минуты) осуществляют для зубчатых и червячных передач по формуле

$$\delta c_{угл.} = 7{,}32\delta c_{min}/d,$$

для передачи винт — гайка — по формуле

$$\delta c_{угл.} = 21{,}6\delta c_{min}/p_h.$$

При расчете по методу максимума — минимума мертвый ход кинематической цепи определяют как

$$\delta c_\Sigma = \sum_{j=1}^{n} \xi_j \delta c_{max\ j}. \qquad (6.45)$$

При расчете по вероятностному методу

$$\delta c_{\Sigma p} = E_{V\Sigma} + t_2 \sqrt{\sum_{j=1}^{n} (\xi_j V_j)^2}, \qquad (6.46)$$

где t_2 в зависимости от принимаемого процента риска p выбирают по табл. 6.64; $E_{V\Sigma} = \sum_{j=1}^{n} \xi_j E_{Vj}$; E_{Vj} и E_j — определяют по формулам, аналогичным (6.37) и (6.38) для вычисления кинематической погрешности.

В рассматриваемом случае, если выходное колесо одной или нескольких передач совершает неполный оборот, значение кинематической погрешности, рассчитанное по приведенным формулам, умножают на коэффициент k_φ, значение которого в зависимости от угла поворота выходного колеса выбирают из следующего ряда:

Угол поворота, °	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
Коэффициент k_φ	0,02	0,07	0,15	0,25	0,37	0,5	0,63	0,75	0,85	0,93	0,98	1

Расчет погрешности монтажа. Для цилиндрических, конических и червячных зубчатых колес показателями точности монтажа являются монтажное радиальное e_p и монтажное осевое e_a биение.

Суммарную приведенную погрешность монтажа $E_{\Sigma M}$ вычисляют используя зависимость

$$E_{\Sigma M} = \sqrt{\left(\frac{e_p}{\cos\alpha_s}\right)^2 + (e_a\,\mathrm{tg}\,\beta)^2}.$$

Если допуски на монтажные биения не заданы, то их следует принимать равными:

$$e_p = 0{,}85\sqrt{\sum_{i=1}^{n} e_i^2}; \quad e_a = 0{,}85\sqrt{\sum_{j=1}^{n} e_j^2},$$

где e_i и e_j — допуски на погрешности, создающие первичные радиальные и осевые биения колеса, приведенные в рабочих чертежах или другой технической документации.

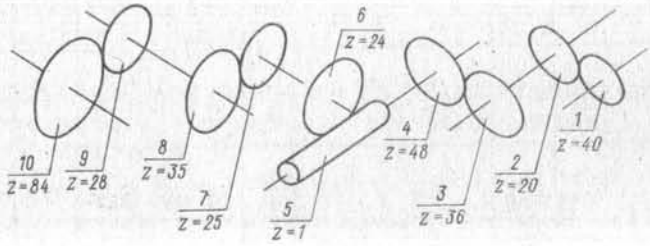


Рис. 6.60. Кинематическая цепь

Для цилиндрических червяков и винтов показателями точности монтажа являются радиальное биение витков e_p и осевое биение e_a. Суммарная приведенная погрешность монтажа равна: для червяков

$$E_{\Sigma M} = 1{,}2\sqrt{e_a^2 + \left(\frac{e_p\,\mathrm{tg}\,\lambda}{\cos\alpha_s}\right)^2};$$

для винтов

$$E_{\Sigma M} = \sqrt{e_a^2 + (e_p\,\mathrm{tg}\,\beta)^2}.$$

Пример расчета кинематической погрешности и мертвого хода кинематической цепи. Определить значение кинематической погрешности и мертвого хода кинематической цепи (рис. 6.60) в следующих двух случаях: 1) зубчатое колесо *1* совершает 4 оборота; 2) зубчатое колесо *10* совершает полный оборот. Решение задачи провести методами максимума — минимума и вероятностным. Значение приведенного суммарного эксцентриситета, а также осевого и радиального люфтов в опорах вращения практически равны нулю.

Исходные данные и значения величин, необходимых для расчета и найденных по ГОСТ 9178—81, ГОСТ 9774—81 и табл. 6.62, сведены в табл. 6.66. Там же представлены передаточные коэффициенты.

6.66. Исходные данные и значения величин, необходимых для расчета

Номер передачи	Номер элемента кинематической цепи (см. рис 6.60)	z	d, мм	Степень точности	E_{HS}, $E_{\bar{S}S}$	f_a	T_H, $T_{\bar{S}}$	k	k_S	F'_i	n
I	1 2	40 20	20 10	Ст 6—*Gh* по ГОСТ 9178—81	14 12	14	20 20	0,85	0,76	24 23	10 1344
II	3 4	36 48	18 24		14 16	16	20 25	0,98	0,3	24 26	5 504
III	5 6	1 24	6 12	Ст 6—*G* по ГОСТ 9774—81	24	8	16	—	—	— 23	5 21
IV	7 8	25 35	12,5 17,5	Ст 6—*Gh* по ГОСТ 9178—81	14 14	14	20 20	0,98	0,98	24 24	1 3
V	9 10	28 84	14 42		14 18	16	20 25	0,93	0,74	24 29	1

Примечания: 1. Для всех передач $m = 0{,}5$ мм. 2. Для червячной передачи III значение погрешности винтовой линии на длине нарезанной части червяка $f_{hk} = 16$ мм, погрешность профиля червяка $f_{f1} = 8$ мкм, отклонение межосевого расстояния в обработке червячного колеса $f_{ac} = 6$ мкм.

Максимальные значения кинематической погрешности и мертвого хода передач находят по формулам (6.32), (6.33), (6.43), (6.44):

$$\delta\varphi_{max\ I} = 0{,}85\ (24 + 23) = 39{,}9; \quad \delta\varphi_{max\ II} = 0{,}98\ (24 + 26) = 49{,}0; \quad \delta\varphi_{max\ III} = 0{,}80\ (16 + 8) + 23 = 42{,}2; \quad \delta\varphi_{max\ IV} = 0{,}98\ (24 + 24) = 47{,}0; \quad \delta\varphi_{max\ V} = 0{,}93\ (24 + 29) = 49{,}3;$$

$$\delta c_{max\ I} = 0{,}7\ (14 + 12) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 20^2) + 2 \cdot 14^2} = 46{,}3;$$

$$\delta c_{max\ II} = 0{,}7\ (14 + 16) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 25^2) + 2 : 16^2} = 53{,}0;$$

$$\delta c_{max\ III} = 0{,}94 \cdot 0{,}24 + \sqrt{0{,}9 \cdot 16^2 + 2\ (8^2 + 6^2)} = 41{,}75;$$

$$\delta c_{max\ IV} = 0{,}7\ (14 + 14) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 20^2) + 2 \cdot 14^2} = 47{,}7;$$

$$\delta c_{max\ V} = 0{,}7\ (14 + 18) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 25^2) + 2 \cdot 16^2} = 54{,}4.$$

Минимальные значения кинематической погрешности и мертвого хода передач вычисляют, используя формулы (6.26), (6.30), (6.42)

$$\delta\varphi_{min\ I} = 0{,}62 \cdot 0{,}76\ (24 + 23) = 22{,}2; \quad \delta\varphi_{min\ II} = 0{,}62 \cdot 0{,}3\ (24 + 26) = 9{,}3;$$

$$\delta\varphi_{min\ III} = 0{,}62 \cdot 0{,}7\ (16 + 8) + 23 = 24{,}68; \quad \delta\varphi_{min\ IV} = 0{,}62 \times 0{,}98\ (24 + 24) = 29{,}2; \quad \delta\varphi_{min\ V} = 0{,}62 \cdot 0{,}74\ (24 + 29) = 24{,}3;$$

$$\delta c_{min\ I} = 8;$$

$$\delta c_{min\ II} = 9; \quad \delta c_{min\ III} = 6; \quad \delta c_{min\ IV} = 8; \quad \delta c_{min\ V} = 9.$$

Максимальные и минимальные значения кинематической погрешности передач переводят из линейных единиц в угловые минуты с помощью (6.35):

$$\delta\varphi_{max\ I} = \frac{6{,}88 \cdot 39{,}9}{10} = 27{,}45; \quad \delta\varphi_{max\ II} = \frac{6{,}88 \cdot 49{,}0}{24} = 14{,}05;$$

$$\delta\varphi_{max\ III} = \frac{6{,}88 \cdot 42{,}2}{12} = 24{,}3; \quad \delta\varphi_{max\ IV} = \frac{6{,}88 \cdot 47{,}0}{17{,}5} = 18{,}48;$$

$$\delta\varphi_{max\ V} = \frac{6{,}88 \cdot 49{,}3}{42} = 8{,}08; \quad \delta\varphi_{min\ I} = \frac{6{,}88 \cdot 22{,}2}{10} = 15{,}27;$$

$$\delta\varphi_{min\ II} = \frac{6{,}88 \cdot 9{,}3}{24} = 2{,}67; \quad \delta\varphi_{min\ III} = \frac{6{,}88 \cdot 24{,}68}{12} = 14{,}15;$$

$$\delta\varphi_{min\ IV} = \frac{6{,}88 \cdot 29{,}2}{17{,}5} = 11{,}48; \quad \delta\varphi_{min\ V} = \frac{6{,}88 \cdot 24{,}3}{42} = 3{,}98.$$

Максимальные и минимальные значения мертвого хода передач переводят из линейных единиц в угловые минуты с помощью (6.39):

$$\delta c_{max\ I} = \frac{7{,}32 \cdot 46{,}3}{10} = 33{,}89; \quad \delta c_{max\ II} = \frac{7{,}32 \cdot 53}{24} = 16{,}16;$$

$$\delta c_{max\ III} = \frac{7{,}32 \cdot 41{,}75}{12} = 25{,}46; \quad \delta c_{max\ IV} = \frac{7{,}32 \cdot 47{,}7}{17{,}5} = 19{,}95;$$

$$\delta c_{max\ V} = \frac{7{,}32 \cdot 54{,}4}{42} = 9{,}48; \quad \delta c_{min\ I} = \frac{7{,}32 \cdot 8}{10} = 5{,}86;$$

$$\delta c_{min\ II} = \frac{7{,}32 \cdot 9}{24} = 2{,}74; \quad \delta c_{min\ III} = \frac{7{,}32 \cdot 6}{12} = 8{,}66;$$

$$\delta c_{min\ IV} = \frac{7{,}35 \cdot 8}{17{,}5} = 3{,}35; \quad \delta c_{min\ V} = \frac{7{,}32 \cdot 9}{42} = 1{,}57.$$

6.66. Исходные данные и значения величин, необходимых для расчета

Номер передачи	Номер элемента кинематической цепи (см. рис 6.60)	z	d, мм	Степень точности	E_{HS}, $E_{\bar{S}S}$	f_a	T_H, $T_{\bar{S}}$	k	k_S	F'_i	n
I	1 2	40 20	20 10	Ст 6—*Gh* по ГОСТ 9178—81	14 12	14	20 20	0,85	0,76	24 23	10 1344
II	3 4	36 48	18 24		14 16	16	20 25	0,98	0,3	24 26	5 504
III	5 6	1 24	6 12	Ст 6—*G* по ГОСТ 9774—81	24	8	16	—	—	— 23	5 21
IV	7 8	25 35	12,5 17,5	Ст 6—*Gh* по ГОСТ 9178—81	14 14	14	20 20	0,98	0,98	24 24	1 3
V	9 10	28 84	14 42		14 18	16	20 25	0,93	0,74	24 29	1

Примечания: 1. Для всех передач $m = 0{,}5$ мм. 2. Для червячной передачи III значение погрешности винтовой линии на длине нарезанной части червяка $f_{hk} = 16$ мм, погрешность профиля червяка $f_{f1} = 8$ мкм, отклонение межосевого расстояния в обработке червячного колеса $f_{ac} = 6$ мкм.

Максимальные значения кинематической погрешности и мертвого хода передач находят по формулам (6.32), (6.33), (6.43), (6.44):

$$\delta\varphi_{max\ I} = 0{,}85\ (24 + 23) = 39{,}9; \quad \delta\varphi_{max\ II} = 0{,}98\ (24 + 26) = 49{,}0; \quad \delta\varphi_{max\ III} = 0{,}80\ (16 + 8) + 23 = 42{,}2; \quad \delta\varphi_{max\ IV} = 0{,}98\ (24 + 24) = 47{,}0; \quad \delta\varphi_{max\ V} = 0{,}93\ (24 + 29) = 49{,}3;$$

$$\delta c_{max\ I} = 0{,}7\ (14 + 12) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 20^2) + 2 \cdot 14^2} = 46{,}3;$$

$$\delta c_{max\ II} = 0{,}7\ (14 + 16) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 25^2) + 2 : 16^2} = 53{,}0;$$

$$\delta c_{max\ III} = 0{,}94 \cdot 0{,}24 + \sqrt{0{,}9 \cdot 16^2 + 2\ (8^2 + 6^2)} = 41{,}75;$$

$$\delta c_{max\ IV} = 0{,}7\ (14 + 14) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 20^2) + 2 \cdot 14^2} = 47{,}7;$$

$$\delta c_{max\ V} = 0{,}7\ (14 + 18) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 25^2) + 2 \cdot 16^2} = 54{,}4.$$

Минимальные значения кинематической погрешности и мертвого хода передач вычисляют, используя формулы (6.26), (6.30), (6.42)

$$\delta\varphi_{min\ I} = 0{,}62 \cdot 0{,}76\ (24 + 23) = 22{,}2; \quad \delta\varphi_{min\ II} = 0{,}62 \cdot 0{,}3\ (24 + 26) = 9{,}3;$$

$$\delta\varphi_{min\ III} = 0{,}62 \cdot 0{,}7\ (16 + 8) + 23 = 24{,}68; \quad \delta\varphi_{min\ IV} = 0{,}62 \times 0{,}98\ (24 + 24) = 29{,}2; \quad \delta\varphi_{min\ V} = 0{,}62 \cdot 0{,}74\ (24 + 29) = 24{,}3;$$

$$\delta c_{min\ I} = 8;$$

$$\delta c_{min\ II} = 9; \quad \delta c_{min\ III} = 6; \quad \delta c_{min\ IV} = 8; \quad \delta c_{min\ V} = 9.$$

Максимальные и минимальные значения кинематической погрешности передач переводят из линейных единиц в угловые минуты с помощью (6.35):

$$\delta\varphi_{max\ I} = \frac{6{,}88 \cdot 39{,}9}{10} = 27{,}45; \quad \delta\varphi_{max\ II} = \frac{6{,}88 \cdot 49{,}0}{24} = 14{,}05;$$

$$\delta\varphi_{max\ III} = \frac{6{,}88 \cdot 42{,}2}{12} = 24{,}3; \quad \delta\varphi_{max\ IV} = \frac{6{,}88 \cdot 47{,}0}{17{,}5} = 18{,}48;$$

$$\delta\varphi_{max\ V} = \frac{6{,}88 \cdot 49{,}3}{42} = 8{,}08; \quad \delta\varphi_{min\ I} = \frac{6{,}88 \cdot 22{,}2}{10} = 15{,}27;$$

$$\delta\varphi_{min\ II} = \frac{6{,}88 \cdot 9{,}3}{24} = 2{,}67; \quad \delta\varphi_{min\ III} = \frac{6{,}88 \cdot 24{,}68}{12} = 14{,}15;$$

$$\delta\varphi_{min\ IV} = \frac{6{,}88 \cdot 29{,}2}{17{,}5} = 11{,}48; \quad \delta\varphi_{min\ V} = \frac{6{,}88 \cdot 24{,}3}{42} = 3{,}98.$$

Максимальные и минимальные значения мертвого хода передач переводят из линейных единиц в угловые минуты с помощью (6.39):

$$\delta c_{max\ I} = \frac{7{,}32 \cdot 46{,}3}{10} = 33{,}89; \quad \delta c_{max\ II} = \frac{7{,}32 \cdot 53}{24} = 16{,}16;$$

$$\delta c_{max\ III} = \frac{7{,}32 \cdot 41{,}75}{12} = 25{,}46; \quad \delta c_{max\ IV} = \frac{7{,}32 \cdot 47{,}7}{17{,}5} = 19{,}95;$$

$$\delta c_{max\ V} = \frac{7{,}32 \cdot 54{,}4}{42} = 9{,}48; \quad \delta c_{min\ I} = \frac{7{,}32 \cdot 8}{10} = 5{,}86;$$

$$\delta c_{min\ II} = \frac{7{,}32 \cdot 9}{24} = 2{,}74; \quad \delta c_{min\ III} = \frac{7{,}32 \cdot 6}{12} = 8{,}66;$$

$$\delta c_{min\ IV} = \frac{7{,}35 \cdot 8}{17{,}5} = 3{,}35; \quad \delta c_{min\ V} = \frac{7{,}32 \cdot 9}{42} = 1{,}57.$$

Координаты середин полей рассеяния и поля рассеяния кинематической погрешности передач (угл. мин) с учетом формул (6.37), (6.38) равны:

$$E_{V\,I} = \frac{27,45 + 15,27}{2} = 21,36; \quad E_{V\,II} = \frac{14,05 + 2,67}{2} = 8,36;$$

$$E_{V\,III} = \frac{24,3 + 14,15}{2} = 19,22; \quad E_{V\,IV} = \frac{18,48 + 11,48}{2} = 14,98;$$

$$E_{V\,V} = \frac{8,08 + 3,98}{2} = 6,03;$$

$$V_I = 27,45 - 15,27 = 12,18; \; V_{II} = 14,05 - 2,67 = 11,38;$$

$$V_{III} = 24,32 - 14,15 = 10,15; \; V_{IV} = 18,48 - 11,48 = 7;$$

$$V_V = 8,08 - 3,48 = 4,1.$$

Координаты середин полей рассеяния и поля рассеяния мертвого хода передач (угл. мин), рассчитанного по (6.37), (6.38), имеют следующие значения:

$$E_{V\,I} = \frac{33,89 + 5,86}{2} = 19,87; \quad E_{V\,II} = \frac{16,16 + 2,74}{2} = 9,45;$$

$$E_{V\,III} = \frac{25,46 + 3,66}{2} = 14,56; \quad E_{V\,IV} = \frac{19,95 + 3,35}{2} = 11,65;$$

$$E_{V\,V} = \frac{9,48 + 1,57}{2} = 5,52;$$

$$V_I = 33,89 - 5,86 = 28,03; \; V_{II} = 16,16 - 2,74 = 13,42;$$

$$V_{III} = 25,46 - 3,66 = 21,8; \; V_{IV} = 19,95 - 3,35 = 16,6;$$

$$V_V = 9,48 - 1,57 = 7,91.$$

Координата середины поля рассеяния кинематической погрешности цепи (угл. мин) по (6.40)

$$E_{V\,\Sigma} = \frac{10}{1344} 21,36 + \frac{5}{504} 8,36 + \frac{5}{21} 19,22 + \frac{1}{3} 14,98 + 1 \cdot 6,03 = 10,85.$$

Кинематическая погрешность цепи (угл. мин):

а) метод максимума — минимума (6.39)

$$\delta\varphi_\Sigma = \frac{10}{1344} 27,45 + \frac{5}{504} 14,05 + \frac{5}{21} 24,3 + \frac{1}{3} 18,48 + 1 \cdot 8,08 = 20,37$$

б) вероятностный метод (6.41) при $p = 1\,\%$; $t_1 = 0,48$

$$\delta\varphi_{\Sigma p} = 10,85 + 0,48 \times$$

$$\times \sqrt{\left(\frac{10}{1344} \cdot 12,18\right)^2 + \left(\frac{5}{504} \cdot 11,38\right)^2 + \left(\frac{5}{21} \cdot 10,15\right)^2 + \cdots \rightarrow}$$

$$\cdots \leftarrow \overline{+ \left(\frac{1}{3} \cdot 7\right)^2 + 4,1^2} = 13,39.$$

Координата середины поля рассеяния мертвого хода цепи (угл. мин) по (6.47)

$$E_{V\Sigma} = \frac{10}{1344} 19,87 + \frac{5}{504} 9,45 + \frac{5}{21} 14,56 + \frac{1}{3} 11,65 + 1 \cdot 5,52 = 13,11.$$

Мертвый ход цепи (угл. мин):

а) метод максимума — минимума (6.45)

$$\delta c_\Sigma = \frac{10}{1344} 33,89 + \frac{5}{504} 16,16 + \frac{5}{21} 25,46 + \frac{1}{3} 19,95 + 1 \cdot 9,48 = 22,6;$$

б) вероятностный метод (6.46) при $p = 1\,\%$, $t_2 = 0,39$

$$\delta c_{\Sigma p} = 13,11 + 0,39 \sqrt{\left(\frac{10}{1344} 28,03\right)^2 + \left(\frac{5}{504} 13,42\right)^2 + \cdots \rightarrow}$$

$$\cdots \leftarrow \overline{+ \left(\frac{5}{21} \cdot 21,8\right)^2 + \left(\frac{1}{3} 16,6\right)^2 + 7,91^2} = 17,38.$$

Полученная кинематическая погрешность соответствует условию 2, т. е. зубчатое колесо *10* совершает полный оборот.

Определим значения кинематической погрешности цепи при условии 1, т. е. зубчатое колесо *1* совершает 4 оборота.

Вычислим углы поворота выходных зубчатых колес передач и выберем коэффициенты k_φ:

$$\varphi_I = 360^\circ \cdot 4 \frac{40}{20} = 2\,800^\circ; \; k_{\varphi I} = 1;$$

$$\varphi_{II} = 2880^\circ \frac{36}{48} = 2160^\circ; \; k_{\varphi\,II} = 1;$$

$$\varphi_{III} = 2160^\circ \frac{1}{24} = 90^\circ; \; k_{\varphi\,III} = 0,15;$$

$$\varphi_{IV} = 90^\circ \frac{25}{37} = 64^\circ; \; k_{\varphi\,IV} = 0,07;$$

$$\varphi_V = 64^\circ \frac{28}{84} = 21^\circ; \; k_{\varphi\,V} = 0,02.$$

Значения кинематических погрешностей передач умножим на соответствующие значения коэффициентов k_φ:

$$\delta\varphi_{max\,I} = 27,45; \quad \delta\varphi_{max\,II} = 14,05; \quad \delta\varphi_{max\,III} = 24,3 \cdot 0,15 = 3,64;$$

$$\delta\varphi_{max\,IV} = 18,48 \cdot 0,07 = 1,29; \; \delta\varphi_{max\,V} = 8,08 \cdot 0,02 = 0,16;$$

$$\delta\varphi_{min\,I} = 15,27; \; \delta\varphi_{min\,II} = 2,67; \; \delta\varphi_{min\,III} = 14,15 \cdot 0,15 = 2,12;$$

$$\delta\varphi_{min\,IV} = 11,48 \cdot 0,07 = 0,80; \; \delta\varphi_{min\,V} = 3,98 \cdot 0,02 = 0,08.$$

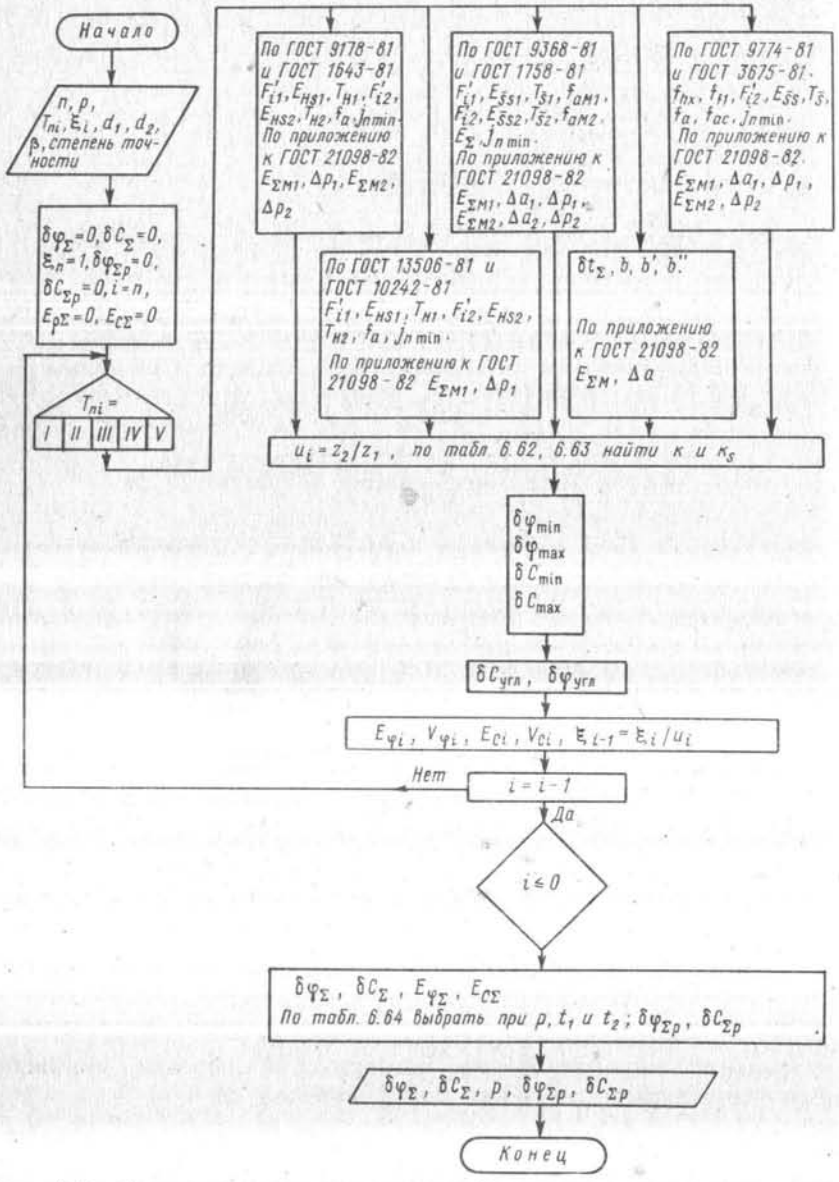


Рис. 6.61. Алгоритм расчета кинематической погрешности и мертвого хода кинематической цепи для типа передачи Т:

I — цилиндрическая; *II* — коническая; *III* — червячная; *IV* — реечная; *V* — винт—гайка

Определим координаты середин полей рассеяния и поля рассеяния кинематических погрешностей (угл. мин) передач по формулам (6.37), (6.38):

$$E_{V\,III} = \frac{3{,}64 + 2{,}12}{2} = 2{,}88, \quad V_{III} = 3{,}64 - 2{,}12 = 1{,}52;$$

$$E_{V\,IV} = \frac{1{,}29 + 0{,}80}{2} = 1{,}04, \quad V_{IV} = 1{,}29 - 0{,}80 = 0{,}49;$$

$$E_{V\,V} = \frac{0{,}16 + 0{,}08}{2} = 0{,}12, \quad V_V = 0{,}16 - 0{,}08 = 0{,}08;$$

$$E_{V\,I} = 21{,}36; \quad V_I = 12{,}18; \quad E_{V\,II} = 8{,}36; \quad V_{II} = 11{,}38.$$

Найдем координату середины поля рассеяния кинематической погрешности (угл. мин) цепи по (6.40)

$$E_{V\Sigma} = \frac{10}{1344}\,21{,}36 + \frac{5}{504}\,8{,}36 + \frac{5}{21}\,2{,}88 + \frac{1}{3}\,1{,}04 + 1 \cdot 0{,}12 = 1{,}39.$$

Рассчитаем значения кинематической погрешности цепи (угл. мин):

а) метод максимума — минимума (6.36)

$$\delta\varphi_\Sigma = \frac{10}{1344} \cdot 27{,}45 + \frac{5}{504} \cdot 14{,}05 + \frac{5}{21} \cdot 3{,}64 + \frac{1}{3} \cdot 1{,}29 + 1 \cdot 0{,}16 = 1{,}8;$$

б) вероятностный метод (6.39) при $p = 1\ \%$, $t_1 = 0{,}48$

$$\delta\varphi_{\Sigma p} = 1{,}39 + 0{,}48 \sqrt{\left(\frac{10}{1344} \cdot 12{,}18\right)^2 + \left(\frac{5}{504} \cdot 11{,}38\right)^2 + \left(\frac{5}{21} \cdot 1{,}52\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\,0{,}49\right)^2 + 1 \cdot 0{,}08^2} = 1{,}63.$$

Алгоритм расчета кинематической точности и мертвого хода кинематической цепи представлен на рис. 6.61.

Глава 7

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ПЕРЕДАЧИ ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ

7.1. Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением

Общие сведения. Фрикционные передачи предназначены для передачи и преобразования движения за счет сил трения, возникающих между ведущим и ведомым катками при их поджатии друг к другу. По характеру преобразования движения фрикционные

передачи делятся на передачи вращательного движения между валами с параллельными (рис. 7.1, *а—д*) или пересекающимися осями и на передачи для преобразования вращательного движения в поступательное (рис. 7.1, *е*) или винтовое и наоборот [117].

Фрикционные передачи классифицируют: по форме контактирующих тел на цилиндрические, клиновые, конусные, торцовые,

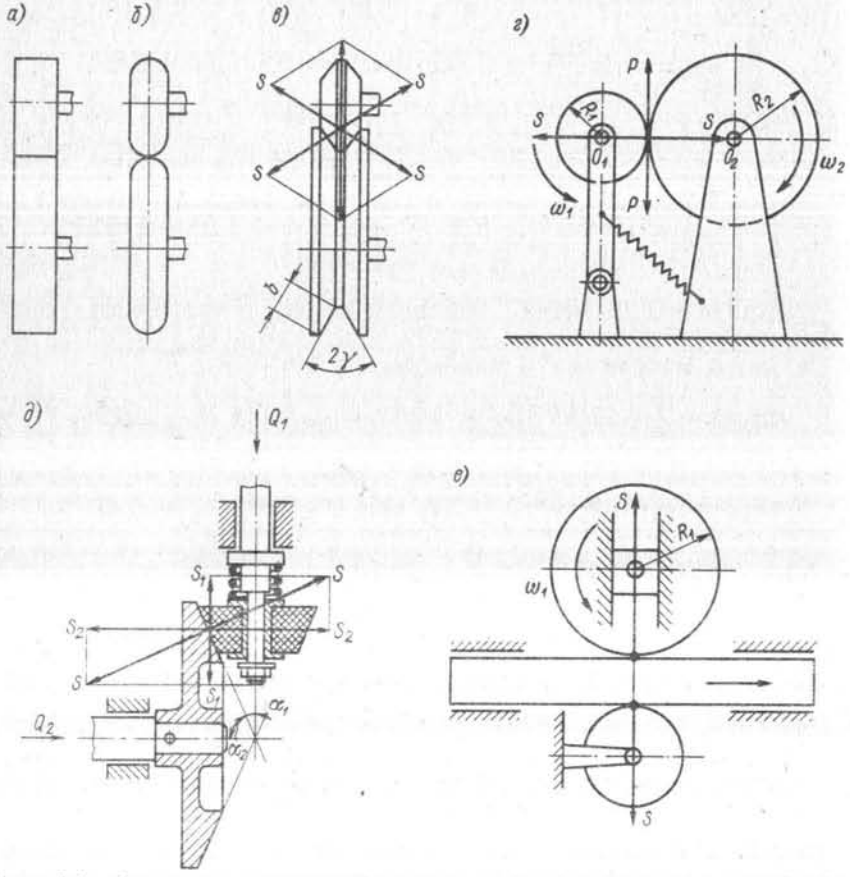


Рис. 7.1. Фрикционные передачи вращательного движения с цилиндрическими (*а*), дисковыми (*б*) и клиновыми (*в*) рабочими телами, расчетная схема передачи с параллельными (*г*) и конусными (*д*) рабочими телами; передача для преобразования вращательного движения в поступательное (*е*)

дисковые, торовые; по типу контакта на передачи с непосредственным касанием ведущего и ведомого звена (рис. 7.1, *а—д*), с промежуточным жестким звеном, с гибкой связью; по передаточному отношению на передачи с постоянным и переменным передаточным отношением.

В приборостроении фрикционные передачи применяют в кинематических цепях приборов в качестве предохранительных, включающих, выключающих и тормозных устройств, приводных узлов лентопротяжных механизмов, а также в аппаратуре автоматического управления, устройствах ввода информации, тахометрах, приводах элементов настройки. Их достоинствами по сравнению с зубчатыми передачами являются: простота конструкции, универсальность и дешевизна, бесшумность работы, возможность использования как предохранительное звено и для плавного регулирования передаточного отношения. К недостаткам фрикционных передач относятся: непостоянство передаточного отношения при изменении нагрузки, необходимость приложения усилий прижатия, превышающих передаваемые усилия и создающих нагрузки на опоры, небольшая нагрузочная способность, малый КПД, повышенное изнашивание и нагрев рабочих тел в зоне контакта.

7.1. Значения коэффициентов трения скольжения

Материалы	*f*
Сталь — сталь (со смазкой)	0,05
Сталь — сталь (без смазки)	0,15—0,2
Сталь — текстолит	0,2—0,25
Сталь — кожа	0,2—0,35
Сталь — асбест	0,3—0,35
Сталь — резина	0,45—0,65
Сталь — бумага	0,2
Резина — бумага	0,4
Латунь с рифленой поверхностью — бумага	0,4
Рифленый цинк — латунь	0,5

Движение ведущего и ведомого звеньев фрикционной передачи сопровождается их скольжением относительно друг друга. Упругое скольжение, вызванное деформацией поверхностных слоев катков в зоне контакта, учитывается в случае изготовления одного катка из неметалла. При выполнении обоих рабочих тел из металла упругое скольжение практически отсутствует. Геометрическое скольжение обусловлено наличием разности абсолютных значений скоростей точек соприкосновения звеньев фрикционной передачи, т. е. наличием относительной скорости. Геометрическое скольжение отсутствует, если рабочие тела имеют цилиндрическую форму и вращаются вокруг параллельных осей (рис. 7.1, *а*), а также, если передача состоит из конусных катков с совпадающими вершинами конусов (рис. 7.1, *д*). При использовании торцовых, клиновых (рис. 7.1, *в*) рабочих тел и конусных катков с несовпадающими вершинами конусов геометрическое скольжение вносит наибольший вклад в сумму потерь мощности и приводит к снижению КПД передачи. Если движущая сила превышает касательную, то возникает буксование катков и нарушение кинематической связи между ними. Материалы рабочих тел фрикционной передачи должны обладать высокой износоустойчивостью и поверхностной прочностью, большим модулем упругости и коэффициентом трения, малой гигроскопичностью, хорошей теплопроводностью. Применяют ма-

териалы в двух сочетаниях (табл. 7.1): 1) с высокой твердостью рабочих поверхностей обоих рабочих тел (закаленные стальные рабочие тела), но малым коэффициентом трения между ними; 2) с невысокой поверхностной твердостью одного рабочего тела (рабочее тело из неметалла) и высоким коэффициентом трения ($f = 0{,}2 \div 0{,}6$).

Использование для катков закаленных легированных сталей типа ШХ4, ШХ15, 18ХВН, 18Х7Г с $HRC_э > 60$ обеспечивает большой КПД передачи (для цилиндрической передачи 0,97), но при этом требуются высокий параметр шероховатости поверхностей ($R_a = 1{,}25 \div 0{,}32$ мкм) и бо́льшие (в 1,5—8 раз), чем для передач с неметаллическими катками, силы поджатия. Сочетание материалов сталь — текстолит позволяет снизить шум при работе, прижимные усилия и параметр шероховатости поверхностей (до $R_a = 5 \div 1{,}25$ мкм). Однако габаритные размеры катков увеличиваются вследствие уменьшения допустимых удельных давлений, а КПД передачи падает из-за возрастания потерь на трение и упругое проскальзывание (для цилиндрической передачи $\eta = 0{,}9$). Передачи с неметаллическими катками работают без смазки.

В лентопротяжных механизмах и ручных приводах приборов применяют сочетания материалов сталь — бумага, резина — бумага, сталь — резина, латунь с рифленой поверхностью — бумага, рифленый цинк — латунь. В механизмах с непосредственным касанием рабочих тел передачи для снижения неравномерности износа ведомого звена ведущий каток целесообразно выполнять из более мягкого материала. При работе фрикционных катков без смазки необходимо обеспечить герметизацию узла для защиты рабочих поверхностей от загрязнений, приводящих к снижению коэффициента трения.

Расчет и проектирование фрикционных передач. Исходными данными для расчета являются вращающий момент на ведомом валу, передаточное отношение i, расстояние A между осями (или габаритные размеры узла). Схему передачи и материал рабочих тел выбирают с учетом ее назначения и требуемого передаточного отношения. Геометрические размеры катков определяют из условия обеспечения прочности поверхностных слоев рабочих тел при передаче вращающего момента M, ограничения габаритных размеров узла и наличия требуемого значения i с учетом кинематических соотношений передачи.

Передаточное отношение для фрикционной передачи с параллельными осями (рис. 7.1, *г*)

$$i_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1 (1 - \varepsilon)}{R_2}; \qquad (7.1)$$

для передачи с пересекающимися осями и коническими рабочими телами, имеющими общую вершину,

$$i_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} (1 - \varepsilon),$$

где $\omega_{1\,(2)}$, $R_{1\,(2)}$, $\alpha_{1\,(2)}$ — угловые скорости, радиусы и углы раствора конусов ведущего (ведомого) катков; ε — коэффициент проскальзывания, $\varepsilon = 0{,}001 \div 0{,}005$ при движении стали по стали без смазки, $\varepsilon = 0{,}05$ при движении стали по стали в масле, $\varepsilon = 0{,}03$ при движении стали по резине.

Для одноступенчатого фрикционного редуктора обычно $i \leqslant 7$, при этом линейная скорость точки контакта $v = \omega_1 R_1 \leqslant 5 \div 6$ м/с.

Усилие прижатия колес S, направленное по нормали к контактирующим поверхностям, определяют из условия работы передачи без буксования в зависимости от наибольшей окружной силы P:

$$S \geqslant cP/f. \qquad (7.2)$$

Здесь c — коэффициент запаса сцепления, $1{,}25 < c < 3$ [91] (при выборе значения коэффициента запаса c необходимо учитывать режим работы передачи: $c = 3$ в случае действия нагрузки с толчками); $P = M_{1\,(2)}/R_{1\,(2)}$, где $M_{1\,(2)}$ — крутящий момент на первом (втором) колесе радиусом $R_{1\,(2)}$; f — коэффициент трения скольжения на рабочих поверхностях.

Для фрикционных передач с коническими катками, у которых вершины конусов совпадают (рис. 7.1, *д*), определяют необходимые силы прижатия, действующие по осям вращения конусов:

$$Q_1 = S \sin \alpha_1; \; Q_2 = S \sin \alpha_2.$$

Необходимую силу прижатия снижают, устанавливая прижимное устройство на меньшем рабочем теле; тогда $\alpha_1 < \alpha_2$; $Q_1 < Q_2$. Для фрикционных передач с клиновыми катками (рис. 7.1, *е*) необходимое усилие поджатия рабочих тел друг к другу равно $Q = 2S \sin \gamma$, где $2S = cP/f$. После подстановки получаем

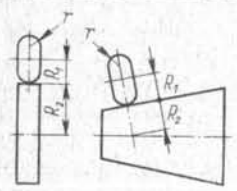
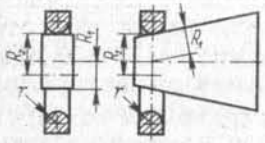
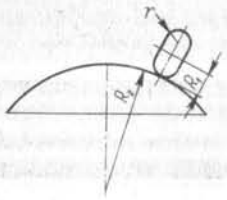
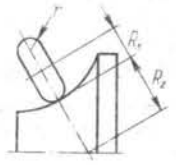
$$Q = cP \sin \gamma / f.$$

Рекомендуется принимать угол наклона клина $\gamma = 12 \div 18°$ (оптимальное значение $\gamma = 15°$), а длину рабочей стороны клина $b = (0{,}05 \div 0{,}06)\, D_{1ср}/\cos \gamma$, где $D_{1ср}$ — средний диаметр ведущего катка.

Достоинством фрикционной передачи с клиновыми катками является то, что необходимая сила прижатия рабочих тел в 5—6 раз меньше, чем для передачи с цилиндрическими катками. Недостатком является низкий КПД ($\eta = 0{,}7 \div 0{,}8$) из-за наличия геометрического скольжения. Прижатие рабочих тел фрикционной передачи друг к другу осуществляют с помощью пружин (наиболее распространенный способ), начальной затяжкой системы, с использованием силы тяжести катка, электромагнитных сил, а также вручную.

Проверку прочности поверхностных слоев тел качения производят по формулам Герца:

7.2. Приведенный радиус кривизны и отношение кривизн рабочих поверхностей во фрикционных передачах

Схема передачи	Соотношение между кривизнами	Приведенный радиус кривизны ρ	Отношение кривизн $\frac{A}{B}$
	$\frac{1}{r} \leqslant \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} \geqslant \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	r $\frac{R_1R_2}{R_2 - R_1}$	$\frac{R_1R_2}{r(R_1 + R_2)}$ $\frac{r(R_1 + R_2)}{R_1R_2}$
	$\frac{1}{r} \leqslant \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} \geqslant \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$	r $\frac{R_1R_2}{R_2 - R_1}$	$\frac{R_1R_2}{r(R_2 - R_1)}$ $\frac{r(R_2 - R_1)}{R_1R_2}$
	$r \leqslant R_1$	$\frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}$	$\frac{(R_1 + R_2)}{R_1R_2}\frac{rR_2}{(r + R_2)}$
	$\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1} \leqslant \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1} \geqslant \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{rR_1}{R_1 - r}$ $\frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}$	$\frac{(R_1 - r_1)}{rR_1}\frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}$ $\frac{(R_1 + R_2)}{R_1R_2}\frac{rR_1}{(R_1 - r_1)}$

при начальном касании рабочих тел по линии (конусные, цилиндрические катки)

$$\sigma_к = 0{,}418\sqrt{\frac{kSE}{b\rho}} \leqslant [\sigma]_к; \qquad (7.3)$$

для точечного контакта рабочих тел

$$\sigma_к = n_0\sqrt[3]{\frac{SE^2}{\rho^2}} \leqslant [\sigma]_к, \qquad (7.4)$$

где S — сила прижатия, нормальная к поверхности контакта; k — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по

линии контакта ($k = 1{,}1 \div 1{,}3$); b — длина линии контакта; E — приведенный модуль упругости материалов контактирующих тел; ρ — приведенный радиус кривизны, для цилиндрических рабочих тел $\rho = R_1R_2/(R_1 + R_2)$, для конусных $\rho = R_1R_2/(R_1 \cos\alpha_2 \pm \pm R_2 \cos\alpha_1)$, где $R_{1(2)}$ — средние радиусы рабочих тел, знак «плюс» соответствует внешнему контакту, знак «минус» — внутреннему, для случая контакта ролика с плоскостью $\rho = R$, где R — радиус ролика, при этом коэффициент $n_0 = 0{,}388$; n_0 — безразмерный коэффициент, определяется в зависимости от отношения кривизн рабочих поверхностей A и B (табл. 7.2) по графику [1].

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_к$ для закаленной стали с твердостью $HRC_э > 60$ в случае начального касания по линии $[\sigma]_к = 800 \div 1200$ МПа, а при начальном касании в точке — до 2500—3000 МПа. Для текстолита ПТК с модулем упругости $E = 6 \cdot 10^3$ МПа при начальном контакте по линии $[\sigma] = 100$ МПа.

Коэффициент полезного действия фрикционной передачи определяют с учетом потерь на геометрическое скольжение $N_{г.с}$, упругое скольжение $N_с$, трение в подшипниках $N_п$, сопротивление катков $N_к$:

$$\eta = \frac{N_{п.с}}{N_{п.с} + N_{в.с}},$$

где $N_{п.с}$ — полезная мощность; $N_{в.с}$ — потери мощности, $N_{в.с} = N_{г.с} + N_с + N_п + N_к$.

Для передач без геометрического скольжения $\eta = 0{,}9 \div 0{,}97$, с геометрическим скольжением (клиновые катки, конусные катки, не имеющие общей вершины) $\eta = 0{,}7 \div 0{,}8$.

Точность фрикционной передачи оценивают погрешностью изменения угловой скорости ведомого звена:

$$\Delta\omega_2 = \omega_1 i\varepsilon + \omega_1\frac{\Delta R_1}{R_2} + \frac{\omega_1 R_1 \Delta R_2}{R_2^2} + \frac{R_1}{R_2}\Delta\omega_1,$$

где ΔR_1, ΔR_2 — отклонения радиусов ведущего и ведомого звена; ε — коэффициент проскальзывания рабочих тел. Наибольший вклад в погрешность фрикционной передачи вносит проскальзывание рабочих тел относительно друг друга, оцениваемое коэффициентом проскальзывания ε, значение которого зависит от передаваемого вращающего момента, материала колес и их геометрии. Например, для торцовых вариаторов со сферическим роликом существует зависимость

$$\varepsilon = \frac{0{,}87M_2}{fSRr}\sqrt{\frac{Sr}{E}},$$

где r — радиус ролика; R — расстояние от центра ролика до центра вращения диска. Методика и пример расчета фрикционной передачи с цилиндрическими катками приведены в табл. 7.3.

[1] См. рис. 9.2.

7.3. Методика и пример расчета фрикционной передачи с цилиндрическими катками

Исходные данные: передаваемая мощность $N = 10$ Вт, угловые скорости ведущего и ведомого катков $\omega_1 = 105$ с$^{-1}$, $\omega_2 = 34$ с$^{-1}$. Назначаем материалы катков: ведущего — текстолит ПТК, ведомого — сталь 45.

Определяемая величина	Расчетная формула	Пример расчета
Модули упругости материалов катков: ведущего — E_1, МПа; ведомого — E_2, МПа	Определяют после выбора материалов катков	$E_1 = 6 \cdot 10^3$ $E_2 = 2{,}15 \cdot 10^5$
Допускаемое контактное напряжение для материала ведущего катка $[\sigma]$, МПа	То же	$[\sigma] = 100$
Передаточное отношение i	$i = \dfrac{\omega_1 (1 - \varepsilon)}{\omega_2}$	$i = \dfrac{105\,(1 - 0{,}03)}{34} = 3$
Коэффициент трения f	Определяют по табл. 7.1	$f = 0{,}3$ для сочетания материалов сталь—текстолит
Коэффициент запаса сцепления c	$1{,}25 \leqslant c \leqslant 3$	Принимают $c = 1{,}25$
Коэффициент неравномерности нагрузки по контактной линии k	$k = 1{,}1 \div 1{,}2$ при симметричном расположении катков между опорами; $k = 1{,}1 \div 1{,}3$ при асимметричном	Принимают $k = 1{,}1$
Коэффициент длины контактной линии ψ	$\psi = b/d_1$; $\psi = 0{,}2 \div 0{,}4$	Принимают $\psi = 0{,}3$
Крутящий момент, передаваемый ведущим колесом M_1, Н·мм	$M_1 = (N/\omega_1)\,1000$	$M_1 = \dfrac{10 \cdot 1000}{105} = 95{,}23$
Приведенный модуль упругости E, МПа	$E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$	$E = \dfrac{2 \cdot 6{,}0 \cdot 10^3 \cdot 2{,}15 \cdot 10^5}{6{,}0 \cdot 10^3 + 2{,}15 \cdot 10^5} = 1{,}17 \cdot 10^4$
Диаметр ведущего катка d_1, мм	$d_1 \geqslant 0{,}9 \sqrt[3]{\dfrac{i+1}{i} \dfrac{ckEM_1}{f\psi[\sigma]^2}}$	$d_1 = 0{,}9 \sqrt[3]{\dfrac{3+1}{3} \dfrac{1{,}25 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}17 \cdot 10^4 \cdot 95{,}23}{0{,}3 \cdot 0{,}3 \cdot 100^2}} = 12$
Диаметр ведомого катка d_2, мм	$d_2 = id_1\,(1 - \varepsilon)$	$d_2 = 3 \cdot 12\,(1 - 0{,}03) = 36$
Ширина катков b, мм	$b = \psi d_1$	$b = 0{,}3 \cdot 12 = 4$
Потребная сила прижатия катков S, Н	$S \geqslant \dfrac{2cM_1}{fd_1}$	$S \geqslant \dfrac{2 \cdot 1{,}25 \cdot 95{,}23}{0{,}3 \cdot 12} = 66$

7.2. Передачи гибкими связями

Передачи гибкими связями состоят из ведущего *1*, одного или нескольких ведомых *2* шкивов или тел более сложной формы (рис. 7.2, *а*—*ж*), охватываемых гибкой связью. В состав передачи могут входить также натяжные ролики *3* (рис. 7.2, *б*). Передачи используют для преобразования вращательного движения в поступательное (рис. 7.2, *б*), плавного и дискретного изменения передаточного отношения (рис. 7.2, *в*, *д*, *е*) в широком диапазоне рабочих скоростей, смягчения ударных воздействий и предохранения ведущих и ведомых устройств от возможных перегрузок.

Основными достоинствами этих передач являются простота конструкции, долговечность, плавность работы, возможность передачи движения на большие расстояния между валами, расположенными в пространстве различным образом (рис. 7.2, *а*, *г*), причем ведомых валов может быть несколько (рис. 7.2, *ж*, *з*).

К недостаткам передач с гибкими связями можно отнести их относительно большие размеры (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров зубчатых колес) и повышенные (в 2—3 раза по сравнению с зубчатой передачей) нагрузки на валы и оси, сравнительно малую долговечность, которая определяется износом или разрушением тела, используемого в качестве гибкой связи.

Гибкая связь конструктивно может быть выполнена в виде гладкой или перфорированной ленты, ремня, нити, пассика и т. д. Выбор типа гибкой связи определяется способом передачи движения от ведущего элемента к ведомому. При передаче движения посредством трения и закрепления концов гибкой связи на дисках (рис. 7.2, *в*) в качестве тела связи применяют ленту, струну, нить, тросик и передачу соответственно называют ленточной или передачей с непосредственным соединением. Такая передача имеет наибольшую точность, так как отсутствует скольжение ленты относительно шкивов, однако углы поворота последних ограничены.

При передаче движения с использованием только сил трения (рис. 7.2, *а*, *б*, *г*, *д*) гибкую связь выполняют в виде бесконечного ремня или пассика. Передаточное отношение в этом случае максимально (при малых передаваемых моментах достигает 15), предельная скорость 100 м/с. Ременная передача обеспечивает наиболее плавный ход без вибрации и обладает лучшей способностью предохранять механизм от воздействия перегрузки. Основным ее недостатком является некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня относительно шкивов от нагрузки. В связи с необходимостью создания предварительного натяжения ремня нагрузка на валы и их опоры увеличивается по сравнению с другими типами передач гибкой связью, а также зубчатыми передачами.

Преимуществом передач зацеплением является отсутствие проскальзывания тела гибкой связи, которое выполняется в виде

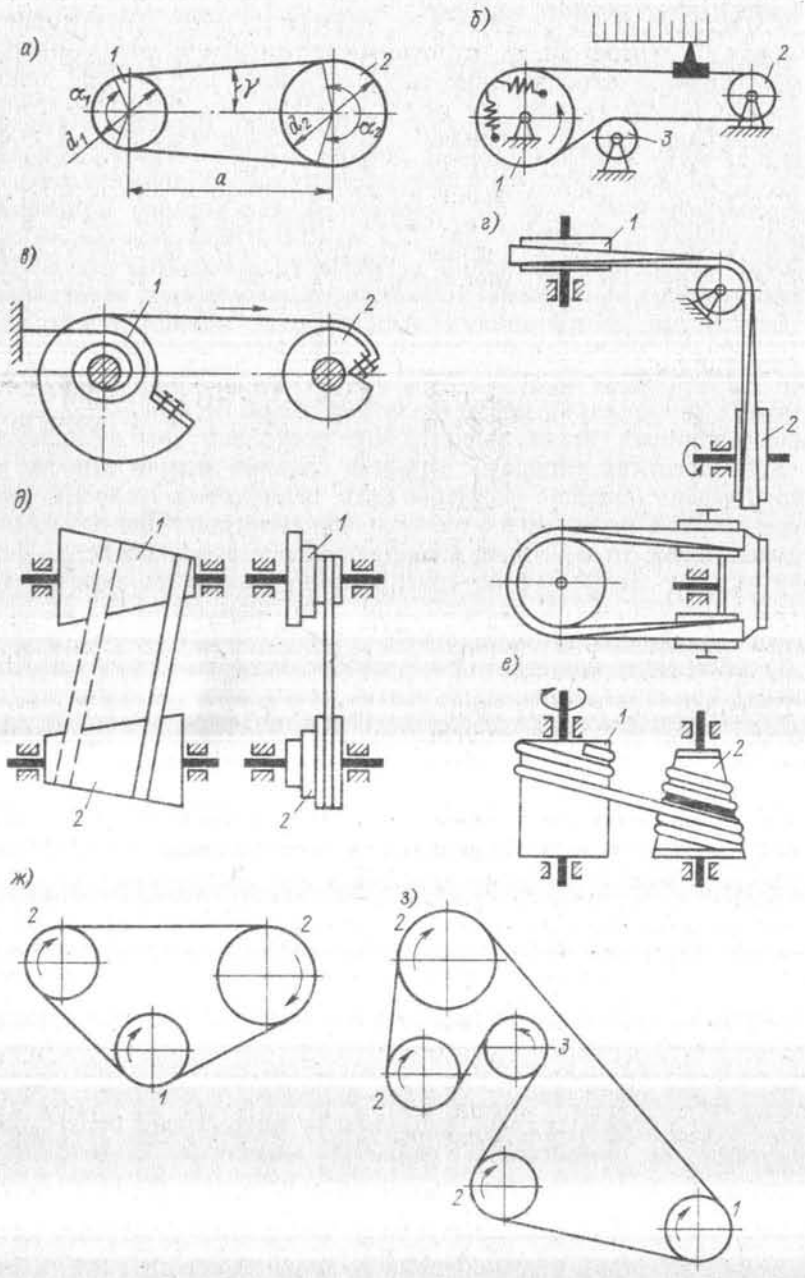


Рис. 7.2. Схемы передач гибкой связью

цепи (цепная передача), перфорированной ленты или зубчатого ремня, относительно звездочек или шкивов. Это обеспечивает постоянство передаточного отношения, уменьшение давления на опоры валов и более высокие тяговые характеристики. К недостаткам передач зацеплением можно отнести непостоянство мгновенного передаточного отношения из-за неравномерности движения тела гибкой связи, что приводит к большим динамическим нагрузкам. При использовании зубчатого ремня или перфорированной ленты получают передачи, относящиеся по принципу работы к цепным. К передачам гибкой связью их причисляют условно, учитывая название и конструкцию тягового органа.

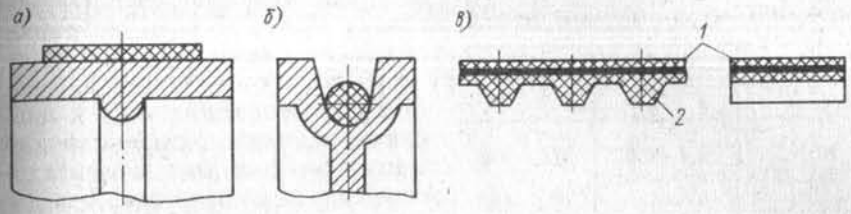


Рис. 7.3. Виды ремней (*а*, *б*) и конструкция зубчатого ремня (*в*):
1 — металлический трос; *2* — основа

Собственно цепные передачи в приборостроении имеют ограниченное применение в приводах мощностью более 0,3 кВт при скоростях менее 35 м/с.

Ременные передачи. В приборостроении используют в основном плоские (рис. 7.3, *а*) и круглые (рис. 7.3, *б*) в сечении ремни. Плоскоременная передача (рис. 7.3, *а*) по сравнению со всеми механическими передачами обеспечивает максимально плавную передачу движения, что обусловливает ее широкое применение в случаях сравнительно небольших передаваемых мощностей. В плоскоременной передаче применяют ремни двух видов: обыкновенные — с линейной скоростью $v \leqslant 30$ м/с и быстроходные с $v > 30$ м/с.

К обыкновенным относятся ремни прорезиненные (ГОСТ 16996—71*) и шерстяные (ОСТ/НКТП 3157). Для наиболее распространенных прорезиненных ремней передаточное отношение обычно равно 5 и может достигать 8 при автоматическом натяжении. Основная нагрузка в них воспринимается хлопчатобумажной тканью (бельтингом). Резина, обеспечивающая работу ремня как единого целого, имеет повышенные коэффициент трения и износостойкость.

Быстроходные ремни изготавливают из синтетических материалов (МРТУ 17—645—67), обладающих высокой статической прочностью и долговечностью ($\sigma_в = 80 \div 100$ МПа, $E = 1450$ МПа). Для повышения несущей способности ремни покрывают фрикционными покрытиями из синтетических смол или кожи. Плавность работы передачи для скоростей до 100 м/с обеспечивают

сваркой или склейкой концов ремня друг с другом так, что место соединения не отличается от целого ремня. Качество соединения концов ремня оказывает значительное влияние на работу передачи, особенно при больших скоростях. Наличие соединения приводит к преждевременному разрушению ремня и снижает тяговую способность передачи. В последнее время промышленность выпускает пленочные ремни в виде замкнутой ленты, имеющие повышенную долговечность. Рекомендуемые параметры пленочных ремней приведены в табл. 7.4. При выборе толщины ремня δ следует руководствоваться соотношением $d_{min}/\delta = 100 \div 150$ (допускается 50), где d_{min} — минимальный диаметр шкива.

7.4. Параметры пленочных ремней

Ширина b, мм	Толщина δ, мм	Длина l, мм
10, 15, 20, 25	0,4—0,6	250—950
30	0,4—0,6	1000—1400
40	1,0—1,2	1500—2000

Для пространственных передач (рис. 7.2, *г*) целесообразно использовать ремни круглого сечения — пассики (рис. 7.3, *б*). Отношение d_{min} к диаметру пассика выбирают в пределах 6—8. В передачах тихоходных и с большим передаточным отношением один из шкивов делают весьма малого диаметра и обертывают пассик вокруг него несколько раз для улучшения сцепления (рис. 7.2, *е*). Геометрические соотношения ременных передач устанавливают из анализа их схем. В передаче с двумя шкивами (рис. 7.2, *а*) углы обхвата α ремнем малого *1* и большого *2* шкивов

$$\alpha_{1,2} = 180^\circ \pm 57{,}3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}, \qquad (7.5)$$

где $d_{1,2}$ — диаметры шкивов; a — межосевое расстояние; знак «минус» — для малого шкива; знак «плюс» — для большого.

Расчетная длина ремня равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата (рис. 7.2, *а*):

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \qquad (7.6)$$

При заданной длине ремня можно определить межосевое расстояние

$$a = \frac{1}{8}\left[2l - \pi(d_2 - d_1) + \sqrt{2l - \pi(d_2 - d_1)^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\right]. \qquad (7.7)$$

Для плоскоременной передачи с натяжением за счет упругости ремня минимальное межосевое расстояние $a_{min} = 2(d_2 + d_1)$. При автоматическом натяжении ремня межосевое расстояние не ограничивается. Если межосевое расстояние не определяется конструкцией привода, то его целесообразно определять из соотношения

$$a = 1{,}5 d_2 \sqrt{u}.$$

Для передач, имеющих сложный контур (рис. 7.4), углы γ_i между линиями центров и прямолинейными ветвями находят для каждой пары шкивов по формуле

$$\gamma_i = \arcsin\left[(d_2 - d_1)/2a\right].$$

Углы обхвата на шкивах $\alpha = 180^\circ - \beta_i \pm \gamma_i$, а длина ремня $l = \sum a_i \cos\gamma_i + \frac{1}{2}\sum d_i\alpha_i$, где β_i — углы между линиями центров. Перед γ_i и γ_{i-1} ставят знак «плюс», если с данного шкива ветвь идет на меньший шкив, и знак «минус» — если на больший.

Передаточное отношение ременной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2v_1/d_1}{2v_2/d_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}, \qquad (7.8)$$

где ε — коэффициент скольжения.

Силы и напряжения в ременной передаче определяют из условия

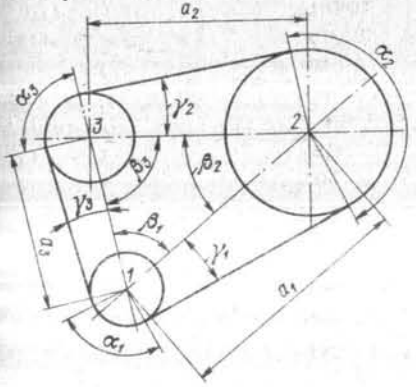


Рис. 7.4. Ременная передача сложного контура:
1 — ведущий шкив; *2* — ведомый шкив; *3* — натяжной ролик

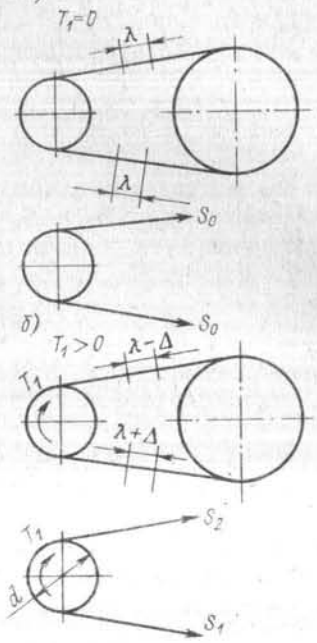


Рис. 7.5. Силы, действующие в ременной передаче

обеспечения нормального функционирования передачи и условия ее прочности. Для нормальной работы ременной передачи должно быть обеспечено предварительное натяжение ремня, которое может быть получено с помощью натяжных роликов, пружины или растяжением ремня $\Delta l = l - l_0$ перед посадкой на шкивы силой $S_0 = k\,\Delta l/l$, где l — длина ремня, надетого на шкивы; l_0 — длина недеформированного ремня; k — жесткость ремня на растяжение. Для резинового пассика $k = EF$ (E — модуль упругости материала; F — площадь поперечного сечения ремня); для пружинного пассика $k = d_1 iG/(8d_2^3 i)$ (d_2, d_1 — диаметры пружины и проволоки; i — число витков; G — модуль сдвига).

Использование упругих свойств ремня для обеспечения натяжения возможно, если деформация растяжения на порядок или более превосходит изменение межосевого расстояния передачи, а также длины ремня в зависимости от температуры и влажности.

Рассчитаем передачу при работе ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ (рис. 7.5, *а*) и под нагрузкой $T_1 > 0$ (рис. 7.5, *б*).

Из условия равновесия шкива имеем:

$$T_1 = d_1 (S_1 - S_2)/2;\ S_1 - S_2 = F_t,$$

где S_1 и S_2 — натяжения ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче; $F_t = 2T_1/d_1$ — окружная сила передачи.

Учитывая, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки, так как удлинение ведущей ветви Δ компенсируется сокращением ведомой ветви (рис. 7.5, *б*), получим:

$$S_1 + S_2 = 2S_0;\quad S_1 = S_0 + F_t/2;\quad S_2 = S_0 - F_t/2, \qquad (7.9)$$

где S_0 — предварительное натяжение ремня.

Связь между S_1 и S_2 при условии реализации нагрузки по всей длине дуги обхвата α и без учета центробежных сил описывается формулой Эйлера:

$$S_1 = S_2 e^{f\alpha} = S_2 m_0, \qquad (7.10)$$

где f — коэффициент трения между ремнем и шкивом. Формулы (7.10) и (7.11) позволяют найти значение S_0, при котором еще возможна передача заданной нагрузки:

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = F_t \frac{m_0}{m_0 - 1};\\ S_2 &= \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} = F_t \frac{1}{m_0 - 1};\\ S_0 &= \frac{(e^{f\alpha} + 1) F_t}{(e^{f\alpha} - 1) 2} = F_t \frac{m_0 + 1}{m_0 - 1}. \end{aligned}\right\} \qquad (7.11)$$

Усилие, действующее на вал шкива, $F_r = 2F_0 \sin(\alpha/2)$.

При круговом движении ремня со скоростью V на все его участки, расположенные в пределах угла α, действуют центробежные силы, вызывающие дополнительное натяжение ремня, $S_ц = \rho b \delta V^2$, где ρ — плотность ремня, для прорезиненных ремней $\rho = (1{,}25 \div 1{,}4) \cdot 10^3$ кг/м^3. Это натяжение ослабляет полезное действие предварительного натяжения S_0, снижая силу трения и тем самым нагрузочную способность передачи. Влияние центробежных сил существенно сказывается только при $V > 25$ м/с.

Эпюра суммарных напряжений в ремне изображена на рис. 7.6. Наибольшее напряжение возникает на участке ремня, набегающем на малый шкив:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_ц + \sigma_и.$$

Здесь напряжение растяжения $\sigma_1 = S_1/(b\delta)$ и напряжение от действия центробежных сил $\sigma_ц = \rho V^2$ суммируются с напряжением изгиба $\sigma_и = \delta E/d$. Из последнего равенства следует, что на величину $\sigma_и$ в основном влияет соотношение между толщиной ремня и диаметром шкива. Учитывая (7.9), получим:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_1 = S_0/(b\delta) + F_t/(2b\delta) = \delta_0 + \delta_F/2;\\ \sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_F/2 + \sigma_ц + \sigma_и. \end{aligned}\right\} \qquad (7.12)$$

Если необходимо рассчитать ремень по нагрузке F_t, то $\sigma_{max} = [\sigma]$ и условное допускаемое напряжение

$$[\sigma_{F_t}] = F_t/(b\delta) = [(m_0 - 1)/m_0]([\sigma] - \sigma_ц - \sigma_и). \qquad (7.13)$$

Тяговая способность передачи обеспечивается силами сцепления между ремнем и шкивом и характеризуется максимально

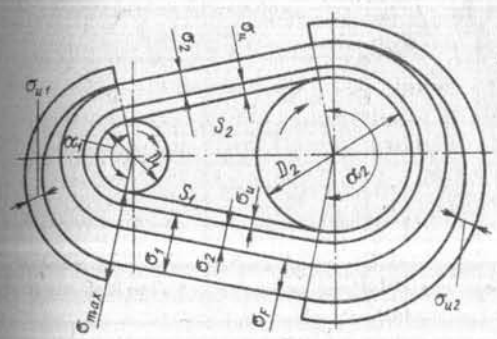


Рис. 7.6. Напряжения, действующие в ремне



Рис. 7.7. Относительное скольжение и КПД передачи

допустимой окружной силой F_t или напряжением σ_{F_t}. Учитывая (7.9) и (7.11), можно показать, что допустимая по отсутствию буксования величина σ_{F_t} возрастает с увеличением напряжения от предварительного натяжения σ_0:

$$\sigma_{F_t} = 2(m_0 - 1)/[(m_0 + 1)\sigma_0].$$

Однако увеличение σ_0 вызывает резкое уменьшение долговечности ремня, поэтому на практике для плоских ремней принимают $\sigma_0 = 1{,}8$ МПа. Оптимальное значение σ_0 устанавливают на основе анализа зависимостей (рис. 7.7), связывающих относительное скольжение ε с коэффициентом тяги $\varphi = \sigma_{F_t}/(2\sigma_0)$. Для плоских ремней экспериментально установлены следующие средние значения φ_0, при которых КПД передачи максимален: для прорезиненных и кожаных ремней $\varphi_0 = 0{,}6$, для ремней из синтетических материалов $\varphi_0 = 0{,}4 \div 0{,}5$.

Точность передачи рассчитывается по формуле (7.8) после определения величины ε, соответствующей выбранному значению φ.

7.5. Допускаемые полезные напряжения в плоских ремнях $[\sigma_F]_0$, МПа, при $\sigma_0 = 1{,}8$ МПа

Ремни	d_1/δ									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Прорезиненные	—	2,1	2,17	2,20	2,25	2,28	2,3	2,33	2,37	2,4
Кожаные	1,4	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,4	2,5	2,6
Хлопчатобумажные	1,35	1,5	1,6	1,6	1,72	1,77	1,8	1,85	1,9	1,95
Шерстяные	1,05	1,2	1,3	1,37	1,4	1,45	1,6	1,57	1,6	1,65

7.6. Коэффициент угла обхвата k_α

α, °	k_α	α, °	k_α	α, °	k_α
80	0,64	130	0,86	180	1,0
90	0,69	140	0,89	190	1,05
100	0,74	150	0,92	200	1,1
110	0,79	160	0,95	210	1,15
120	0,83	170	0,98	220	1,2

7.7. Скоростной коэффициент нагрузки k_v

v, м/с	k_v
1	1,04
5	1,03
10	1,00
15	0,95
20	0,88
25	0,79
30	0,68

Долговечность ремней оценивают с учетом циклического изменения напряжений при работе передачи (рис. 7.6), по формуле

$$\sigma_{max}^m N = c_1,$$

где σ_{max} определяют по формуле (7.12); $m = 6$ — для плоских ремней; c_1 — эмпирическая постоянная; N — число циклов изменения напряжения за полный срок службы ремня t_h (в ч), соединяющего $z_ш$ одинаковых шкивов, $N = 3600 v z_ш t_h / l$. Число пробегов ремня в секунду v/l не должно превышать 3—5 $с^{-1}$ для плоских ремней.

Анализ экспериментальных кривых скольжения (рис. 7.7) позволил установить зависимость для определения допускаемых полезных напряжений в ремне

$$[\sigma_F]_0 = S - \omega\delta/d_1,$$

где S и ω — опытные постоянные, зависящие от материала ремня и напряжения σ_0. Значения $[\sigma_F]_0$, рассчитанные по этой формуле, приведены в табл. 7.5. Переход от значений $[\sigma_F]_0$ к допустимым полезным напряжениям $[\sigma_F]$ для проектируемой передачи производят с помощью корректирующих коэффициентов

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 k_\alpha k_v k_н k_0, \qquad (7.14)$$

7.8. Коэффициент режима нагрузки $k_н$

Характер нагрузки	$k_н$
Спокойная	1,0
Умеренные колебания	0,9
Значительные	0,8
Неравномерная, ударная	0,7

7.9. Коэффициент k_0 натяжения и расположения передач

Вид передачи	Угол β наклона линии центров передачи к горизонту		
	до 60°	60—80°	80—90°
Открытая	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7
Полуперекрестная и угловая	0,8	0,7	0,6
С автоматическим натяжением	1,0	1,0	1,0

7.10. Характеристики сталей, используемых для лент

Марка стали	ГОСТ	$\sigma_в$, МПа
У7, У7А, У8, У8А, У8Г, У8ГА, У9, У9А, У10, У10А, У10Г, У10ГА, У12Г, У12ГА	1435—74*	750—1200
60С2, 60С2А, 65С2ВА, 70С2ХА	14959—79*	800—1200

где k_α — коэффициент, учитывающий снижение тяговой способности с уменьшением угла обхвата α (табл. 7.6); k_v — скоростной коэффициент для передач с плоским ремнем без автоматического регулирования напряжения, учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил (табл. 7.7); $k_н$ — коэффициент режима нагрузки (табл. 7.8); k_0 — коэффициент, учитывающий вид передачи и угол β наклона линии центров передачи к горизонту (табл. 7.9).

После определения $[\sigma_F]$ и выбора толщины ремня δ, исходя из вышеприведенного рекомендуемого соотношения d_{min}/δ, определяют необходимую ширину b ремня: $b = F_t/[\sigma_F]\delta$.

Ленточные передачи. В качестве гибкого тела в ленточных передачах применяют ленты стандартных размеров (ГОСТ 2283—79*), толщину (в мм) которых выбирают из ряда: 0,1; 0,11; 0,12; 0,13, 0,14; 0,15; 0,16; 0,18; 0,2; 0,24; 0,25; 0,26; 0,28; 0,3, а ширину (в мм) — из ряда: 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 17, 18, 20, 21, 22, 23, 25, 26, 28, 30. Ленты выполняют из высокоуглеродистых инструментальных сталей (табл. 7.10).

Для передачи значительных усилий используют крученые многожильные тросики (ГОСТ 3062—80*, ГОСТ 3069—80*, ГОСТ 2172—80*) диаметром $d = 0{,}66 \div 1{,}02$ мм. Для малонагруженных передач применяют ленты из бериллиевой и фосфористой бронз толщиной до 0,02 мм, капроновые тросики диаметром $d = 0{,}3 \div 1{,}3$ мм и текстильные нити. Обод шкива передачи гибкой

связью изготавливают гладким (рис. 7.8, *а*), буртики (рис. 7.8, *б*) предусматривают только при больших углах и скоростях поворота шкивов, так как из-за трения ленты о буртик снижается точность передачи. Если в качестве гибкой связи используют тросик, нить или круглый ремень, то поверхность шкива снабжают винтовой канавкой, особенно если на шкив наматываются

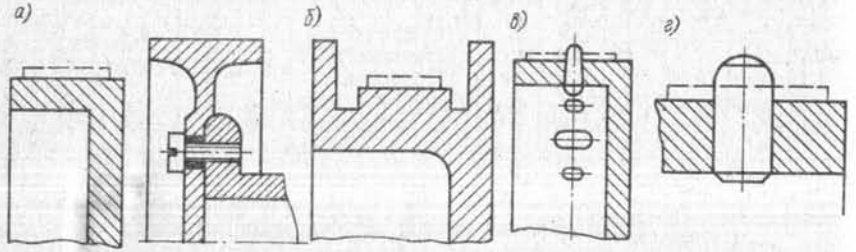


Рис. 7.8. Конструкция роликов

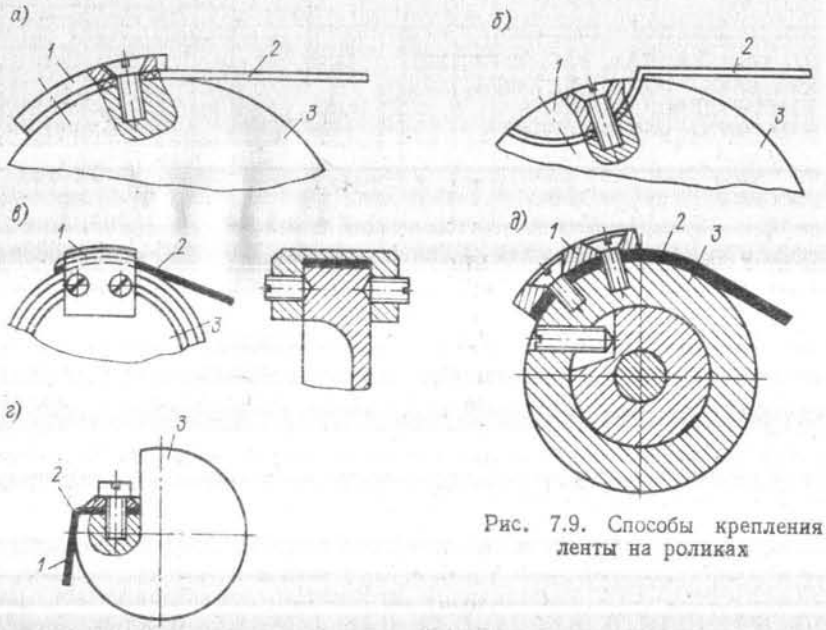


Рис. 7.9. Способы крепления ленты на роликах

четыре и более витков тросика. Профиль канавки выбирают полукруглым с радиусом, равным радиусу ремня, или трапецеидальным с углом 40° (см. рис. 7,3, *б*). Шкиву лучше придать вид конического червяка, тогда можно обеспечить его поворот на угол более 360° (см. рис. 7.2, *е*). Направляющие ролики *3* (см. рис. 7.2,*б*) обычно изготавливаются гладкими. Для исключения проскальзывания применяют перфорированную ленту (рис. 7.8, *в*, *г*).

В качестве материала шкивов ленточных и ременных передач используют углеродистую конструкционную сталь марок 30, 40,

50, алюминиевые сплавы, пластмассы (особенно для направляющих роликов). Для увеличения точности передачи и снижения усилий диаметр d шкивов необходимо задавать возможно бо́льшим. В диапазоне значений $d = 10 \div 50$ мм толщину ленты δ выбирают из условия обеспечения минимально допустимых радиусов изгиба, используя соотношение $\delta \leqslant d/240$. Ширину шкивов определяют исходя из ленты, диаметра и числа витков тросика, навитого на шкив.

Способ крепления лент и тросиков *2* на шкивах *3* (рис. 7.9) выбирают с учетом следующих основных требований: отсутствия

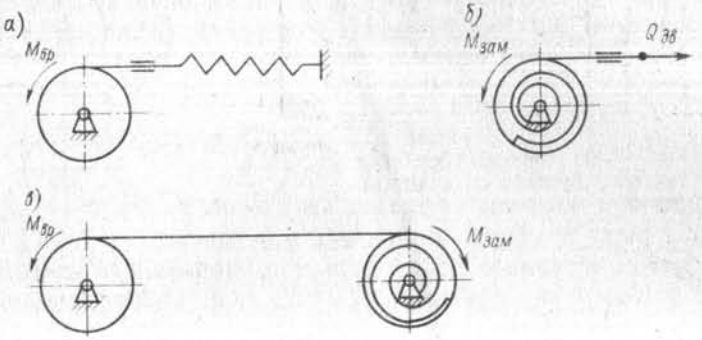


Рис. 7.10. Способы силового замыкания ленточной передачи

резких перегибов ленты или тросика и плотного прилегания их к шкиву по всей длине дуги обхвата (рис. 7.9, *а*), минимального ограничения накладкой *1* возможного угла поворота шкива (рис. 7.9, *б*, *г*). Предпочтительны такие узлы крепления, которые обеспечивают гарантированный натяг тела связи и его регулирование в процессе сборки и эксплуатации передачи (рис. 7.9, *в*, *д*).

Необходимым условием работы является силовое или кинематическое замыкание ленточной передачи, обеспечивающее предварительное натяжение тела гибкой связи. В первом случае это натяжение обеспечивается той же цилиндрической (рис.7.10, *а*) или спиральной (рис. 7.10, *б*, *в*) пружиной или грузом, которые осуществляют силовое замыкание. Во втором случае для натяжения требуется специальное устройство. Таким устройством служит цилиндрическая пружина (рис. 7.11, *а*, *б*), натяжной ролик (рис. 7.11, *в*) или винтовая стяжка (рис. 7.12). Последняя может быть выполнена в виде гайки и двух стержней с правой и левой резьбой (рис. 7.12, *а*), двух угольников, стягиваемых винтами (рис. 7.12, *б*). Натяг, как отмечено выше, может осуществляться с помощью узла крепления тела гибкой связи к шкиву (рис. 7.9, *в*, *д*). Грузы обеспечивают максимальную точность передачи, но могут применяться только для стационарных приборов. В противном случае натяжение тела гибкой связи осуще-

ствляют замыкающие устройства пружинного типа, которые обладают меньшей стабильностью создаваемого усилия, зависящего от внешних механических воздействий (вибрация, удары). Натяжные ролики жестко закрепляют в процессе сборки передачи или поднимают пружиной.

Расчет ленточной передачи проводят, исходя из требуемой точности с последующей проверкой ленты на прочность. При работе



Рис. 7.11. Способы предварительного натяжения в кинематических замкнутых передачах

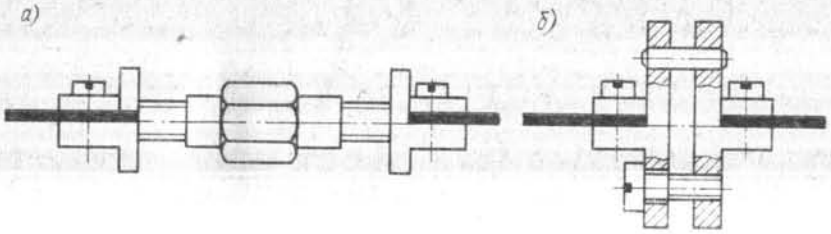


Рис. 7.12. Конструкция натяжных устройств ленты

передачи лента подвергается деформациям растяжения и изгиба. Ее допустимое удлинение определяют по формуле

$$\Delta l_\Sigma = \Delta l_р + \Delta l_и \leqslant [\Delta l],$$

где Δl_Σ — суммарное удлинение ленты, вызванное деформацией растяжения $\Delta l_р$ и изгиба $\Delta l_и$. Значение Δl_Σ принимают обычно равным 0,4—0,6 полного допуска на точность передачи вследствие технологических и температурных погрешностей. Для нормальной работы ленточной передачи необходимо при сборке задать ленте предварительное натяжение P_0, которое выбирают из условия минимума величины $\Delta l_и$. Так как зависимость $\Delta l_и$ от P_0 имеет нелинейный характер, правильный выбор P_0 позволяет при расчете пренебречь $\Delta l_и$ по сравнению с $\Delta l_р$.

Выбор P_0, при котором $\Delta l_и \ll \Delta l_р$, можно осуществить, используя формулу

$$P_0 = 14{,}5\eta\mu^2 uvw,$$

где

$$\eta = EF; \quad \mu = \delta/d_2; \quad u = \left(1 + \frac{1}{i_{12}^2}\right)^{2/3};$$

$$v = \left[\frac{1}{\sqrt{(1-c_1)^3}} - \frac{1}{\sqrt{(1-c_2)^3}}\right]^{2/3}; \quad c_{1,2} = \Delta P_{1,2}/P_0; \quad w = \sqrt{\frac{1}{\Delta\varphi^2}};$$

$\Delta\varphi$ — допустимая ошибка передачи от $\Delta l_и$ (в угл. мин).

Значение c выбирают в зависимости от ожидаемых условий эксплуатации передачи (колебания нагрузки, трения, инерционных усилий). Для нормальной работы передачи $P_0 = (2 \div 3)\,\Delta P$.

Изменение натяжения ленты $\Delta P_{1,2}$ определяют по колебанию нагрузки на выходе передачи. Если ведомым является шкив большего диаметра, то

$$\Delta P_{1,2} = \frac{2\,\Delta M_{c_{1,2}}}{k d_2},$$

где $\Delta M_{c_{1,2}}$ — изменение момента сопротивления на оси ведомого шкива; $k = 1$ — при силовом замыкании передачи, $k = 2$ — при кинематическом замыкании, т. е. при «бесконечной» ленте.

Удлинение ленты вследствие деформации растяжения равно

$$\Delta l_р = \left(\frac{\Delta P_1 + \Delta P_2}{EF}\right) l_c.$$

Здесь ΔP_1 и ΔP_2 — максимальные значения отклонения натяжения ленты от P_0, имеющие разные знаки; E — модуль упругости материала ленты; $F = b\delta$ (b — ширина; δ — толщина ленты); $l_c = \sqrt{a^2 - 0{,}25\,(d_2 \pm d_1)^2}$ — длина свободного участка ленты; a — межосевое расстояние передачи; d_1, d_2 — диаметры меньшего и большего шкива соответственно; знак «плюс» — для передач, где лента скрещивается, знак «минус» — для прямых передач.

Проверку ленты на прочность производят по формуле

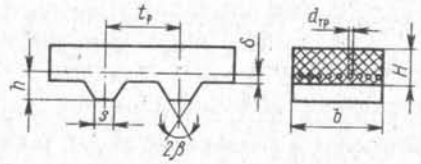
$$\sigma_\Sigma = \sigma_р + \sigma_и = \frac{P}{\delta b} + E\,\frac{h}{d} \leqslant [\sigma_\Sigma], \qquad (7.16)$$

где $P = P_0 + \Delta P$ (ΔP выбирают бóльшим из ΔP_1 и ΔP_2). Значение σ_Σ для стальных лент составляет 400—600 МПа (для меньших h принимают большее $[\sigma_\Sigma]$). Из (7.16) следует предельное соотношение между δ и h:

$$\frac{\delta}{h} \leqslant \frac{\sigma_\Sigma}{E}\,\frac{1}{1 + \sigma_р/\sigma_и}.$$

При проектировании и расчете ленточных передач необходимо руководствоваться следующими положениями. Наибольшая точность обеспечивается при помощи гладких шкивов и гибкой связи в виде ленты при отсутствии натяжных и направляющих роликов. Передачи с кинематическим замыканием (см. рис. 7.11) имеют

7.11. Основные параметры зубчато-ременных передач (ОСТ 38—05114—76)



Параметр	Значение параметра для модуля, мм		Параметр	Значение параметра для модуля, мм	
	2	3		2	3
M_1, Н·мм	$2 \cdot 10^2$	$24 \cdot 10^2$	n_1, об/мин, при $z_{1\,min}$:		
q_0, Н/мм	5	10			
b, мм	8; 10; 12,5	12,5; 16	12	500—3000	500—1000
t_p, мм	6,28	9,42	14	3500—4500	1500—2000
H, мм	3,0	4,0	16	5000—6800	2500—3500
h, мм	1,5	2,0	18	4000—7500	4000—5000
S, мм	1,8	3,2	l, мм, при z_p:		
2β, °	50	40			
$d_{тр}$, мм	0,36	0,36	32	201	—
δ, мм	0,6	0,6	36	226	339,1
q_m, кг/(м·мм)	0,0032	0,004	40	251,2	376,8
			45	282,6	423,9
			50	314	471
			56	351,7	527,5

Примечание. Принятые обозначения: M_1 — вращающий момент на быстроходном валу; q_0 — допускаемая удельная окружная сила; b — ширина ремня нормализованная; $t_p = \pi m$ — шаг ремня; H — общая толщина ремня; h — высота зуба; S — наименьшая толщина зуба; 2β — угол профиля зуба; $d_{тр}$ — диаметр троса; δ — расстояние от оси троса до основания зуба; q_m — масса 1 м длины ремня шириной 1 мм; n_1 — частота вращения быстроходного вала; $z_{1\,min}$ — минимальное число зубьев меньшего шкива; z_p — число зубьев ремня нормализованное; l — длина ремня.

вдвое бо́льшую точность по сравнению с передачами с силовым замыканием (см. рис. 7.10), однако в последних нагрузка на подшипники наименьшая. При малых нагрузках применяют передачи с силовым и кинематическим замыканием, при больших — почти исключительно с кинематическим. Точность передачи увеличивается, а силовой режим ее работы становится более благоприятным при увеличении диаметров роликов и уменьшении толщины ленты. Прочность последней может быть обеспечена за счет изменения ее ширины. Диаметр роликов может быть уменьшен, если точность передачи выше требуемой и имеется запас по прочности ленты. Таким же образом уточняют и другие параметры передачи, заданные в начале расчета ориентировочно.

Передача зацеплением. В приборостроении передачи зацеплением выполняют с использованием в качестве гибкой связи перфорированной ленты или зубчатого ремня. Отверстия в перфорированной ленте располагают с шагом 6—20 мм в зависимости от толщины ленты, а на шкивах предусматривают один или более рядов зубцов в виде круглых штифтов из термически обработанной стали марок У8А, У10А, запрессованных в обод (см. рис. 7.8, *в*, *г*). Профиль выступающих концов штифтов должен быть выполнен по эвольвенте, однако при малых нагрузках допускается заменять эвольвенту дугами окружности. Концы ленты соединяются друг с другом сваркой или пайкой с сохранением шага перфорации. Зубчатый ремень (см. рис. 7.3, *в*) имеет тянущий элемент в виде металлического троса *1*, находящегося в резиновой или пластмассовой основе *2*. Для повышения износоустойчивости зубья покрывают нейлоновой или другой тканью. Зубчато-ременные передачи применяют при скоростях $V \leqslant 50$ м/с и передаточных отношениях $u \leqslant 12$. Параметры зубчатых ремней должны соответствовать стандартным (табл. 7.11).

Расчет зубчато-ременной передачи включает определение основных геометрических характеристик передачи: модуля m, числа z_p зубьев ремня и длины l ремня. Модуль ремня выбирают из нормального ряда в зависимости от вращающего момента на быстроходном валу M_1 (табл. 7.11). Число z_1 зубьев шкива меньшего диаметра находят по табл. 7.11 в зависимости от модуля. Число зубьев шкива большего диаметра вычисляют по формуле $z_2 = z_1 u$, где u — передаточное число. Диаметры шкивов равны: $d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$. Длину ремня l' предварительно определяют по формуле (7.6). По величине l' находят ориентировочное значение $z_p' = l'/(\pi m)$, которое округляют до нормализованных значений по табл. 7.11. Межосевое расстояние передачи определяют по формуле (7.7), а число зубьев, находящихся в контакте со шкивом меньшего диаметра — по формуле $z_{P_0} = z_1\alpha_1/360°$, где α_1 — угол обхвата шкива меньшего диаметра по формуле (7.5). Рекомендуется принимать $z_{P_0} \geqslant 6$, иначе прочность зубьев на срез становится ниже прочности металлических тросов на растяжение и несущая способность передачи падает. В этом случае рекомендуется увеличить межосевое расстояние, что приводит к увеличению z_{P_0}.

При расчете на прочность определяют ширину ремня b, необходимую для передачи полезного момента M_1,

$$b = \frac{2M_1}{d_1(q - q_m v^2)}.$$

Здесь v — линейная скорость точек ремня; $q = q_0 k_н k_u k_z$, где q_0 — удельная сила; $k_н$ — коэффициент режима нагрузки по формуле (7.14); k_u — коэффициент, вводимый только для ускоряющих передач; k_z — коэффициент, значения которого приведены ниже:

k_z	1	0,8	0,6
z_{P_0}	6	5	4

Остальные величины приведены в табл. 7.11. Ширину ремня b округляют до ближайшего большего нормализованного значения (табл. 7.11).

Сила предварительного натяжения, необходимая в зубчато-ременной передаче только для устранения зазоров и обеспечения правильности набегания ремня на шкивы, должна быть несколько больше центробежной силы $F_ц$:

$$F_0 = (1{,}1 \div 1{,}3)\, F_ц = (1{,}1 \div 1{,}3)\, bvq_m.$$

Усилие F_r, действующее на валы, $F_r = (1{,}0 \div 1{,}2)\, 2M_1/d_1$. Величина F_r для передач зацеплением имеет существенно меньшее значение по сравнению с передачами гибкой связью других типов.

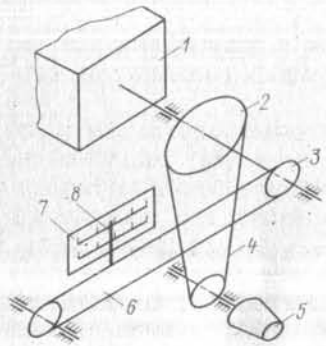


Рис. 7.13. Кинематическая схема механизма настройки

Конструктивные схемы передачи гибкой связью. В приборостроении передачи гибкой связью наиболее широкое применение находят в механизмах настройки, лентопротяжных механизмах, приводах цифропечатающих устройств и т. д.

Механизм настройки, кинематическая схема которого изображена на рис. 7.13, скомпонован с отсчетным устройством. Гибкая связь *4* используется для передачи вращения от ручки настройки *5* на барабан *2*, установленного на валу исполнительного устройства *1*. Указатель *8* закреплен на теле гибкой связи *6* передачи, обеспечивающей поступательное движение указателя *8* относительно шкалы *7* отсчетного устройства. Ведущим звеном этой передачи является ролик *3* на валу исполнительного устройства *1*. Гибкие связи *4*, *6* закрепляют на шкивах (ленточная передача) либо выполняют в виде бесконечного ремня (ременная передача).

В лентопротяжных механизмах ременная передача используется для передачи вращения на ведущий ролик, который обеспечивает перемещение ленты, а также на узлы подмотки и перемотки. Схема лентопротяжного механизма, изображенного на рис. 7.14, включает два пассика. Пассик *6* передает вращение от электродвигателя *7* на шкив *8*, осью которого является ведущий ролик лентопротяжного механизма. На оси шкива *8* укреплен ведущий ролик передачи, обеспечивающий с помощью пассика *3* движение приемных *4* и подающих *2* узлов ленты. Обводной ролик *1* служит для увеличения угла обхвата шкива *2* и для обеспечения вращения шкивов *2* и *4* в противоположных направлениях. При рабочем ходе за счет фрикционных муфт приемный узел *4* подматывает ленту, а подающий узел *2* ее натягивает у магнитных головок *10*, *9*. В режимах перемоток с помощью одного

из роликов *5*, *11* происходит выключение фрикционной муфты соответствующего узла. Применение в конструктивной схеме двух пассиков обеспечивает необходимую развязку между ведущим, подающим и приемным узлами.

Кинематическая схема алфавитно-цифрового печатающего устройства изображена на рис. 7.15. Приводной электродвигатель *14*

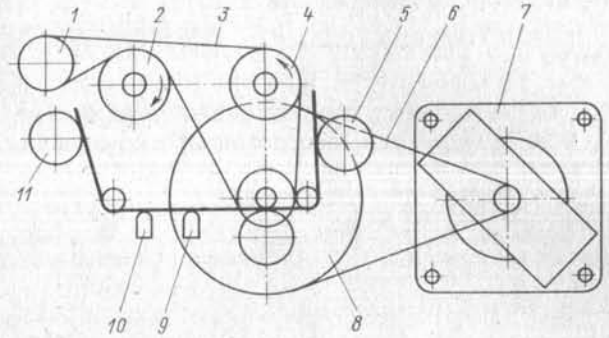


Рис. 7.14. Схема лентопротяжного механизма

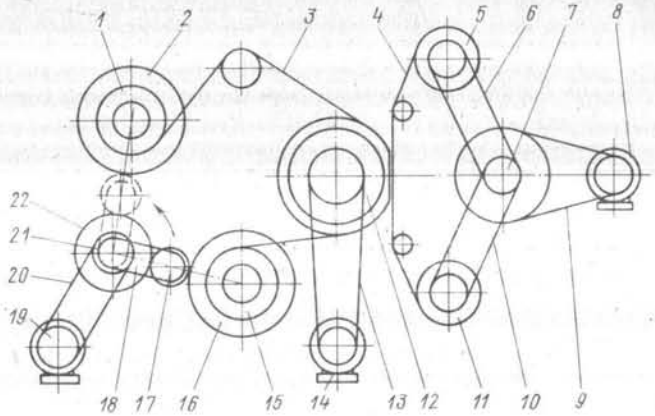


Рис. 7.15. Кинематическая схема алфавитно-цифрового печатающего устройства

соединен зубчато-ременной передачей *13* с осью печатающего устройства *12*. Привод узла подачи бумаги состоит из транспортных барабанов *11* и *5* с выступами для перемещения бумажной ленты *4*. Барабаны *11* и *5* вращаются с помощью двигателя *8* через промежуточный вал *7* и ременную передачу *9*. Фрикционная электромагнитная муфта (на схеме не показана) и ременные передачи *10* и *6* обеспечивают стартстопный режим. Привод узла перемотки красящей ленты *3* с катушки *1* на катушку *15* содержит двигатель *19*, вращение которого с помощью ременной передачи *20* передается шкиву *21* и соединенной с ним шестерне *22*. Далее

через паразитную шестерню *17*, закрепленную на рычаге *18*, движение передается одному из зубчатых колес *2*, *16*, находящихся на осях катушек *1*, *15* соответственно. При окончании запаса ленты на катушке с помощью концевых выключателей производится переключение направления вращения двигателя *19*. При этом происходит поворот рычага *18* и автоматическое зацепление шестерни *17* с колесом *2* или *16*.

7.3. Вариаторы

Вариаторами называются фрикционные передачи с плавным (бесступенчатым) изменением передаточного отношения. Основным параметром вариатора является диапазон регулирования,

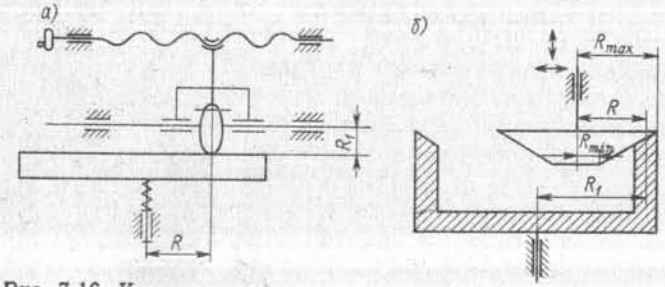


Рис. 7.16. Конструктивные схемы вариаторов: *а* — лобового; *б* — конусного

определяемый соотношением $Д = \omega_{2max}/\omega_{2min}$, где ω_{2max}, ω_{imin} — максимальная и минимальная угловые скорости ведомого звена.

Каждый фрикционный вариатор должен иметь устройство регулирования передаточного отношения и прижатия звеньев друг к другу. Регулирование передаточного отношения может быть достигнуто при непосредственном касании рабочих тел за счет изменения относительного положения звеньев (рис. 7.16), а также за счет перемещения промежуточного звена, гибкого или жесткого. При этом изменяется соотношение расстояний от точек контакта рабочих тел до осей их вращения.

Диапазон регулирования передаточного отношения вариатора с изменяющимся радиусом одного звена (от R_{min} до R_{max}), например ведомого, не превышает $Д = 6 \div 8$ и определяется соотношением

$$Д = i_{max}/i_{min} = R_{max}/R_{min},$$

где $i_{max} = (1 - \varepsilon) R_1/R_{min}$; $i_{min} = (1 - \varepsilon) R_1/R_{max}$; R_1 — радиус ведущего звена. К этой группе относятся вариаторы следующих типов: лобовые (рис. 7.16, *а*, 7.17), конусные (рис. 7.16, *б*), грибовидные (рис. 7.18).

Лобовой вариатор с промежуточной кареткой шарикового типа (рис. 7.17) имеет более высокие точность и КПД по сравнению

с торцовым вариатором роликового типа (рис. 7.16, *а*), а также меньшее на порядок тяговое усилие, необходимое для перемещения регулировочного звена.

Грибовидный вариатор [104] позволяет передавать бóльшие крутящие моменты, чем лобовые вариаторы. Ведущим звеном

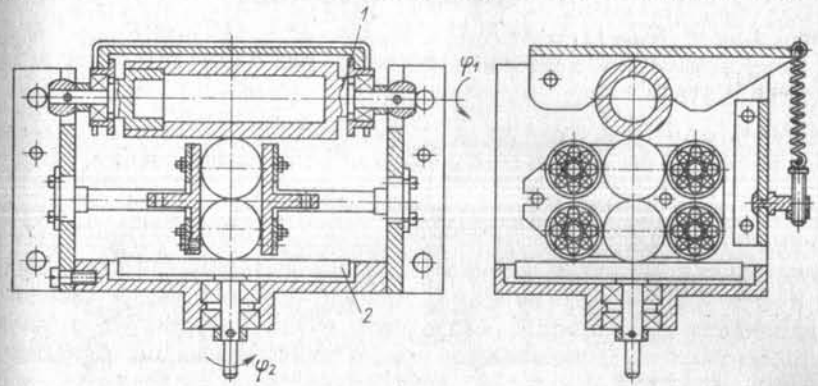


Рис. 7.17. Конструкция лобового вариатора с промежуточной кареткой шарикового типа:
1 и *2* — ведущее и ведомое рабочие тела соответственно

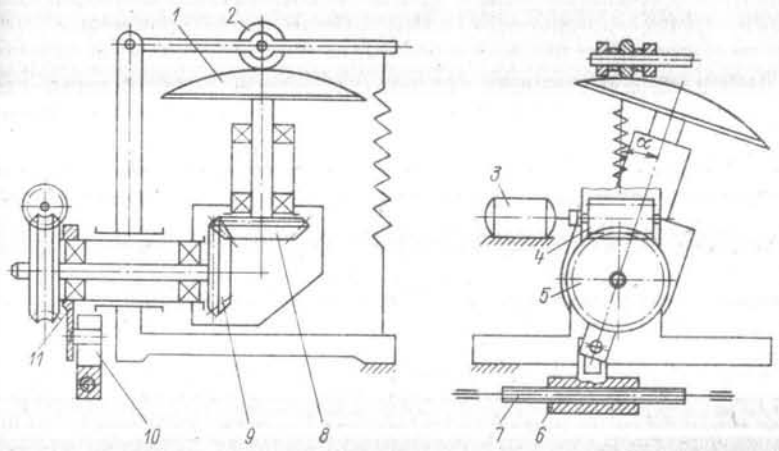


Рис. 7.18. Конструктивная схема грибовидного вариатора

(рис. 7.18) является шаровой сегмент-гриб *1*, на который через коническую (*8*, *9*) и червячную (*4*, *5*) зубчатые пары передается крутящий момент от электродвигателя *3*. Регулирование передаточного отношения грибовидного вариатора осуществляется поворотом оси вращения «гриба» *1* на угол α с помощью винтового *6*, *7* и синусного *10*, *11* механизмов. Передаточное отношение вариатора определяют по формуле $i = (1 - \varepsilon) R_1 \sin\alpha/R_2$, где R_1 — радиус сферы «гриба»; R_2 — радиус ведомого ролика *2*.

Диапазон регулирования сдвоенных вариаторов с промежуточным звеном при одновременном и симметричном изменении радиусов ведущего R_1 и ведомого R_2 звеньев (рис. 7.19) находится в диапазоне $6 \leqslant Д \leqslant 16$ и определяется по формуле

$$Д = i_{max}/i_{min} = R^2_{max}/R^2_{min},$$

где $i_{max} = R_{max}(1 - \varepsilon)/R_{min}$; $i_{min} = R_{min}(1 - \varepsilon)/R_{max}$; R_{min}, R_{max} — предельные значения рабочих радиусов ведущего и ведомого катков.

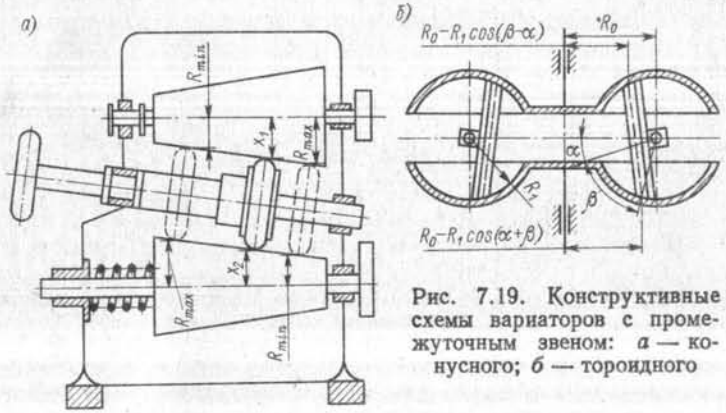


Рис. 7.19. Конструктивные схемы вариаторов с промежуточным звеном: *а* — конусного; *б* — тороидного

Выбор конструктивной схемы вариатора определяется габаритным размерами узла и требуемым диапазоном регулирования передаточного отношения.

Расчет усилия прижатия рабочих тел и проверка прочности поверхностных слоев катков по контактным напряжениям проводится по формулам (7.2)—(7.4) для крайнего положения регулирующего устройства, соответствующего наибольшей окружной силе P. Радиус ведущего звена при этом минимальный.

Раздел 3

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

Под элементами приборных устройств понимают механические, электромеханические или электронные детали и сборочные единицы приборов и их устройств. Они выполняют функции преобразования энергии (преобразователи механических перемещений в электрический сигнал, силовые устройства и т. д.), съема показаний приборов (отсчетные устройства), успокоения колебаний подвижных систем (демпфирующие устройства), защиты от внешних воздействий и др. В разделе рассмотрены элементы общего назначения, применяемые в приборах различного назначения.

Глава 8

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

8.1. Детали управления

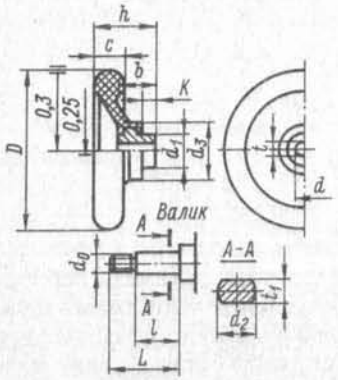
К деталям управления относятся маховички, рукоятки, кнопки, педали и клавиши. При конструировании деталям управления рекомендуется придавать форму, удобную для захвата рукой и нажатия пальцем. Материалы, из которых выполняются детали управления, должны быть прочными и коррозионностойкими.

Маховички. Предназначены для передачи вращения от руки оператора и применяются в тех случаях, когда требуется произвести не более 5 оборотов. Они могут быть изготовлены без рукояток и с рукоятками (табл. 8.1, 8.2).

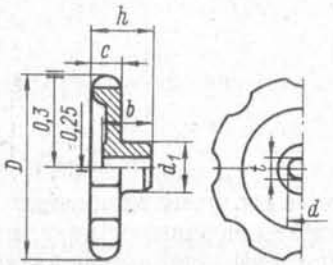
В тех случаях, когда маховичок дополнительно должен выполнять функцию предохранения ведомой цепи от поломки при возникновении в ней перегрузок, устанавливаются *фрикционные* маховички [6]. Такой маховичок (табл. 8.3) имеет в качестве упругого элемента стальную плоскую пружину *1* мембранного типа. Пружина выступами входит в шпоночные пазы втулки *2*, а по наибольшему диаметру опирается на выступы маховичка

8.1. Основные размеры маховичков без рукояток со сплошным диском, мм

Исполнение 1



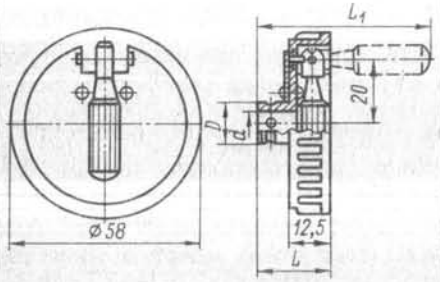
Исполнение 2



Тип	D	d	d_1	h	b	c	k	d_2	t	R	Валик d_2	Валик t_1	Валик d_0	Валик L	Валик l	Гайка	Шайба
1	65	8	15	25	13	13	6	24	6	10	8	6	M5	19	12	M5	5
2	90	9	20	34	16	17	7	34	7	12	9	6	M5	23	15	M5	5
3	—	10	20	34	16	17	7	34	7	12	10	7	M6	23	15	M6	6

Примечания: 1. Материал — сплав алюминиевый марок АЛ15в и АЛ16в (ГОСТ 2685—75). 2. Покрытие маховичка — хромирование, наружных нехромированных поверхностей — грунтовкой ГФ-020; загрунтованные поверхности окрасить при монтаже под цвет изделия. 3. Максимальный момент до 5 Н·см.

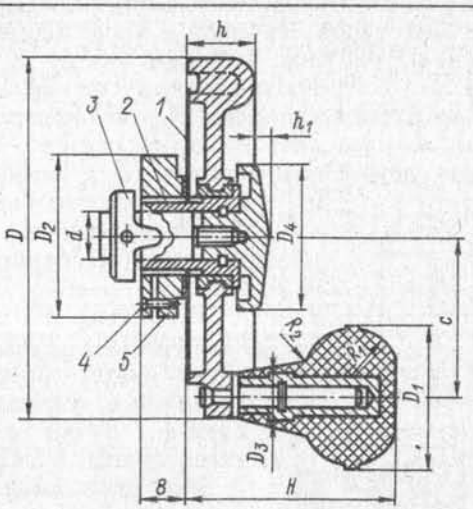
8.2. Основные размеры маховичков с откидной ручкой, мм



Тип	d	D	L_1	L	Масса, кг
1	6	12	61	27	0,065
2	8	15	63	29	0,075
3	10	18	63	29	0,084

Примечание. Материл деталей покрытия и максимальный момент указаны в табл. 8.1.

8.3. Основные размеры фрикционных маховичков, мм



d	D	D_1	D_2	D_3	D_4	H	h	h_1	c	R_1	R_2	Масса, кг	Максимальный момент, Н·см
8	65	26	30	10	26	39	12	3	26,5	8	8	0,115	250
10	125	36	32	12	35	49	16	3,5	54	9	10	0,335	600

Примечания: 1. Материал маховичка — сплав алюминиевый АЛ15В и АЛ16В (ГОСТ 2685—75*), ручки — пресс-порошок К-18-2 (ГОСТ 5689—79*). 2. Покрытие маховичка — окраска в черный цвет, гайки — хромирование. 3. Допустимое отклонение регулируемого момента вращения ±15 %.

и поджимается к нему разрезной гайкой *5*. Втулка *2* крепится на вал с помощью специального кольца *3*. Регулировка усилия пружины проводится гайкой *5*, затягиваемой винтом *4*. Маховичок на втулке *2* имеет свободную посадку, и момент вращения от него передается через пружину *1* на ведомый валик. Расчет момента проскальзывания производится так же, как для фрикционных муфт.

Запирающие маховички применяются в случаях, когда необходимо предохранить кинематическую цепь ручного привода от случайных проворачиваний или взамен муфты необратимого действия [78]. Запирающий маховичок с нажимной ручкой (рис. 8.1) может быть использован при малой угловой скорости и небольшом числе оборотов вала. На конце валика прибора с помощью шпонки *3* и винта *2* крепится обод *1* с ручкой *4*. На ободе *1* установлена втулка *9* со стопорным валиком *8*. На втулку *9* надета пружина *7*, упирающаяся с одной стороны в ее кольцевой

выступ, а с другой в кольцо *6*, заштифтованное на валике *8*. На нем винтом *11* укреплен зубчатый сектор *10*, предохраняемый от проворачивания выступом, входящим в паз обода *1*. В положении, показанном на рисунке, зубчатый сектор *10* сцеплен с зубчатой втулкой *12*, соединенной с корпусом механизма. В этом случае маховичок будет застопорен. Для его поворота необходимо, нажав на ручку *4*, расцепить зубчатый сектор *10* с втулкой *12*. Для исключения перемещения валика *8* в осевом направлении служит заштифтованная втулка *5*. Такой маховичок прост в изготовлении и сборке, удобен в работе.

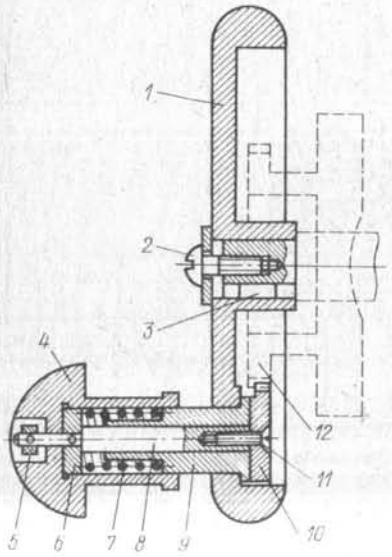


Рис. 8.1. Запирающий маховичок

Рукоятки. В зависимости от назначения рукоятки (ручки) могут быть: поворотные и неподвижные, скользящие и перекидные, ручки с фиксаторами, указателями [124].

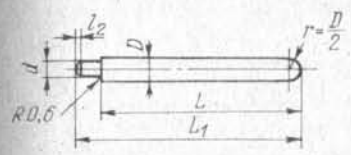
Рукоятки *поворотные* предназначены для передачи малых моментов вращения. Типы рукояток и их конструкции приведены в табл. 8.4, 8.5.

Ручки *неподвижные* применяют для частей и деталей приборов, которые по условиям эксплуатации должны быть съемными, переносными и т. п. К числу таких деталей относятся крышки и стенки приборов, щиты, дверцы, люки. На рис. 8.2 и в табл. 8.6 приведены размеры нормализованных рукояток к стенкам и крышкам приборов. Ручки *скользящие* используют в реостатах со щеточными контактами. Максимальное усилие передвижения руки при работе оператора пальцами не более 50 Н для ручек, не требующих точной установки, и не более 5 Н — при необходимости точной установки. Ручки *перекидные* выпускают для переключателей типа «тумблер», ключей и т. п. Рекомендуется задавать усилие на рукоятке такого типа при работе одним пальцем не более 15 Н. Ручки *с фиксаторами* предназначены для передачи вращения с фиксацией положений ведущей оси на заданный угол в случаях, когда необходимо предохранить ручной привод от случайных проворачиваний, а также взамен муфт необратимого действия. В зависимости от назначения и передаваемого момента рукоятки с фиксаторами могут иметь конструкцию для вращения одной и двумя руками. Фиксирующее устройство может быть заключено в самой рукоятке или выполнено в виде самостоятельного конструктивного узла.

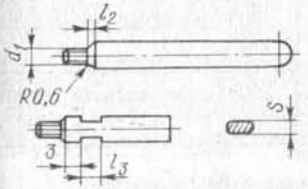
8.4. Основные размеры рукояток цилиндрических и с шаровой ручкой, мм

Рукоятки цилиндрические

Исполнение 1

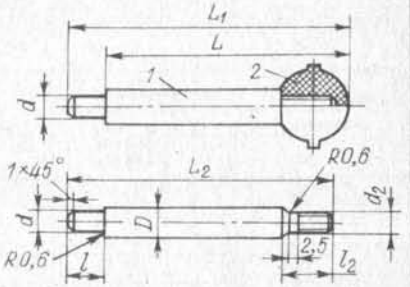


Исполнение 2

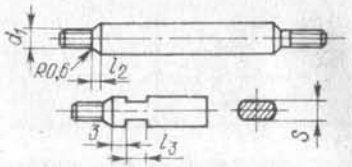


Рукоятки с шаровой ручкой

Исполнение 1



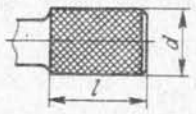
Исполнение 2



Исполнение	d	d_1	D	l_2	l_3	S	b	L_1	L_2	d_2	l	l_1	Масса, кг
1	6	—	8	—	—	—	40	50	—	—	8	8	0,029
2	—	M6		2,0	6	6			—	—			0,025
1	6	—	—	—	—	—	50	60	50	M6			0,032
2	—	M6	8	2,0	6	6							0,030
1	8	—	10	—	—	—	63	73	63	M8	10	10	0,034
2	—	M8		2,5	8	8							0,033
1	8	—	10	—	—	—	80	90	80	M8			0,044
2	—	M8		2,5	8	8							0,043

Примечания: 1. Материал — сталь 45. 2. Покрытие рукояток (кроме поверхностей d и d_1) Х18.м. Допускается применение защитных покрытий других видов (хромирование, анодирование и т. п.).

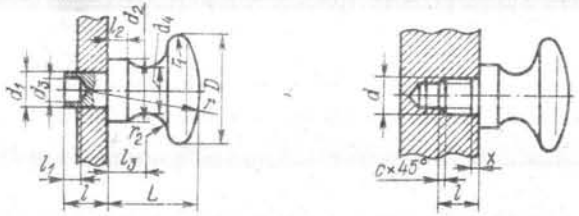
8.5. Рекомендуемые максимальные нагрузочные моменты и скорости вращения рукояток в зависимости от их размеров



Размеры, мм	Максимальный нагрузочный момент, Н·см	Число оборотов в секунду	Угол поворота рукоятки без перехвата α
$d = 10$ $l = 10 \div 15$	10	1	180° при захвате двумя пальцами
$d = 15$ $l = 15 \div 20$	15	1	120° при захвате тремя пальцами
$d = 35 \div 40$ $l = 6 \div 8$	30	0,5	80° при захвате тремя пальцами
$d = 50 \div 80$ $l = 8 \div 12$	50	0,3	90° при захвате ладонью

8.6. Основные размеры металлических ручек к стенкам и крышкам приборов, мм

Исполнение 1 Исполнение 2



$D = \Delta$	d	d_1	d_2	d_3	d_4	l для исполнений 1	l для исполнений 2	l_1	l_2	l_3	r	r_1	r_2	c	x
20	M6	6	12	4	8	6	8	3	3,6	8	25	2,5	5,5	1	2
25	M8	8	16	5,5	10	8	10	3	4,5	10	32	3,0	7,5	1,5	2
32	M10	10	20	7	12	10	13	4	5,5	13	40	4,0	9,5	1,5	2
40	M12	12	25	9	16	13	16	5	6,5	16	50	5,0	12	1,5	2
50	M16	16	32	12	20	16	20	6	9,0	21	63	6,0	15	2	3

Примечания: 1. Материал — сталь 15 или 35. 2. Покрытие М6.Н9.Х3.6.

В табл. 8.7 представлены ручки с фиксацией для подстройки малогабаритных элементов. Корпус ручки снабжен указателем в виде риски.

Ручки *с указателями* относятся к поворотным. Применяют указатели двух типов: а) в виде стрелки и б) в виде шкалы или лимба с делениями. Примеры выполнения таких ручек приведены

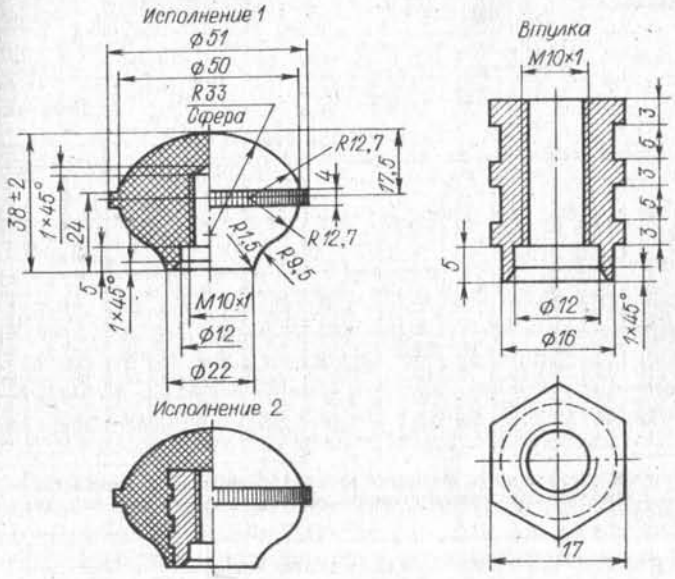
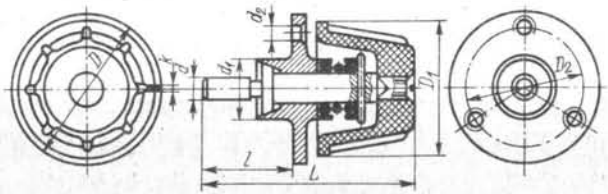


Рис. 8.2. Ручки из пластмассы к стенкам и крышкам приборов (материал ручки — этрол, материал втулки — сталь калиброванная)

8.7. Основные размеры ручек с фиксацией для подстройки малогабаритных элементов, мм



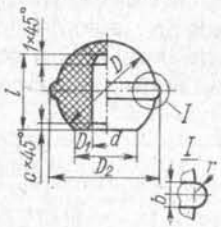
L	l	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	k	Число ребер
28,5	12,6	19	16	14	3	7,5	2,4	0,8	8
37,4	15	24	24	16	6	10	3,5	1,0	12

Примечание. Материал рукоятки — прессовочный материал марки 05-010-02 (ГОСТ 5689—79*), материал оси — сталь 5 или сталь 35.

8.8. Основные размеры ручек шаровых с указателем, мм

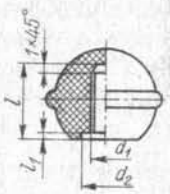
Общие размеры

Исполнение 1

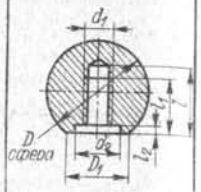


Пластмассовая ручка

Исполнение 2



Стальная ручка



D	D_1	d_1	d_2	D_2	d	l	l_1	r	b	c	Масса, кг	l	l_1	l_2	Масса, кг
12	8	M5	6	13	5	7	2	0,25	0,5	0,8	0,01	8	7	1	0,1
16	10	M6	7	17	6	9	2	0,25	0,5	0,8	0,03	13	9	1,5	0,2
22	12	M8	10	23	8	16	2,5	0,50	1,0	1,2	0,06	16	14	2,5	0,3
30	15	M10	12	31	10	18	3	0,50	1,0	1,2	0,18	18	14	3	1,0
40	18	M12	14	42	12	24	3	1,0	2,0	1,8	0,41	30	24	3	2,5
50	20	M12	14	52	12	24	3	1,0	2,0	1,8	0,83	30	24	3	5,0

Примечания: 1. Материал ручки: прессовочный материал или сталь 15 и 35. 2. Ручка пластмассовая изготавливается в двух исполнениях — без резьбы и с резьбой.

в табл. 8.8 [72, 142]. В условном обозначении указывают цвета: черный — П, красный — ПК, белый — ПБ.

Пример обозначения пластмассовой ручки черного цвета, исполнение 1, D-50:

Ручка П50 МН6-64.

Кнопки. Применяют для передачи прямолинейного движения, передаваемого либо ладонью руки, либо пальцем. С помощью

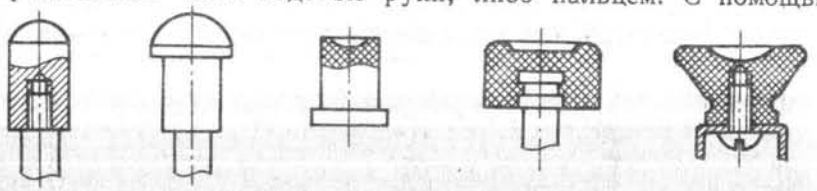
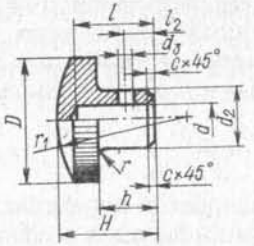


Рис. 8.3. Конструктивные формы кнопок

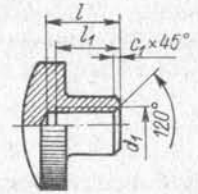
кнопок управляют как механическими устройствами, так и электрическими. В зависимости от назначения конструктивные формы кнопок могут быть весьма разнообразны (рис. 8.3). Кнопки, управляемые нажатием пальцев, имеют диаметр в пределах от 6 до 25 мм, а управляемые нажатием ладони — диаметр от 40 до 80 мм. На поверхность кнопок наносят рифы, насечки или придают им специальную форму, чтобы палец или ладонь с них не

8.9. Основные размеры кнопок с рифлением, мм

Исполнение 1



Исполнение 2



D	d	H	d_1	d_2	d_3	h	l	l_1	l_2	c	c_1	r	r_1	Штифт конический, ГОСТ 3129—70	Масса, кг
12	3	10	M3	6	1,5	5	7	5,5	2,5	0,5	0,5	12 — 16	0,8	1,6×6	0,05
16	4	14	M4	8		8	9	7,5	4					1,6×8	0,08
20	5	18	M5	10	1,9	10	12	9,0	6	0,8	0,7	20 — 25	1,0	2×10	0,15
25	6	22	M6	12		12	16	11	6					2×12	0,30
32	8	28	M8	15	2,8	16	20	14	8	1,0	1,0	32 — 40	1,5	3×15	0,60
40	10	34	M10	20		20	25	18	10					3×20	1,20
50	12	40	M12	25	3,8	24	30	24	12	1,5	1,5	50	2	4×25	2,80

Примечания: 1. Материал — сталь 15 или сталь 35. 2. Покрытие М.6.Н9.Х3.

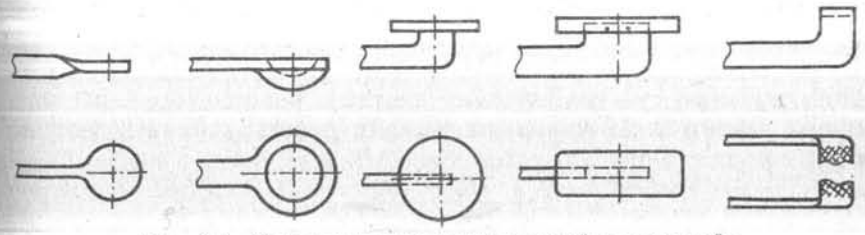


Рис. 8.4. Конструктивные формы педалей и клавишей

соскальзывала. Размеры кнопок с рифлением и поворотных кнопок приведены в табл. 8.9.

Клавиши. Детали для ручного управления называются клавишами (ручными педалями). Примеры их конструктивного оформ-

ления приведены на рис. 8.4 [72]. Допустимые нагрузки на клавиши при работе одним пальцем: при часто повторяющихся операциях 5—10 Н; при редко повторяющихся операциях 10—30 Н. При применении в приборах клавишей необходимо предусматривать либо ощутимую фиксацию, либо жесткий упор в нажатом положении. Обратный ход осуществляется под действием пружин.

8.2. Муфты

Муфты служат для соединения валов и передачи движения без изменения частоты вращения. Классификация муфт приведена на рис. 8.5.

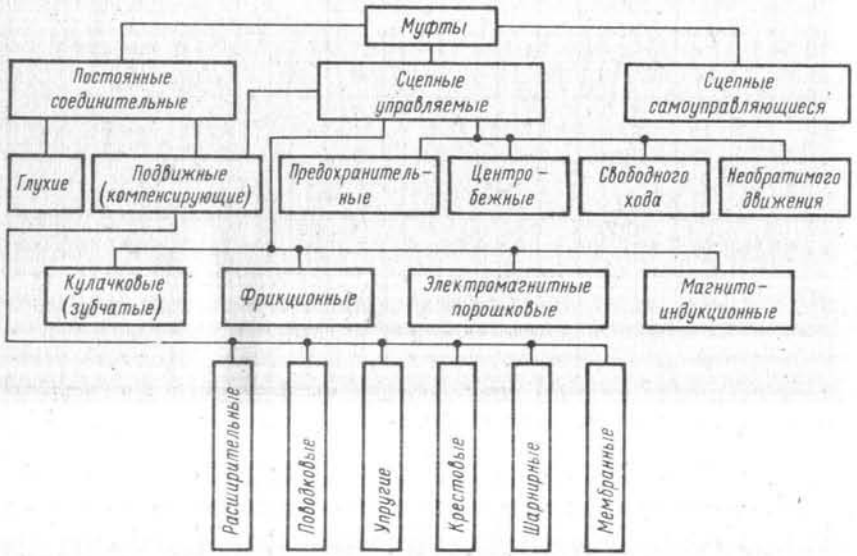


Рис. 8.5. Классификация муфт

Задача конструктора — выбрать муфту по значению расчетного момента M и определить прочность ее деталей.

Расчетный момент $M = M_0 k$, где M_0 — номинальный крутящий момент; k — коэффициент режима работы. Для периода пуска двигателя коэффициент режима работы рассчитывают по формуле

$$k = \frac{M_{дв}}{M_0} \frac{I_2}{I_1 + I_2},$$

где $M_{дв}$ — пусковой момент электродвигателя; I_1 и I_2 — моменты инерции вращающихся масс двигателя и редуктора, приведенных к оси вала, на котором установлена муфта. Для приборных механизмов коэффициент режима работы ориентировочно принимается равным $k = 1{,}25 \div 2{,}0$.

Расчет деталей муфты зависит от ее конструкции.

Для *втулочной* муфты (табл. 8.10) размеры втулки определяют из условий прочности на кручение $\tau_{кр} = M/W$, где $W = 0{,}2 \times (D^4 - d^4)/D$ — момент сопротивления при кручении.

Диаметр конических штифтов рассчитывают из условия прочности на срез

$$\tau_{ср} = \frac{4P_0}{\pi d_1^2 n} \leqslant [\tau]_{ср},$$

где n — число штифтов; $[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез, Н/см².

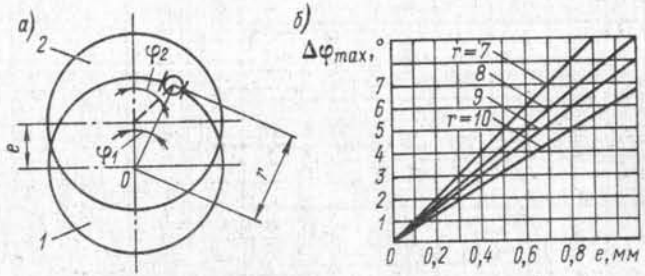


Рис. 8.6. Схема действия сил (*а*) и график погрешности (*б*) пальцевой муфты:
1 — ведомая полумуфта; *2* — ведущая

Для муфты с *замочным* соединением производят расчет лыски на валу из условия смятия

$$M = \frac{bl\,[\sigma]_{см}}{2} \frac{b}{6},$$

где $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение на смятие, Н/см².

В *пальцевой* муфте несовпадение геометрических осей валов вызывает ошибку в передаваемом угле поворота $\Delta\varphi_e = \varphi_2 - \varphi_1$, где φ_2 — угол поворота ведущей полумуфты с пальцем; φ_1 — угол поворота ведомой полумуфты.

Для определения величины $\Delta\varphi_e$ безразлично, какой из дисков считать ведущим: $\Delta\varphi_{e\,max} = \arcsin \varphi_1 e/r$, при $\varphi_1 = 90°$ и 270°. Например, при $e = 1$ мм и $r = 10$ мм ошибка равна $\Delta\varphi_e = 7°\,4'$. Наличие зазора δ вызывает мертвый ход в муфте $\Delta\varphi_м = (\delta/r)\,3440'$, допускаемый перекос валов $[\alpha] = \delta/b$, рад, $\Delta\varphi_{полн} = \Delta\varphi_e + \Delta\varphi_м$.

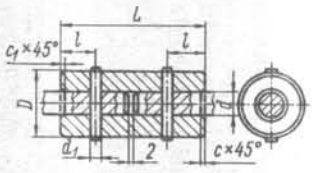
На рис. 8.6 приведены графические зависимости максимального значения погрешности муфты от ее размеров.

В *крестовых* муфтах при значительных смещениях валов появляется центробежная сила $F_ц = Ge\omega^2/450$, где e — смещение валов, мм; G — масса подвижного диска, Н; ω — угловая частота вращения вала, $с^{-1}$. Расчет основных параметров *кулачковых* муфт (табл. 8.11) приведен в табл. 8.12.

8.10. Конструкция и область применения соединительных муфт

Тип муфты	Основные размеры муфты	Область применения

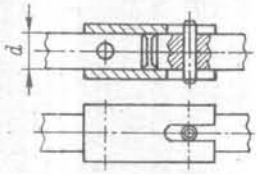
Втулочная



Размеры муфты, мм							Штифт конический (ГОСТ 3129—70*)	Допускаемый вращающий момент M, Н·м	Масса, кг
d	D	L	d_1	l	c	c_1			
4	8	15	1,0	3	0,3	0,3	1×8	0,3	0,004
5	10	20	1,5	5	0,3	0,3	1,5×10	0,8	0,010
6	12	25	1,5	6	0,3	0,3	1,5×12	1,0	0,020
8	15	30	2,0	6	0,3	0,3	2×16	2,2	0,030
10	18	35	2,5	8	0,5	0,5	2,5×18	4,5	0,060

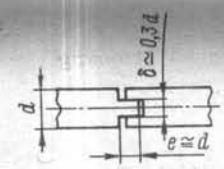
Примечания: 1. Материал втулок и штифтов — сталь 45 (ГОСТ 1050—74**). 2. Наружные поверхности втулок в зависимости от условий работы оксидировать или покрыть антикоррозийным составом.

Для жесткого соединения соосных валов в передачах, в которых отсутствуют ударные нагрузки; частота вращения не ограничена; проста в изготовлении и сборке; малые габаритные размеры; необходимо точное совпадение геометрических осей соединительных валов



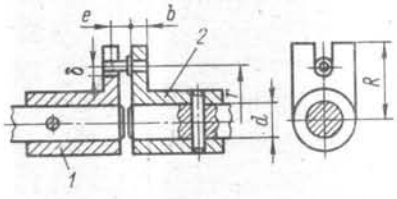
Замочное соединение

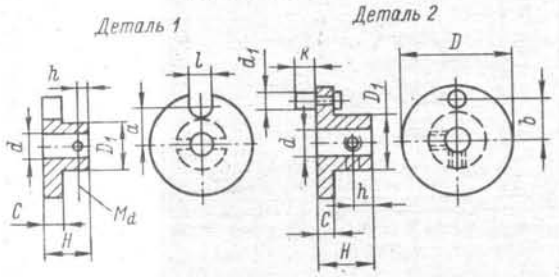
То же, при необходимости обеспечивают осевое смещение соединяемых валов



То же

Пальцевая





Размеры муфты, мм

d	D	D_1	H	c	h	a	b	l	d_1	k	M_α	Штифт цилиндрический
4	25	8	6	2	2	9	10	4	4	4	M2	1×10
4	35					14	15					
5	22	10	8	2	2	7	8	4	4	4	M2	1,5×10
5	35					14	15					
6	24	11	9	2	3	8	9	4	4	4	M2	2,0×10
7	26	12	10	2,5	3	9	10					
8	30	14	12	3	4	10	11	5	5	5	M3	2,5×13
10	32	15	14		5	11	12					
12	36	18	17	4	6	13	14	6	6	6	M4	3×20

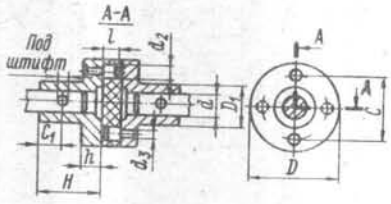
Примечания: 1. Материал полумуфт и пальцев — сталь 45 (ГОСТ 1050—74**). 2. Условное обозначение муфты содержит наименование муфты, цифры, характеризующие номинальный крутящий момент, диаметр насадочного отверстия и климатическое исполнение по ГОСТ 15150—69*.

То же, при необходимости обеспечивает поперечное и осевое смещение валов

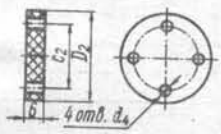
Продолжение табл. 8.10

Тип муфты	Основные размеры муфты	Область применения

Эластичная пальцевая



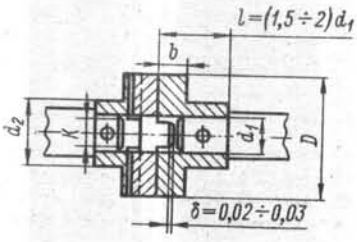
Размеры муфты, мм



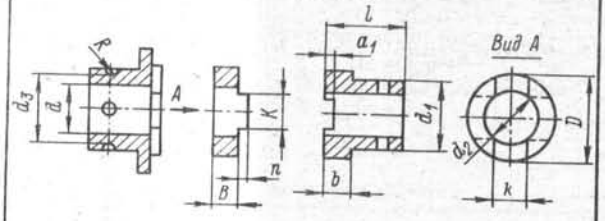
d	D	H	c	c_1	D_1	d_2	d_3	h	l	D_2	c_2	d_4	Штифт конический (ГОСТ 3129—70*)
4	20	7	15	3	9	4	M2	2	4	22	15	5	1×12
6	28	9	20	3	12	5	M3	3	5	30	20	5	1,5×15
8	30	12	22	4	15	5	M3	3	5	32	22	5	2×18
10	32	13	24	5	18	5	M3	4	5	34	24	5	3×22

Для жесткого соединения соосных валов. Компенсируется несоосность и перекос валов; устраняются резонансные колебания при периодически изменяющихся нагрузках; снижается динамичность нагрузки за счет применения упругого кольца

Крестовая



Размеры муфты, мм

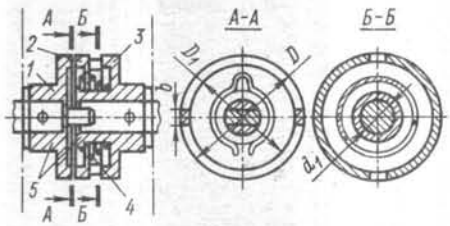


d	d_1	d_2	D	l	n	a_1	k	b	B	Штифт конический (ГОСТ 3129—70*)	Для пружинного кольца d_2	Для пружинного кольца R
4	8	8	20	2	2	2,2	4	4	4	I×12	7	0,3
6	12	8	20	15	3	3,2	5	6	6	1,5×15	11	0,3
8	15	9	25	15	3	3,4	6	6	6	2×18	13	0,3
10	18	14	30	15	3	3,4	6	6	7	3×22	16	0,5
12	22	14	30	15	3	3,6	7	6	7	3×25	20	0,5

Примечания: 1. Материал полумуфт — сталь 45 (ГОСТ 1050—74**). 2. Рекомендуется выступы подвижного диска и пазы полумуфт цементировать, при работе смазать смазкой.

Для жесткого соединения валов. Допускает значительно большее, чем у предыдущих муфт, относительное осевое и радиальное смещение геометрических осей соединяемых валов друг относительно друга ($l \leqslant 0{,}04D$). Может использоваться для соединения электрически изолированных валов, для этого *подвижный* диск делается из электроизоляционного материала

Пружинная



Для удержания подвижного диска *2* в состоянии зацепления с диском *1* служит пружина *4*. Положение диска *2* на ступице полумуфты *3* ограничивается пружинным кольцом *5*. Для расцепления муфты диск *2* отводится до выхода его пазов из зацепления с выступами диска *1*.

Размеры муфты, мм

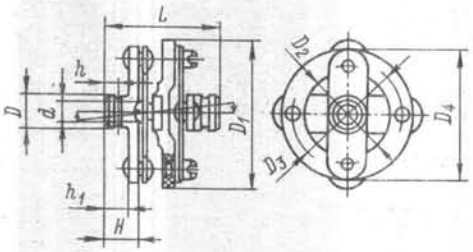
d_1	D	D_1	b	d_1	D	D_1	b
4	25	19	3	8	35	28	4
5	25	19	3	9	35	28	4
6	25	19	3	10	40	30	5

Примечание. Детали муфты рекомендуется изготавливать из легких материалов.

Для жесткого соединения валов. Компенсируется несоосность и перекос валов. Возможна передача вращения в труднодоступных и плохо просматриваемых местах

Продолжение табл. 8.10

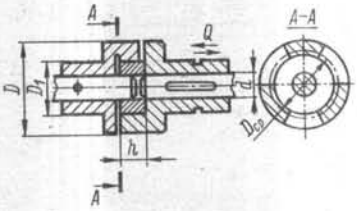
Тип муфты	Основные размеры муфты													Область применения
	Размеры муфты, мм										Под штифт конический (ГОСТ 3129—70)	M_{max}, Н·м	α_n, °	
	d	D	D_1	D_2	D_3	D_4	h	h_1	H	L				
Мембранная	4	8	35	22	29	40	3	6	8	29,6	1×12	18	1,0	Для жесткого соединения валов. Компенсируется несоосность и перекос валов. Возможно использование для передачи вращения в реверсивных механизмах, в которых мертвый ход недопустим
	6	12	35	22	29	40	3	6	8	29,6	1,5×15	18	1,2	
	8	15	45	30	38	50	4	8	11	35,8	2×18	70	1,5	
	9	15	45	30	38	50	4	8	11	35,8	2×22	98	1,7	
	10	18	55	35	46	58	5	10	18	40,0	3×22	20	2,5	
	12	22	55	35	46	58	5	12	15	40,0	3×25	24	2,6	

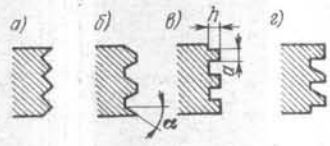


Примечания: 1. Мембраны рекомендуется изготавливать из кремнистой стали. 2. α_n — предельный рабочий угол перекоса

8.11. Конструкция и область применения сцепных управляемых муфт

Тип муфты	Основные характеристики муфт	Область применения
Кулачковая сцепления	Одна из полумуфт жестко крепится на валу, а другая имеет возможность перемещаться вдоль вала. Включение муфты производится осевым перемещением (сила Q) одной из полумуфт. Для предотвращения ударов необходимо включение муфты осуществлять либо при остановленных валах, либо при их частотах вращения, не превышающих 100 об/мин. Число кулачков — от 3 до 60 и более в зависимости от диаметра D муфты, профиля и размера кулачков и передаваемого момента M. Для облегчения включения предусматриваются дополнительные закругления выступов и дополнительные скосы (рис. *а*, *б*). Треугольные кулачки (рис. *а*) применяют для передачи малых моментов M и при необходимости производить включение муфты при малой разности окружных скоростей (менее 0,7—0,8 м/с). Такой профиль позволяет использовать муфту в качестве расширительной. Упорные кулачки (рис. *г*) служат для передачи вращения валов в одну сторону. Трапецеидальная форма (рис. *б*) при угле скоса $\alpha = 2 \div 8°$ облегчает включение и выключение муфты. Материал полумуфт — сталь 35 (ГОСТ 1050—74**)	Для передачи движения ведомому валу от вращающегося в любом направлении ведущего вала по команде управляющего органа (рукоятки управления, электромагнитного реле, кнопки и т. д.). Обеспечивает безлюфтовое соединение валов. Муфта имеет малые габаритные размеры. Прямоугольные кулачки (рис. *в*) применяют редко из-за нетехнологичности профиля и среза его по размеру a при работе

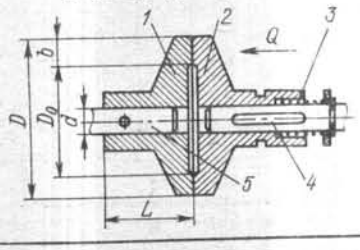




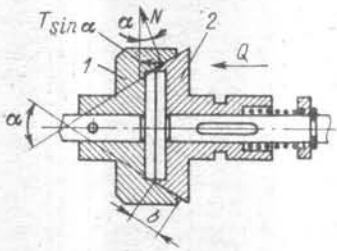
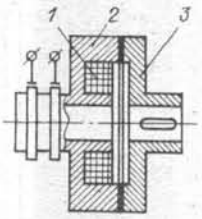
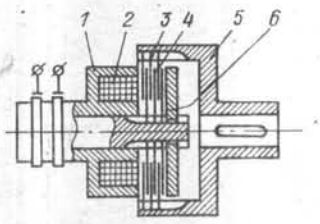
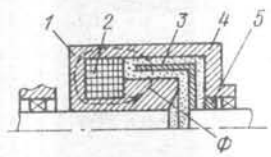
Дисковая фрикционная

На подвижную ведомую полумуфту *2* постоянно действует в осевом направлении пружина *3*, прижимающая обе полумуфты друг к другу. Ведущая полумуфта *1* крепится на валу жестко с помощью штифта *5*, а ведомая — на шпонке *4*. Рекомендуется выбирать следующие соотношения: $D_0/D = 0{,}6 \div 0{,}8$; $b/R_{cp} = 0{,}2 \div 0{,}5$; $R_{cp} = (D_0 + D)/2$

Для плавного соединения и разъединения двух валов на ходу, переключения скоростей, реверсирования



Продолжение табл. 8.11

Тип муфты	Основные характеристики муфт	Область применения
Коническая фрикционная 	Полумуфты *1* и *2* имеют коническую поверхность с углом $\alpha = 3 \div 15°$ в зависимости от конструкции. Для самовыключающихся муфт $\alpha = 12°$, для муфт принудительного выключения (с помощью вилки) — $\alpha = 10°$. Во всех случаях во избежание заклинивания угол α должен быть больше угла трения	Применяются там же, где и дисковые фрикционные муфты, но обладают рядом преимуществ. Основные из них — меньшая сила нажатия пружины, большая надежность сцепления при меньшем износе трущихся поверхностей и меньшие габаритные размеры при передаче одинаковых крутящих моментов. Может использоваться в качестве предохранительной, ограничивающей нагрузку, приложенную к ведомым звеньям механизма (см. муфты автоматического действия)
Электромагнитная 	Прижим подвижной полумуфты *3* (якоря) к неподвижной *2* (магнитопроводу) осуществляется электромагнитом *1*. При включении катушки ведомый диск прижимается к полумуфте *3* и за счет сил трения передается крутящий момент. При снятии напряжения с обмотки катушки кинематическая цепь размыкается. Если крутящий момент M, передаваемый с ведущего вала на ведомый (или наоборот), меньше фрикционного момента $M_т$ ($M < M_т$), то муфта работает без проскальзывания. Питание электромагнита — постоянный ток, при частых срабатываниях муфты возникает разогрев рабочих поверхностей, что влечет за собой изменение охлаждающей смазки с кинематической вязкостью 17—23 м²/с при температуре 50 °С. Магнитопровод муфты изготавливается из магнитомягких материалов, а рабочие диски — из фрикционных материалов на основе металлических порошков	Для передачи мощностей до 250 Вт; проста по конструкции, надежна в работе, обладает высоким быстродействием (время срабатывания в среднем 5 мс), легкостью и плавностью сцепления. Такие муфты особенно эффективны, когда нерабочие периоды относительно велики, так как не развивают тормозного момента и не выделяют тепло на холостом ходу. Имеют малые габаритные размеры. Не применяются во взрывоопасной и агрессивной среде
Дисковая электромагнитная 	Диски *4* соединены с помощью шлицев с полумуфтой *1*, диски *3* — с полумуфтой *5*. Обе группы имеют осевую подвижность, поэтому при поджатии якоря *6* к электромагниту *2* образуется $n - 1$ фрикционных пар (n — общее число дисков). Оптимальное число дисков — от 6 до 10. Муфты изготавливаются в соответствии с ГОСТ 21574—76, ГОСТ 21573—76* по рабочим чертежам, утвержденным в установленном порядке. Характерен остаточный момент, передающийся через муфту при отключенном электромагните. Остаточный момент повышается с уменьшением плоскости дисков и зазоров между дисками при отключенном электромагните. Рекомендуемый зазор $\delta = 0{,}3 \div 0{,}5$ мм	Применяются там же, где электромагнитные однодисковые муфты, но для передачи больших крутящих моментов
Порошковая электромагнитная 	Замкнутый магнитный поток Ф пересекает цилиндрическую щелевую зону *3*, в которой размещается стакан ведомой полумуфты *4*. Щелевая полость заполнена ферромагнитным наполнителем. Для удержания наполнителя используют уплотнители *5*. В ведущей полумуфте *1* размещен магнитопровод *2*. В качестве смеси следует применять карбонильное железо с сухим наполнителем — тальком. Размер частиц карбонильного железа 10—15 мкм. Для защиты подшипниковых узлов от попадания смеси применяют уплотнители: лабиринтные, защитные кольца и магнитные ловушки. Передаваемый муфтой момент зависит от зазора, который выполняется от 0,5 до 2 мм. Муфты нормализованы, их подбирают по номинальному моменту на валу и числу его оборотов	Применяются в механизмах перемещения перфолент и носителей информации в ЭВМ. Отличаются удобством управления и малой инерционностью, время срабатывания $t = 0{,}05 \div 0{,}005$ с

Продолжение табл. 8.11

Тип муфты	Основные характеристики муфт	Область применения
Многодисковая электромагнитная	Классифицируются: по расположению рабочего пространства на цилиндрические (рис. *а*, *б*) и реже — конусные; дисковые (рис. *в*, *е*); по способу подвода тока — на контактные и бесконтактные; по моменту инерции подвижных частей — на малоинерционные и обычного применения; с одним или несколькими (рис. *г*, *д*) рабочими зазорами; с одной или несколькими обмотками (рис. *б*). При прохождении магнитного потока через рабочие зазоры ферромагнитные частицы намагничиваются и располагаются вдоль силовых линий. В результате этого рабочие поверхности полумуфт оказываются связанными не только магнитными связями через поле, но и механическими — через частицы, сцепленные между собой силами трения. Особое значение имеет тепловой режим. Тепловые потери происходят вследствие потерь в обмотке и трения порошка при скольжении. В некоторых конструкциях муфт отвод тепла производится не только воздушной самовентиляцией, но и с помощью масла	Применяются там же, где электромагнитные муфты

8.12. Основные расчетные параметры кулачковых муфт

Расчетный параметр	Расчетные формулы
Передаваемый крутящий момент	$M = 0{,}8\,[\tau]_{кр} W$ $W = 0{,}2d^3$
Наибольшая разность угловых скоростей, при которых допускается включение муфты на ходу	$\omega_0 = \dfrac{1000 \cdot 60}{\pi D_{ср}} v_{ср}$ $D_{ср} = \dfrac{D + d_1}{2}$ $\omega_0 = \dfrac{12 \cdot 10^4}{\pi (D + d_1)} v_{ср}$
Усилие включения	$P = \dfrac{4M}{D + d_1}\left[\operatorname{tg}(\delta + \varphi) + \dfrac{f'_{тр}(D + d_1)}{2d}\right]$
Степень вероятности включения муфты без проворота	$P = \dfrac{\alpha - \alpha_b 2f \operatorname{tg} \delta / D}{\alpha}$

Примечание. Принятые обозначения: W — момент сопротивления вала, мм; d — диаметр вала, мм; D и d_1 — соответственно наружный и внутренний диаметры кулачков, мм; $\varphi_{тр}$ — угол трения на кулачках; δ — угол профиля кулачка; $f'_{тр}$ — приведенный коэффициент трения на кулачках; α — центральный угол кулачка $2\pi/z$; z — число кулачков; α_b — центральный угол, соответствующий ширине вершины кулачка по наружному диаметру; f — минимально допустимая глубина захода кулачка во впадину в момент включения, мм; $v_{ср}$ — осевая скорость включения, мм/с.

Формулы для расчета прижимного усилия Q, среднего радиуса *конической фрикционной* муфты $R_{ср}$, а также рекомендуемое значение отношения длины образующей поверхности конуса b (поверхности трения) к среднему радиусу $b/R_{ср} = \psi$ приведены ниже:

$$Q \geqslant M \sin\alpha / f_{тр} R_{ср}; \quad R_{ср} = \sqrt[3]{M/(2\pi\psi [p] f_{тр})};$$

$$\psi = b/R_{ср} = 0{,}3 \div 0{,}5; \quad R_{ср} = \frac{D + D_0}{4};$$

$$D_0 = (1{,}5 \div 2{,}0)\, d; \quad R_{ср} = (3{,}0 \div 5{,}0)\, d; \quad L = (1{,}5 \div 2{,}0)\, d.$$

Передача крутящего момента при установившемся режиме работы осуществляется за счет сил трения на фрикционных поверхностях:

$$M = M_{тр}, \quad M_{тр} = f_{тр} Q R_{ср} = f_{тр} 2\pi R_{ср}^2 b\,[p],$$

где Q — прижимное усилие, Н; $[p]$ — допускаемое удельное давление для поверхности трения, Н/см²; $f_{тр}$ — коэффициент трения. Осевое (прижимное) усилие Q, которое необходимо приложить к перемещаемой полумуфте для преодоления момента M сопротивления на ведомом валу, находят из условия $Q \geqslant M/f_{тр} R_{ср}$.

8.13. Условия эксплуатации муфт

Материал трущихся поверхностей	Условия работы	Коэффициент трения	Допускаемое удельное давление $[p]$, МПа	Максимальная температура, °С
Закаленная сталь по закаленной стали	Со смазкой	0,08	0,6—0,8	250
Чугун по чугуну или стали	» »	0,06	0,6—0,8	250—300
То же	Всухую	0,15	0,25—0,4	250—300
Бронза по стали	Со смазкой	0,05	0,04	150
Металлокерамика по стали	» »	0,1	0,8	350
То же	Всухую	0,4	0,3	550

Материалы трущихся поверхностей, условия работы, коэффициенты трения и допускаемое удельное давление, а также максимальная температура, при которой применяются муфты, приведены в табл. 8.13, а конструкции — в табл. 8.14.

Исходными данными для выбора муфты со *срезным штифтом* (табл. 8.14) являются: 1) наибольший номинальный крутящий момент M_0, передаваемый муфтой, Н·см; 2) расчетный крутящий момент M срабатывания муфты, Н·см, во избежание случайных включений $M = 1{,}25M_0$; 3) радиус расположения поверхности среза r, см; 4) материал предохранительного штифта — из среднеуглеродистых сталей; 5) расчетный предел прочности штифта на срез $[\tau]_{ср} = k_1 [\sigma]_b$, где $[\sigma]_b$ — временное сопротивление разрыву (в зависимости от марки стали штифта), Н/см²; $k_1 = 0{,}75 \div 0{,}8$.

Рассчитывают следующие параметры:

диаметр предохранительного штифта, см:

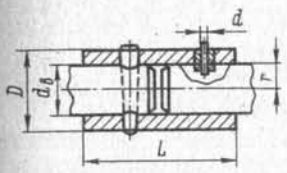
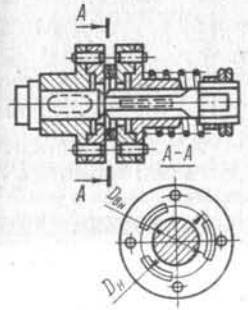
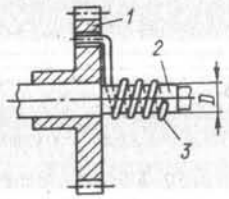
$$d = \sqrt{\frac{4M}{\pi r [\tau]_{ср}}};$$

предельный крутящий момент, Н·см, при котором происходит срез штифта,

$$[M] = \frac{\pi d^2 r [\tau]_{ср}}{4}.$$

Кулачковая самоуправляющаяся муфта рассчитывается на контактную прочность и изгиб так же, как и сцепные кулачковые муфты. Допускаемый крутящий момент по контактным напряжениям $M = 0{,}5Dzbh[p]$, Н·см, где D — средний диаметр кулачков, см; z — число кулачков; h — ширина кулачков, см; b — высота кулачков, см; $[p]$ — допускаемое номинальное давление, $[p] = 300$ Н/см². Допускаемый крутящий момент по изгибу $[M_и] = \frac{Dz'b[\sigma]_и l}{6h}$, где z' — расчетное число кулачков, равное 1/2—1/3 общего числа кулачков; $[\sigma_и]$ — допускаемое напря-

8.14. Конструкция и область применения муфт сцепления самоуправляющихся

Тип муфты	Основные характеристики муфты	Область применения
Втулочная со средним штифтом 	Конструкция муфты и основные размеры соответствуют втулочной муфте (см. табл. 8.10). Материал втулок — сталь 40, твердость 48 HRC. Материал предохранительного штифта — среднеуглеродистая сталь. Рекомендуемые размеры $L = (3 \div 5) d_в$; $D = (1{,}5 \div 1{,}8) d_в$	При необходимости ограничения передаваемого крутящего момента и предохранения частей приборов от поломок при перегрузках, превышающих допустимые
Кулачковая самоуправляющаяся 	По конструкции отличается от кулачковой муфты сцепления (табл. 8.11) отсутствием органов управления	Для ограничения передаваемого крутящего момента. Обеспечивают надежное соединение и высокую частоту включения (до 1000 циклов в час), имеют небольшие размеры, но требуют соосности соединяемых валов
Фрикционная предохранительная (см. фрикционную дисковую)	По конструкции отличается от фрикционных муфт отсутствием органов управления. Расчет фрикционных муфт аналогичен расчету сцепных фрикционных, в качестве крутящего момента принимается допустимое значение, заданное при конструировании	Для ограничения передаваемого крутящего момента. Надежны в работе при любом числе оборотов, в любом пространственном положении
Пружинная 	Если направление вращения вала 2 совпадает с направлением навивки пружины 3, то витки последней под действием сил трения плотно охватывают вал и зубчатое колесо 1 вращается вместе с валом, пока крутящий момент M не превысит развивающегося тормозного момента сил трения M_{f_1}	Для односторонней передачи движения от вала к насаженной на него детали (или наоборот) при небольших нагрузках и угловых скоростях. Просты в изготовлении, надежны и бесшумны в работе

жение на изгиб, Н/см², выбирается по пределу текучести материала с запасом не ниже 1,5; l — толщина кулачков у основания, см; при беззазорном сцеплении $l = \frac{\pi P}{2z} + h \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол наклона рабочих граней (α не более 65°).

Потребная сила сжатия пружины $P_{пр}$, Н, для передачи крутящего момента рассчитывается по формулам:

$$P_{пр} = \frac{2M}{D} \operatorname{tg} \alpha\,(*); \; P_{пр} = \frac{2M}{D}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) + \frac{D}{d} f_{тр}\right](**),$$

где M — расчетный крутящий момент, Н·см; ρ_1 — угол трения между кулачками (для стали 5—6°); $f_{тр}$ — коэффициент трения

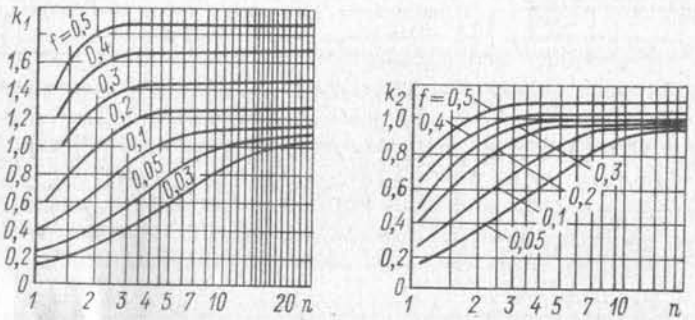


Рис. 8.7. Значения коэффициентов k_1 и k_2 для пружинной муфты от числа витков n и коэффициента трения f

в шпоночном соединении (для стали 0,15—0,16); d — диаметр вала, см. Формула (*) не учитывает сил трения в кулачках и в шпоночном соединении, что соответствует работе муфты при длительной перегрузке. При мгновенных перегрузках расчет ведется по формуле (**).

Тормозной момент, развивающийся в *пружинной* муфте, определяют из выражения

$$M_{fi} = k_i\,[2EJ\,(D - D_0)\,D_0^{-2}]\exp(2\pi n f_{тр}).$$

При противоположном вращении вала пружина скользит по его поверхности, создавая тормозной момент

$$M_{f2} = k_2\,[2EJ\,(D - D_0)\,D_0^{-2}].$$

В этих формулах E — модуль упругости материала пружины; $J = \pi d^4/64$ — осевой момент инерции сечения витка пружины диаметром d; D — диаметр вала; D_0 — внутренний диаметр пружины в недеформируемом состоянии; n — число витков пружины; $f_{тр}$ — коэффициент трения между валом и витками пружины; k_1 и k_2 — коэффициенты, зависящие от параметров n и f ($f_{тр}$), их значения принимаются в соответствии с рис. 8.7.

8.3. Фиксаторы, зажимы, тормоза

Фиксаторы. Предназначены для временной остановки и закрепления детали, совершающей вращательное или поступательное движение. Различают фиксаторы с жесткой и упругой фиксацией.

Фиксаторы с жесткой принудительной фиксацией надежно закрепляют деталь — она не может быть смещена с заданного положения без вывода фиксатора. Устойчиво работают в условиях ударных и вибрационных нагрузок.

Поворотный фиксатор (рис. 8.8) состоит из стакана *2*, выполненного заодно с рычагом *6*, в котором установлен подпружиненный фиксатор *4*. Его конец заходит в фиксирующее отверстие *5* корпуса прибора. Для изменения положения деталей, связанных с рычагом *6* (на чертеже не показаны), фиксатор за головку *1* вытягивают из отверстия вверх, преодолевая сопротивление пружины *3*, и поворачивают рычаг *6*. Затем фиксатор *4* опускают и вводят в новое отверстие.

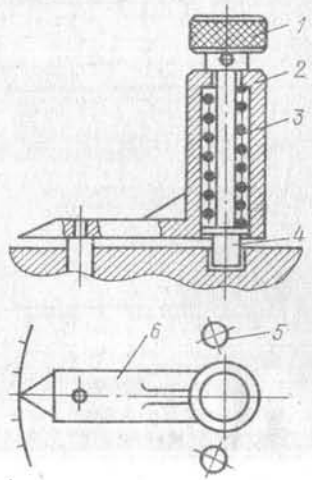


Рис. 8.8. Поворотный фиксатор

Фиксаторы для деталей, имеющих поступательное движение (ГОСТ 13162—67*) состоят из рычага *2*, который под действием пружины *4* поворачивается вокруг оси *3* и своим клинообразным носиком входит в паз фиксируемой детали *1* (рис. 8.9). Устройство, изображенное на рис. 8.9, *б*, может быть использовано для движения по стрелке *А* как жесткий фиксатор, а по стрелке *Б* — как упругий, при этом необходимо соблюдать условие: $90° \leqslant \beta < 90° + \varphi$ — в первом случае и $\beta_1 > 90° + \varphi$ — во втором (φ — угол трения).

Фиксаторы с упругой фиксацией срабатывают автоматически под действием пружин и надежно удерживают фиксируемое звено в заданном положении. Примеры конструктивного исполнения шариковых фиксаторов с вращательным движением приведены на рис. 8.10. Шарик *1* (рис. 8.10, *а*) прижимается пружиной *2* к фиксируемой детали *3*. Для перевода детали в другое положение нужно приложить горизонтальную силу с помощью рукоятки *4*. В фиксаторе, приведенном на рис. 8.10, *б*, шарик *2* западает в отверстие лимба *5*, благодаря чему создаются фиксированные положения рычага *4*. Шарик прижимается к лимбу пружиной *1*, которая вместе с рычагом *4* поворачивается вокруг оси *3*. В фиксаторе, имеющем радиальное действие (рис. 8.10, *в*) шарик *2* запа-

дает во впадину между зубьями звездочки *4* и прижимается к ней пружиной *1*. При повороте оси *3* звездочка поворачивается, шарик перемещается из одной впадины в другую, пружина *1* при этом деформируется, а направляющая *5* остается неподвижной. Лимб *2* (рис. 8.10, *г*) имеет углубления, в которые западает шарик *1* в положениях фиксации. При этом щетки *5* обеспечивают

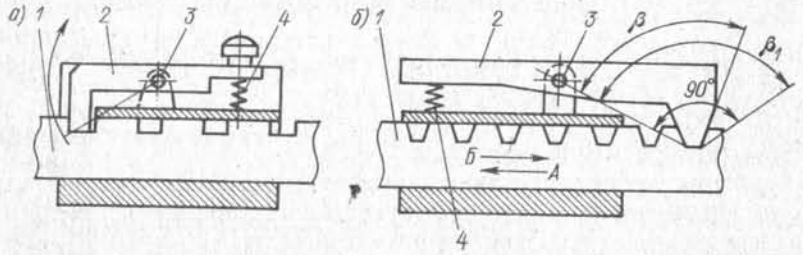


Рис. 8.9. Фиксаторы для деталей с поступательным перемещением: *а* — жесткий; *б* — жестко-упругий

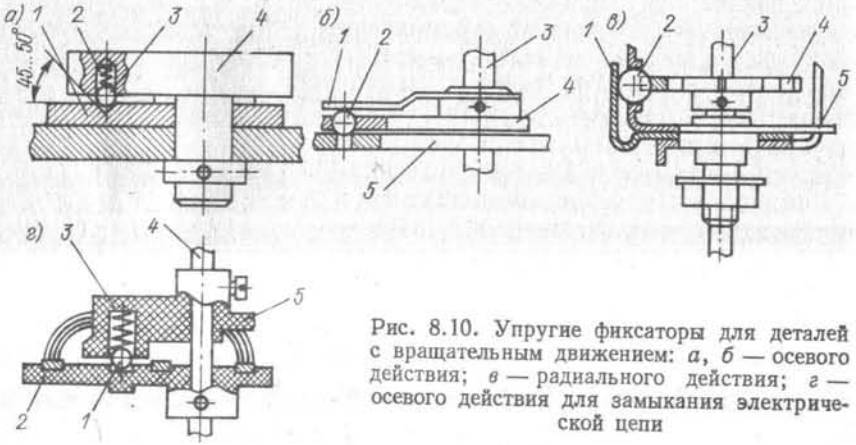


Рис. 8.10. Упругие фиксаторы для деталей с вращательным движением: *а*, *б* — осевого действия; *в* — радиального действия; *г* — осевого действия для замыкания электрической цепи

замыкание соответствующей электрической цепи. Шарик прижимается к лимбу пружиной *3*. При переключении фиксатора ось *4* вместе с рычагом поворачивается. Лимб остается неподвижным в осевом направлении.

Упругие фиксаторы для деталей, имеющих поступательное перемещение, показаны на рис. 8.11. В зафиксированном положении подвижное звено *1* удерживается фиксирующим элементом звена *2* — шариком (рис. 8.11, *а*, *б*), роликом (рис. 8.11, *в*) и стенками впадины на подвижном звене. Фиксирующий элемент находится под действием запирающего усилия пружины *3*. Форма фиксирующей впадины оказывает влияние на быстродействие, точность и надежность работы фиксатора, а также на его динамические свойства (удары шарика при входе во впадину).

Для нормальной работы фиксатора рекомендуется рассчитать (рис. 8.12):

радиус шарика или ролика

$$r = \frac{[(t/2\ \mathrm{tg}\ \psi) - h]\cos\psi}{1 - \cos\psi},$$

где h — ход фиксирующего элемента; t и ψ — ширина и угол впадины;

минимальный ход элемента $h_{\min} = [(1 - \cos\psi)/(2\sin\psi)]\,t$, движущую силу $P_д > Q\ \mathrm{tg}\,(\psi + \varphi)$, где $\varphi = 5 \div 8°$; угол трения между звеньями *1* и *2*; $\psi = 45 \div 50°$ ($\psi_{\max} = 70°$).

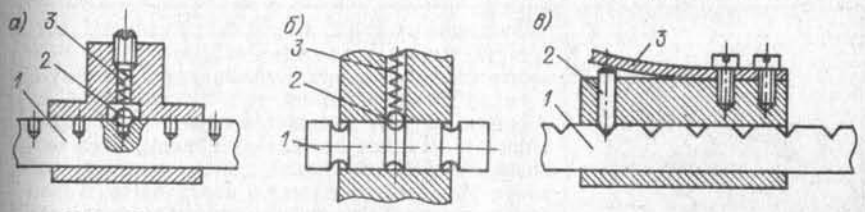


Рис. 8.11. Упругие фиксаторы для деталей, имеющих поступательное перемещение: *а*, *б* — шариковые; *в* — роликовые

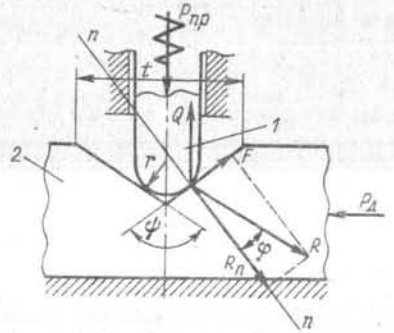


Рис. 8.12. Схемы действия сил в упругом фиксаторе

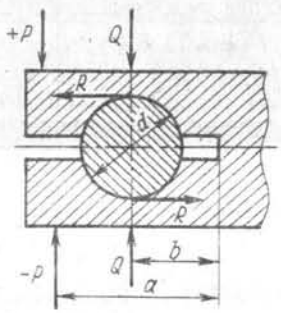
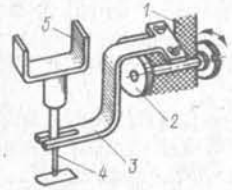
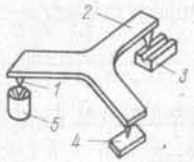
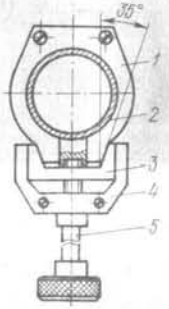


Рис. 8.13. Схема действия усилий в зажиме

Арретирующие устройства. Фиксируют определенные положения подвижных систем приборов при транспортировке прибора, его длительном хранении, а также в тех случаях, когда на него действуют сильные динамические перегрузки, которые могут вывести механизм из строя [33]. Арретирующие устройства (табл. 8.15) уменьшают износ механизмов, они воспринимают динамические перегрузки, предохраняя наиболее слабые детали от повреждений.

Арретирующие устройства находят применение в точных измерительных приборах, гироскопических приборах, весах, а также в ряде других конструкций. Прежде чем начать работать на приборе, его следует разарретировать. Различают арретирующие устройства непосредственного и дистанционного включения.

8.15. Конструкции арретирующих устройств

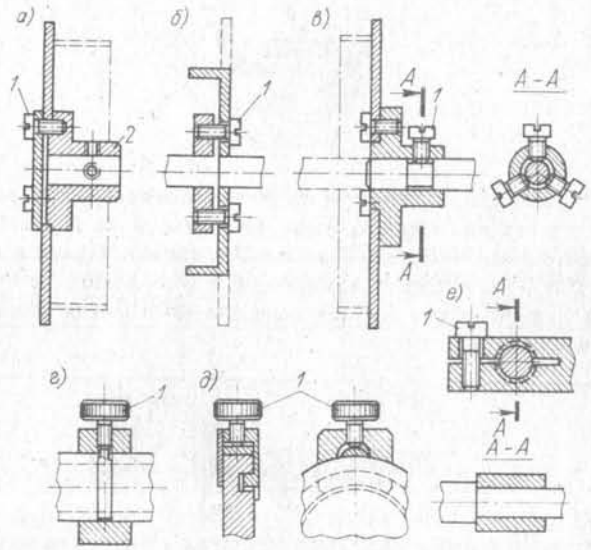
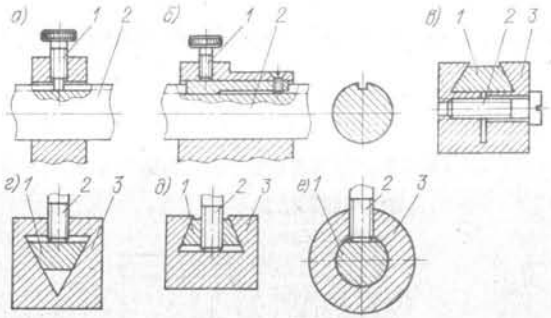
Конструкции арретирующего устройства	Описание конструкции
	Поворотом ручки *1* через эксцентрик *2* обеспечивают прогиб пружинящего фиксатора *3*. Конец фиксатора поднимается, затягивая пружину *4* подвеса рамки *5* электроизмерительного прибора. Положение массивной рамки оказывается зафиксированным, так как конец фиксатора, имеющий форму вилки, отжимает рамку в сторону
	Фиксация детали *2*, имеющей три конуса *1*, обеспечивается тем, что каждый из конусов упирается соответственно в плоскую площадку *4*, призму *3* и опору *5* с коническим углублением. Один из опорных конусов западает в коническую лунку, второй — ложится во впадину призмы, имея возможность при этом скользить вдоль паза, а третий конус упирается в плоскую поверхность. Такая конструкция обеспечивает отсутствие перекосов при установке детали
	При вращении рукоятки *5* в гнезде обоймы *4* происходит перемещение конусообразной детали *3*. При смещении к центру вала щечки хомута *1* сближаются и плотно обжимают вал *2*. Угол зажима рекомендуется выбирать в пределах 30—40°

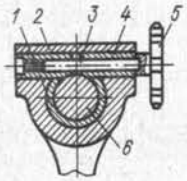
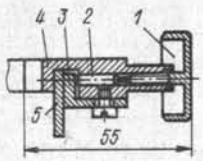
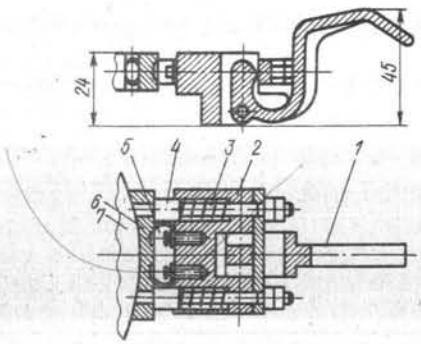
Зажимы. Позволяют за счет сил трения закрепить одну деталь относительно другой, причем детали могут поворачиваться относительно друг друга или двигаться поступательно [33, 91]. В качестве зажимающей детали могут использоваться винт, клин, кулачок, эксцентрик, пружина и их комбинации. Зажимающие устройства (табл. 8.16) применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить или быстрое разъединение и соединение деталей без их разборки, или ослабление соединения.

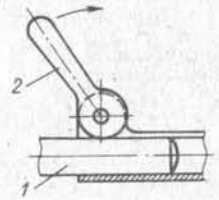
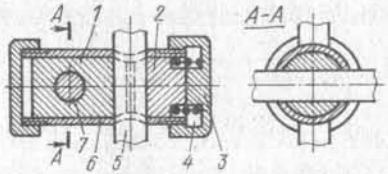
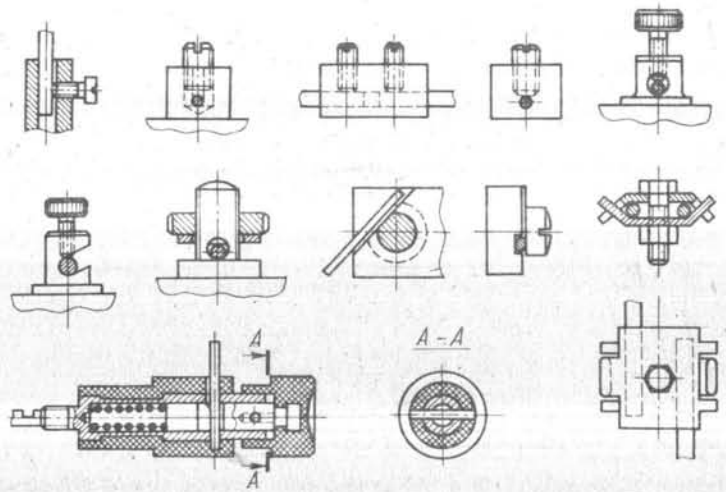
Винты и вкладыши в зажимных устройствах изготавливают из более мягкого материала, чем валик, чтобы не деформировать последний.

В отличие от фиксаторов подвижное звено зажима не имеет фиксирующих впадин, поэтому для его удержания в неподвижном состоянии требуется наличие достаточно большой силы трения $F_т$ между подвижным звеном и неподвижной направляющей.

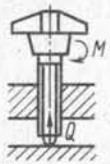
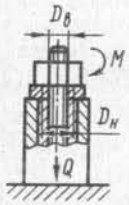
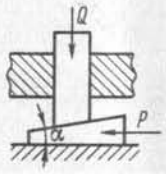
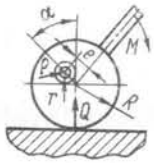
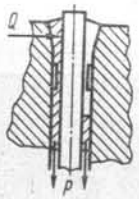
8.16. Примеры конструкций крепления зажимами

Описание конструкции и область применения
 Крепление деталей осуществляется с помощью крепежных винтов *1*. Применяются для крепления дисковых *2* (рис. *а*) и барабанных (рис. *б*, *в*) шкал, стрелок, втулок на валиках (рис. *г*—*е*) и т. п.
 Крепежные винты *1* (рис. *а*, *б*) зажимают деталь *2*, выполненную в виде валика, в котором изготовлен шпоночный паз. Направляющая *1* фиксируется с помощью винта *2* и разрезной детали *3* (рис. *в*) или лыски на направляющей (рис. *г*—*е*) (ГОСТ 13153—67*). Применяются для крепления валиков и специальных деталей

Описание конструкции и область применения
 Втулка *1* имеет цилиндрическую канавку, соответствующую радиусу втулок *2* и *4*. Эти втулки своими вырезами упираются в ось *6*. Для стопорения детали *6* при помощи маховика *5* винтом *3* стягивают втулки *2* и *4*. Создаваемая при этом сила трения между осью *6* и втулками *2* и *4* достаточно велика для стопорения оси *6*. Применяют для закрепления поводков, муфт, шестерен, кулачков и т. п.
 При повороте маховичка *1* штифт *2* выдвигает ползунок *3*, который, касаясь вращающейся детали *5*, прижимает ее к стенке корпуса *4* и останавливает. Возвращение штифта *2* в исходное положение происходит под действием пружины (на рисунке не показана)
 При повороте рукоятки *1* происходит перемещение штоков *4* с пружинами *3*, корпуса *2*, пластинчатой пружины *5* и колодки *6*. Колодка, радиус которой соответствует радиусу вращающейся детали *7*, при соприкосновении с последней останавливает ее

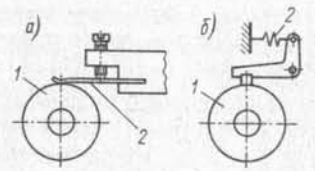
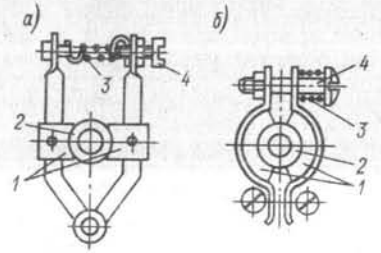
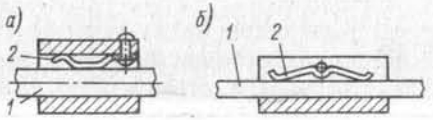
Описание конструкции и область применения
 Крепление валика *1* производится с помощью эксцентрика *2*. Применяют для закрепления деталей управления (ручек, маховичков, передач и т. п.), блоков, валиков и отдельных деталей
 Зажим крепит стержни *7* и *5*. При навинчивании гайки *3* на корпус *6* выступ гайки давит на «сухарь» *2*, стержень *5* и «сухарь» *1*. Пружина *4* предназначена для создания натяга при опускании гайки и закрепления стержней от свободного перемещения и вращения (ГОСТ 13154—67*)
 Применяется для закрепления стержней, расположенных перпендикулярно друг к другу, а также для закрепления электрических проводов на контактных устройствах

8.17. Формулы для расчета зажимных устройств

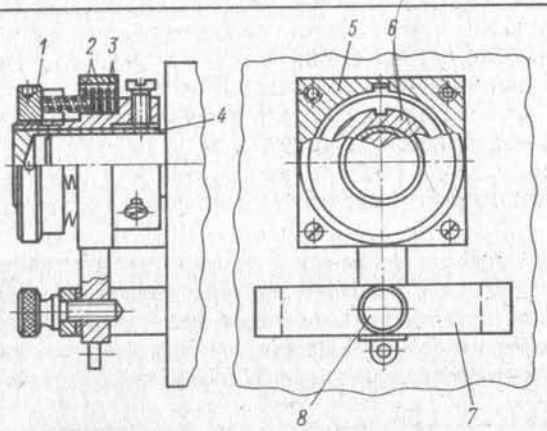
Зажимное устройство	Расчетные формулы
	$Q = M/[r_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)]$ Для резьбы М2—М20 и $\varphi = 10°$ можно пользоваться приближенным выражением $Q = M/(0{,}1d)$
	$Q = M \Big/ \left[r_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{3} \frac{\mu (D_н - D_в)}{D_н^2 - D_в^2} \right]$. Для гаек с резьбой М2—М12 и $f_{тр} = 0{,}18$ можно пользоваться приближенным выражением $Q = M/0{,}22d$
	$Q = P/\operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi)$
	$Q = M/[R \sin(\varphi + \rho + e \sin(\alpha + \varphi)]$. Условие самоторможения: $e = \frac{1}{k} R \sin(\varphi + \rho)$, где k — коэффициент запаса, $k = 1{,}5 \div 2{,}0$
	$Q = P/\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$

Примечание. Принятые обозначения: Q — усилие, развиваемое зажимом, Н; P — прилагаемое усилие к зажиму, Н; M — момент, создаваемый на рукоятке зажимного устройства, Н·мм; $r_{ср}$ — средний радиус резьбы винта, мм; α — угол подъема резьбы, град; φ — угол трения в резьбе, град; d — наружный диаметр резьбы, мм; $D_н$ — наружный диаметр опорного торца гайки, мм; $D_в$ — внутренний диаметр опорного торца гайки, мм; $f_{тр}$ — коэффициент трения; R — радиус эксцентриситета, мм; e — эксцентриситет, мм; r — радиус цапфы, мм; ρ — радиус круга трения цапфы, мм.

8.18. Конструкции тормозов в приборостроении

Описание конструкций и область применения
 Торможение подвижного элемента *1* осуществляется с помощью плоской пружины *2* (рис. *а*), либо с помощью пружины растяжения *2* (рис. *б*). Усилие торможения регулируется натяжением соответствующих пружин. Применяют, когда момент вращения подвижного элемента очень мал; при необходимости уменьшения скорости вращения; при малых нагрузках на двигателе
 Для торможения маховичков *2* (рис. *а*, *б*) используют колодки *1*, которые создают тормозной момент за счет пружин *3*, натяжение которых регулируется винтами *4*. Применяют, когда необходимо уменьшить частоту вращения; при создании нагрузочных моментов на валиках, выходящих из приборов; при проверке их под нагрузкой
 Торможение детали *1* осуществляется за счет плоской пружины *2*, закрепленной винтом (рис. *а*) или штифтом (рис. *б*). Применяют в случае поступательного перемещения деталей

Продолжение табл. 8.18

Описание конструкций и область применения
 Тормоз состоит из набора шайб *2* и *3*, сдавливаемых пружинами. Шайбы *2* имеют выступ по наружному диаметру, а шайбы *3* — по внутреннему. Выступами шайбы *2* входят во впадины корпуса *5*, а шайбы *3* — в шпоночные пазы оправки *6*. Оправка *6* со шпоночными пазами через разрезную втулку *4* закрепляется на валу прибора *1*. К корпусу прибора крепится плата, на которой располагается скоба *7*. При вращении валика прибора оправка *6* ведет шайбы *3*, зажатые между шайбами *2*. Вращающий момент через шайбы *2* передается на корпус *5*. Последний в рабочем положении пальцем *8* связан со скобой

Если Q — усилие, действующее со стороны каждой из лапок (рис. 8.13), $f_{тр}$ — коэффициент трения, d — диаметр валика, a — плечо, на которое приложена сила P затяжки винта, b — плечо, на котором действует усилие Q, то, пренебрегая упругостью лапок, получим выражение, по которому рассчитывают создаваемый момент трения, $M_{тр} = \mu Qd$. Так как $Q = Pa/b$, то

$$M_{тр} = f_{тр}\, dPa/b, \quad f_{тр}\, dPa/b > M_{вр} \text{ или } P > M_{вр} b/(f_{тр} ba).$$

Основные формулы для расчета некоторых зажимных устройств приведены в табл. 8.17 [78].

Тормоза используют в линиях ручного и автоматического привода (табл. 8.18).

8.4. Ограничители вращения

Ограничитель вращения (стопор) применяется для ограничения наибольшего угла поворота φ_{max} ведомого звена механизма, $\varphi_{max} = n\,360°$, где n — заданное число оборотов (обычно $n > 1$).

В тех случаях, когда источником вращения является электродвигатель, применение механического ограничителя может вызвать сильный динамический удар и повлечь за собой сгорание двигателя. В целях уменьшения выбега электродвигателя в схемах управления необходимо предусматривать его электрическое торможение.

Ограничители, снабженные электрическими контактами для выключения электродвигателя при подходе к предельным положениям, носят название электромеханических ограничителей. В качестве электромеханических стопоров используются некоторые из описываемых ниже механических ограничителей при установке на них электрических контактов, срабатывающих в предельных положениях стопора.

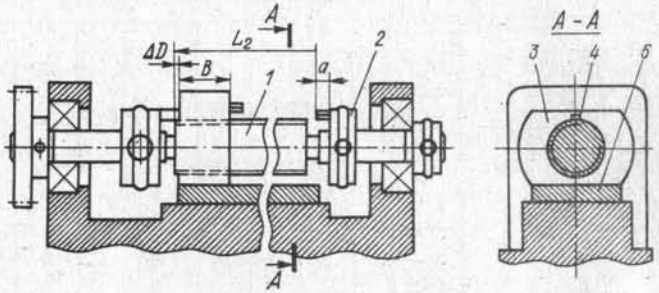


Рис. 8.14. Стопор винтовой

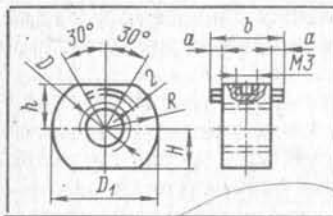
Выбор конструкции ограничителя вращения обусловливается следующими факторами: числом оборотов, на которое должен быть рассчитан ограничитель; усилием, которое возникает при стопорении; моментом трения; предельными габаритными размерами ограничителя вращения, которые допускаются местом его установки; удобством сборки и регулирования (подгонки) стопорящих элементов; точностью фиксирования крайних положений элементов стопорного устройства.

Основные требования к конструированию и монтажу ограничителей вращения следующие: 1) детали, непосредственно воспринимающие ударную нагрузку в момент стопорения, должны быть прочными; 2) для предохранения от поломки элементов механизма, жестко связанных с ограничителем вращения, следует включить в кинематическую цепь (до ограничителя вращения) предохранительное устройство, например шариковую или фрикционную муфту; при вращении механизма двигателем включение предохранительного устройства обязательно; 3) ограничитель вращения необходимо располагать вблизи маховика или двигателя.

Число элементов кинематической цепи, воспринимающих удар в момент стопорения, должно быть минимальным. При наличии вращающихся масс, обладающих большим моментом инерции, необходимо стопорить непосредственно эти массы, чтобы разгрузить передачи от сил инерции.

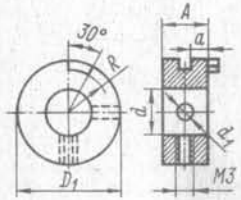
Стопор винтовой (рис. 8.14) состоит из винта *1*, двух упорных колец *2* и гайки *3*. Гайки удерживаются на месте при вращении

8.19. Размеры ходовых гаек, мм



D	D_1	H	b	a	R	h
12×1,5	25	10—0,05	15	1,5	7	11,5
14×2	28	12—0,05	18	2	8	13
16×2	30	13—0,05	20	2	9	14

8.20. Размеры упорных колец, мм



Резьба ходового винта	d	D_1	A	a	R	Размеры штифта конического (ГОСТ 3129—70)
12×1,5	8	18	10	1,5—0,1	7	2×4
14×2	10	20	12	2—0,1	8	3×5
16×2	12	22	14	2—0,1	9	3×5

винта планкой *5*, в паз которой входит выступ гайки [78]. Гайка и кольца имеют торцовые выступы *4*. При перемещении гайки по винту из одного крайнего положения в другое выступ гайки упирается в выступ кольца и движение гайки прекращается. Для уменьшения износа торцовых зубьев кольца *2* устанавливаются с зазором $\Delta p = 0{,}2p$, где p — шаг резьбы ходового винта. Если выбран электромеханический стопор, то на ходовой гайке дополнительно устанавливают контактные группы. Достоинством является высокая точность, которая без учета упругих деформаций звеньев составляет $\Delta\varphi = \pm 15'$. Однако имеются большие потери на трение при движении гайки относительно ходового винта и по направляющей. Для уменьшения трения ходовые гайки (табл. 8.19) и упорные кольца (табл. 8.20) изготавливают из стали 50, покрытие 18.м (ГОСТ 14623—69).

Рассчитывают следующие размеры: 1) перемещение ходовой гайки для однозаходной резьбы $L = np$, где n — число оборотов стопора; p — шаг резьбы ходового винта, мм; 2) длину нарезанной части ходового винта $L_1 = L + (Б - 2a)$, где $Б$ и a — размеры ходовой гайки, мм; 3) расстояние между стопорными кольцами $L_2 = p\,(n - 2) + Б + 2\Delta p$ $(\Delta p = 0{,}2p)$.

Стопор с кулачковыми шайбами (рис. 8.15) имеет кулачковые шайбы *3*, свободно закрепленные на оси *4* [24]. Ведущая шайба *1* в виде кольца жестко связана с осью *4*. Все кулачковые шайбы

имеют выступы. Неподвижная упорная кулачковая втулка *5*, установленная в корпусе прибора, имеет также выступ, служащий упором. При вращении оси уступ на шайбе *1* захватывает торцовую часть зуба первой кулачковой шайбы *7*, которая начинает вращаться вместе с осью. Шайба *7* имеет такой же зуб, поэтому, поворачиваясь, захватывает торцовую часть зуба второй кулачковой шайбы *6*, затем зуб шайбы *6*, поворачиваясь, захватывает зуб шайбы *2* и т. д., пока последняя кулачковая шайба своим зубом не упрется в зуб кулачковой втулки *5* и не застопорит вращение оси *4*. От числа кулачковых шайб зависит число

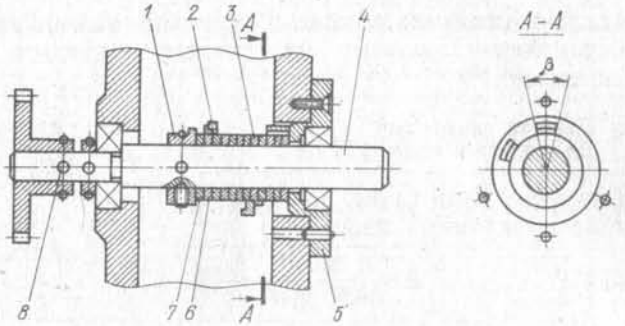
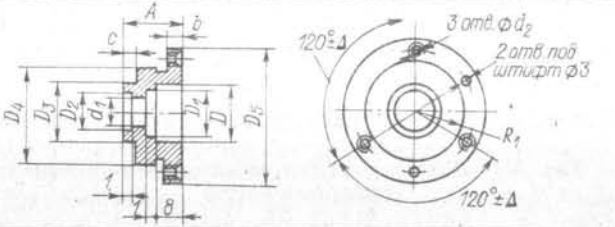


Рис. 8.15. Стопор с кулачковыми шайбами

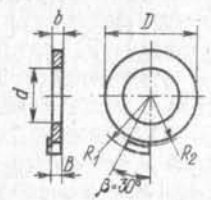
оборотов оси, обычно n не более 20. Стопор обладает высокой точностью ($\Delta\varphi = \pm 12'$), однако требуется подгонка кулачка упорной втулки. Размеры заготовок втулки упорной (табл. 8.21) и шайбы кулачковой (ГОСТ 17778—72*) стандартизованы (табл. 8.22).

8.21. Размеры заготовок упорной втулки, мм



Диаметр валика d	d_1	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	d	B	b	c	Δ	d_2	R_1
6	7	19	15	13	17	22	35	6	6	3	1,3	±20	3,5	14±0,1
8	9	22	17	16	20	25	42	8	7	4	1,8	±20	4,5	16±0,1
10	11	30	24	19	23	35	55	10	9	4	1,8	±10	4,5	22±0,1
12	13	32	26	20	25	35	55	12	10	4	1,8	±10	4,5	22±0,1

8.22. Размеры кулачковой шайбы, мм



d	D	R_1	R_2	b	B
6	16	8,5	6,5	1,5	2,8
8	15	10	8	2	3,8
10	18	11,5	9,5	2	3,8
12	19	12,5	10	2	3,8

Для исключения среза штифта *8* крутящий момент на ведущем валике ограничен. Значения допускаемых крутящих моментов приведены ниже:

Диаметр валика, мм	6	8	10
Допускаемый момент, Н·см . . .	10,0	20,0	30,0

Рассчитывают следующие размеры:

1. Число кулачковых шайб

$$k = \frac{360°n}{360° - 2\beta} - 1, \qquad (8.1)$$

где β — угол кулачка, $\beta = 15 \div 30°$; n — заданное число оборотов;

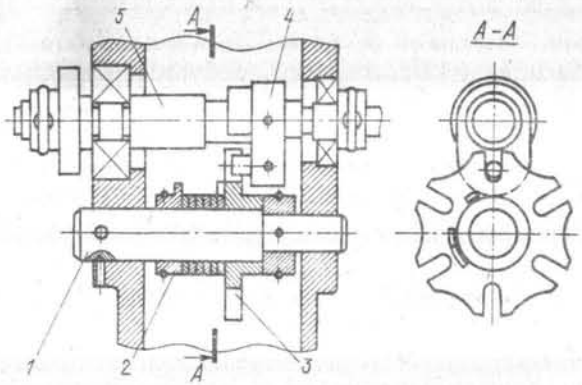


Рис. 8.16. Стопор с кулачковыми шайбами и «мальтийским крестом»

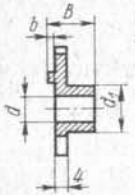
2. Угол кулачка упорной втулки

$$\alpha = [360° - 2\beta k - 360° (n - 1) - \beta]. \qquad (8.2)$$

При $\beta = 30°$ формулы (8.1) и (8.2) упрощаются: $k = 1{,}2n - 1$, $\alpha = 360°k + 330° - 360°n$.

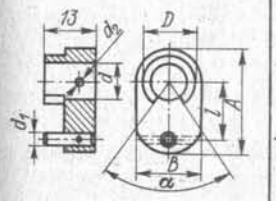
Стопор с кулачковыми шайбами и «мальтийским крестом» (рис. 8.16) имеет валик *1*, закрепленный в корпусе неподвижно, «мальтийский крест» *3* и кулачковые шайбы, свободно насаженные на валик, а также упорный кулачок *2*, заштифтованный на валике *1*

8.23. Размеры «мальтийских крестов», мм



Шестилопастный	d	d_1	a	b	B	R_2	D_1	D_2	R_3	D_4	R_1
1	6	10	4	1,3	8	14	12	26	28	30	8,5
2	8	15	—	—	—	—	—	—	—	—	10
3	10	—	6	1,8	12	20	16	36	40	43	11,5

8.24. Размеры поводков для стопора, мм



d	D	l	d_1	A	B	d_2	α
6	14	$10{,}2 \pm 0{,}2$	4	21	14	1,5	$94° + 20'$
10	20	$14 \pm 0{,}2$	6	29	20	2	$98° + 20'$

[78]. При вращении валика *5* поводок *4* поворачивает «мальтийский крест» *3*. Последний своим выступом поворачивает кулачковые шайбы до упора шайбы в выступ упорного кулачка *2*. Обычно в стопоре используются «мальтийские кресты» на шесть и восемь лопастей. Стопор применяется при числе шайб более 20. Конструкция и размеры «мальтийских крестов» и поводков для стопора приведены в табл. 8.23 и 8.24.

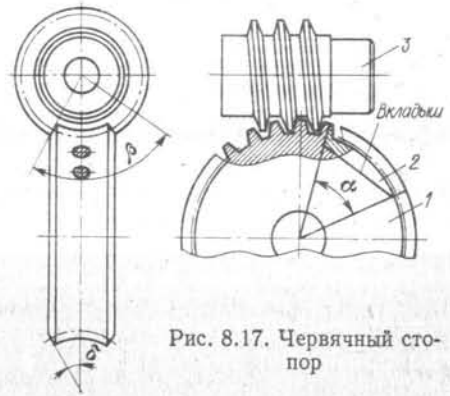


Рис. 8.17. Червячный стопор

Рассчитываются следующие размеры: 1) число оборотов «мальтийского креста» $n_1 = n/z$, где z — число лопастей «мальтийского креста»; 2) число кулачковых шайб $k = 360°\ n_1/300°$; 3) угол кулачка упорной втулки $\alpha = 300°\ k + 330° - 360°\ n_1$.

Червячный стопор (рис. 8.17) состоит из червячного колеса *1*, часть зубчатого венца которого удаляют и на освобожденное место устанавливают вкладыш *2* без зубьев. На червяке *3* нарезают ограниченное число ниток, причем их концы сфрезеровывают. Стопор применяют при числе оборотов червяка больше 17

($n > 17$). Червяк и вкладыш изготавливаются из стали 50, а червячное колесо — из стали 35. Для защитного покрытия всех деталей, кроме поверхностей зубьев, используется цинкование (ГОСТ 14624—84).

Рассчитываются следующие размеры:

1) число шагов червячного колеса a, соответствующее центральному углу α колеса для вкладыша,

$$a = (z_k - n) - 2,$$

где z_k — число зубьев червячного колеса выбирается в зависимости от требуемой передачи, но не менее 28; рекомендуется выбирать модуль 1 или 1,5 мм, червяк — однозаходный $z_ч = 1$;

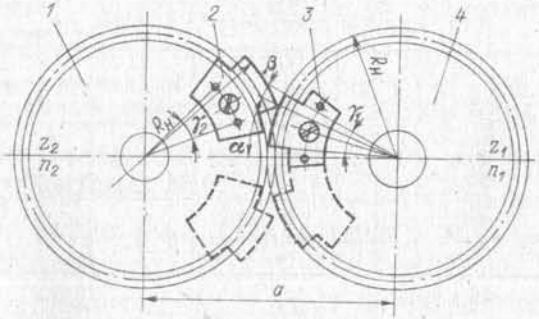


Рис. 8.18. Шестеренный стопор

2) центральный угол α паза колеса и вкладыша

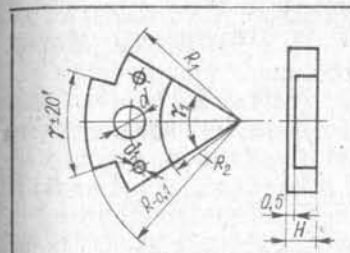
$$\alpha = 360^\circ\, a/z_k;$$

3) угол β между срезами нитки червяка: когда n — целое число, $\beta = 2\delta$, когда n — дробное число, $\beta = 2\delta +$ дробная часть оборота червяка.

Длина рабочей части червяка l: для $m = 1$ мм рекомендуется $l = 12$ мм; для $m = 1{,}5$ мм — $l = 18$ мм.

Шестеренный стопор (рис. 8.18) состоит из двух зафиксированных на валах цилиндрических колес *1* и *4* [78]. Закрепленные на них кулачки *2* и *3* допускают поворот валов лишь на определенные углы, зависящие от передаточного отношения зубчатой пары $n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = \varphi_1/\varphi_2 = z_2/z_1$, где n_1 и n_2 — число оборотов колес; z_1 и z_2 — число зубьев; φ_1 и φ_2 — углы их поворота; ω_1 и ω_2 — частота вращения колес. Одно из колес механизма (ведущее), наибольший угол вращения которого должен быть ограничен, является стопоримым, второе — стопорящим, или дополнительным. Стопоримым может быть любое из колес пары. Кулачки закрепляются на зубчатых колесах таким образом, чтобы их наружные радиусы $R_н$ были одинаковы: пусть, например, стопоримым будет ведущее колесо z_1. При его вращении против движения часовой стрелки находящиеся в соприкосновении кулачки

8.25. Размеры кулачка для зубчатых колес, мм



H	d	d_1	Модуль колеса m
2,5	2,8	1,4	До 0,5
3,0	3,2	1,9	0,8—1,0
5,0	5,5	2,9	1,0—3,0

разойдутся в противоположные стороны и через n_1 оборотов колеса z_1 займут второе стопорное положение, показанное на рис. 8.17 штриховыми линиями. При этом $\varphi_2 = \varphi_{max} u_{21} = \varphi_{max} z_1/z_2$. Таким образом, при заданном угле φ_2 наибольшее значение φ_{max} определяется только передаточным отношением зубчатой пары. Путем ввода между стопорным валом и стопорным колесом дополнительных зубчатых пар в данном ограничителе может быть получен любой угол ограничения. Конструкция и размеры кулачка для зубчатых колес приведены в табл. 8.25.

Рассчитываются следующие размеры:

1) наружный радиус $R_н$ кулачка $R_н = a/(2\cos\gamma_2)$, где a — межосевое расстояние, мм;

2) число зубьев ведущего колеса $z_1 > n$, где n — число оборотов стопоримого колеса; так как $z_1 > z_2$, то

$$z_2 \geqslant z_1 (n + 1)/(n + 2);$$

3) угол кулачка γ_1

$$\gamma_1 = \frac{z_1 [2\alpha + 2\beta + z_2 (360^\circ - 2\alpha)]}{z_1 + z_2},$$

где α — угол установки кулачков, $\alpha = 20 \div 30^\circ$; β — угол упора, $\beta = 3 \div 5^\circ$;

4) изменение угла упора

$$\Delta\beta = \frac{\Delta\gamma}{2z_1} (z_1 + z_2);$$

5) фактическое число оборотов ведущего колеса

$$n_1 = n - \frac{2\alpha - 2(\beta + \Delta\beta) - (\gamma + \Delta\gamma)}{360^\circ};$$

6) фактическое число оборотов ведомого колеса

$$n_2 = n + \frac{360^\circ - 2\alpha - (\gamma + \Delta\gamma)}{360^\circ};$$

7) радиус окружности установки кулачков R

$$R = \frac{m (z_1 + z_2)}{4\cos\alpha},$$

где m — модуль зубчатых колес.

Пример расчета. Рассчитать шестеренный стопор $n = 5{,}9$ об. Принимаем: $m = 1$ мм, $z_1 = 40$, $\alpha = 30°$, $\beta = 4°$.

Число оборотов стопора округляем до ближайшего целого числа; $n = 6$ об.

Число зубьев ведомого колеса $z_2 \geqslant 40\,(6 + 1)/(6 + 2)$, так как должно выполняться условие $z_2 > 35$, принимаем $z_2 = 35$.

Угол кулачка

$$\gamma_1 = \frac{40\,[2 \cdot 30° + 2 \cdot 4° + 35\,(360° - 2 \cdot 30°)]}{40 + 35} = 32{,}26°,$$

округляем γ до 33°, тогда $\Delta\gamma = 33° - 32{,}26° = 0{,}74°$.

Остальные параметры равны:

$$\Delta\beta = \frac{0{,}74°}{2 \cdot 40}(40 + 35) = 0{,}7°; \quad \beta + \Delta\beta = 4° + 0{,}7° = 4{,}7°.$$

$$n_1 = 6 - \frac{2 \cdot 30° - 2\,(4° + 0{,}7°) - (32{,}26° + 0{,}74°)}{360°} = 5{,}9 \text{ об.}$$

$$R = \frac{1\,(40 + 35)}{4 \cos 30°} = 21{,}65 \text{ мм.}$$

8.5. Шкалы, стрелки

Шкалы и стрелки служат для снятия показаний с приборов. Они применяются в счетно-решающих измерительных и контрольных приборах.

Шкала (ГОСТ 5365—83*) — совокупность отметок, изображающих ряд последовательных чисел, соответствующих значениям измеряемой величины. Она может быть нанесена непосредственно на поверхность корпуса прибора или на специальную деталь, называемую циферблатом. На поверхность циферблата, кроме шкалы, наносят условные обозначения, надписи и знаки, характеризующие прибор.

Основные элементы шкалы:

цена деления — значение измеряемой величины, соответствующее одному делению шкалы;

длина или интервал деления — расстояние между осями (черта, штрих) или центрами (точка) двух смежных отметок;

отметка шкалы (черта, точка, зубец и т. п.) — определенное значение измеряемой величины;

нуль шкалы — отметка, соответствующая нулевому значению измеряемой величины;

конец шкалы — отметка, определяемая наибольшим значением величины;

рабочая часть шкалы — длина, в пределах которой погрешности не превышают величин, установленных нормами.

Шкалы классифицируют по следующим признакам:

форме циферблата — на плоские цилиндрические, конические, сферические;

освещенности — на несветящиеся (подсвеченные от искусственного источника); светящиеся (цифры и отметки покрыты светящейся краской);

подвижности циферблата — на подвижные (перемещается шкала или ее изображение, указатель остается неподвижным); неподвижные (в процессе измерения указатель перемещается относительно неподвижной шкалы); комбинированные (шкала и указатель перемещаются относительно друг друга);

начертанию — на прямолинейные, когда отметки расположены вдоль прямой линии (рис. 8.19, *б*); дуговые, когда отметки расположены по дуге окружности до 180° (рис. 8.19, *в*); круговые, когда отметки расположены по дуге окружности свыше 180° (рис. 8.19, *а*);

характеру начертания — на равномерные, т. е. с постоянным интервалом и ценой деления (рис. 8.19, *а*);



Рис. 8.19. Шкала: *а*—однострочная круговая; *б*—однострочная прямолинейная; *в*—многострочная дуговая

неравномерные, т. е. с переменным интервалом и ценой деления (рис. 8.19, *б*, *в*); расширяющиеся (рис. 8.19, *в*), суживающиеся (рис. 8.19, *б*); комбинированные (рис. 8.19, *в*);

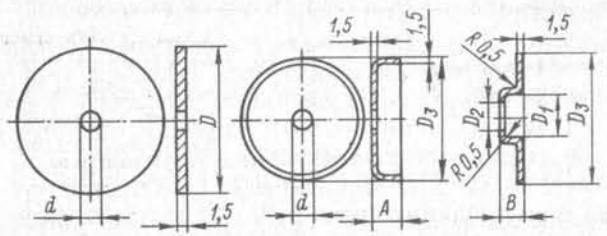
расположению нулевой отметки на односторонние (рис. 8.19, *а*, *б*); двусторонние (рис. 8.19, *в*);

числу строк — на однострочные (рис. 8.19, *а*, *б*); многострочные (рис. 8.19, *в*).

Шкалы изготавливают из дюралюминия Д16Т (ГОСТ 2685—75*), латуни Л62 (ГОСТ 17711—80*), пластмассы (оргстекло, эбонит), бронзы БрОФ 6,5—0,15 (ГОСТ 18175—78*), БрБ2 (ГОСТ 15527—70*), сталей А12, А30 (ГОСТ 1414—75* Е).

Размеры заготовок циферблатов (табл. 8.26) должны соответствовать ГОСТ 17348—81. Заготовки шлифуют, а затем на них наносят защитное покрытие: оксидирование (для заготовок из дюралюминия и стали), никелирование (из бронзы, латуни и стали) или окраску лаками и масляной краской. Цвета краски и покрытие выбирают в зависимости от требований и условий работы шкалы. Четкость шкалы обеспечивают совокупностью размеров букв и цифр, цветом цифр и фоном шкалы. Металличе-

8.26. Основные размеры заготовок циферблатов, мм



D	d	A	D_2	D_1	D_3	B	D	d	A	D_2	D_1	D_3	B
40	—	—	—	—	—	—	70	13	—	—	—	—	—
50	—	12	—	—	60	6,5	80	—	16	—	—	80	8,5
60	—	14	—	—	65	8,5	100	—	18	18	18	100	22,0

ские шкалы (ГОСТ 5365—83*) имеют белый цвет, цифры и отметки — черный или наоборот. Для меньшей утомляемости оператора фон шкалы делают светло-желтым или цвета слоновой кости.

Размеры цифр, букв и знаков (ГОСТ 2930—62) следующие: шрифты высотой 3, 4, 5, 6, 8 и 10 мм; соотношение между высотой и шириной — 3 : 2; толщина — от 1/7 до 1/8 высоты знака. Отметки на шкалах (ГОСТ 5365—83): главные, обозначающие целые числа; средние, обозначающие 1/2 или 1/5 часть главного деления; малые, делящие главные деления на пять или десять частей. Длина отметки: главных — 1,5—3 мм; средних — 0,5—6 мм; малых — 2—4 мм. Толщина отметки для приборов: отсчетных — 0,15—0,25 мм; лабораторных — 0,1—0,15 мм; переносных — 0,2—0,3 мм.

Цена деления a для равномерных шкал постоянна по всей длине шкалы и выбирается из следующего ряда: 1; 2; 5; 10. Для шкал многопредельных приборов — из ряда 1; 1,25;, 1,5; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10.

Для нанесения на шкалы делений, цифр и надписей применяют способы: фотохимический, офсетной печати, гравирование с последующим окрашиванием изображения эмалями или светящимися красками. Стандартами предусмотрены допуски (табл. 8.27) на гравирование дисковых, цилиндрических и линейных шкал (ГОСТ 5365—83*). Для шкал, получаемых методом печатания, допускают отклонения на расстояния между рисками: для дисковых шкал $\Delta\alpha = \pm 20'$, для линейных $\Delta l = \pm 0{,}2$ мм.

Нониусы служат для облегчения оценки долей интервала шкалы. Их применение снижает влияние субъективных факторов при измерении, повышает производительность и точность отсчета. Они представляют собой дополнительную шкалу, форма которой

8.27. Допуски на гравирование дисковых, цилиндрических и линейных шкал

Расстояние по шкале	Класс точности прибора		
	1-й	2-й	3-й
	Допускаемые отклонения, угл. мин		
Дисковой, цилиндрической: между соседними рисками	±3	±5	±8
между любыми рисками в пределах всей шкалы	±5	±8	±12
	Допускаемые отклонения, мм		
Линейной: от риски к риске	±0,05	±0,07	±0,12
на длине 100 мм	±0,06	±0,08	±0,12

определяется конструкцией и точностью основной шкалы. Конструктивно выполняют в виде прямоугольника для линейных шкал (рис. 8.20), сегмента — для круговых шкал, закрепленных на подвижных индексах стрелках [23, 124]. Отсчет по нониусу производят следующим образом. Если, например, шкала нониуса имеет 10 делений, приходящихся на длину 9 мм основной шкалы, то одно деление нониуса короче на 0,1 мм деления основной шкалы и цена его деления равна 0,1 мм. Шкала нониуса сдвинута относительно основной на 0,8 мм и 8-е деление нониуса совпадает с одним из делений основной шкалы. Следовательно, положение шкалы нониуса относительно основной шкалы соответствует отсчету 5,8 мм.

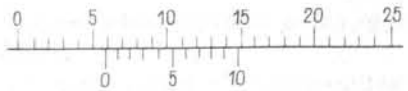
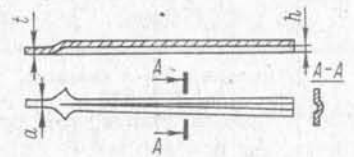
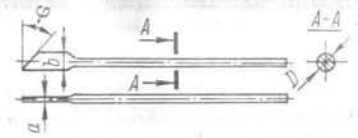
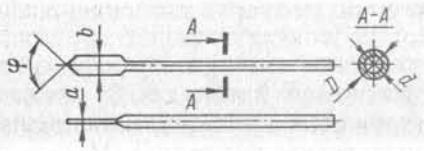


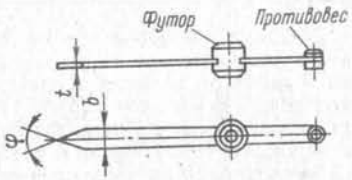
Рис. 8.20. Шкала-нониус

Стрелки применяют в измерительных приборах с непосредственным отсчетом по шкале. Их конструктивное оформление разнообразно и зависит от назначения прибора, способа крепления, точности отсчета по шкале. В табл. 8.28 показаны наиболее распространенные варианты конструкции стрелок (ГОСТ 17406—72*). Крепление стрелок с футерами на осях приборов производят с помощью неподвижной посадки (рис. 8.21, *а*, *б*) или с использованием винтов (рис. 8.21, *в*, *г*).

В качестве материала для стрелок используют листы из алюминиевых сплавов Д16АМ или Д1АМ, латуни Л63, алюминиевую проволоку и трубки соответствующих диаметров. Стрелкодержатели выполняют из листовых алюминиевых сплавов и латуней

8.28. Основные размеры стрелок, мм

Конструкция	Способ крепления	Область применения
 $t = 0{,}2 \div 0{,}3$ $a \leqslant 0{,}3$ $h \leqslant 0{,}2$	С помощью стрелкодержателя	Стационарные щитовые приборы
 $t = 0{,}2 \div 0{,}3$ $a = 0{,}1 \div 0{,}2$ $b = 1{,}5 \div 2{,}0$	То же	Стационарные приборы с повышенной точностью отсчета
 $D = 0{,}5$ $a = 0{,}1 \div 0{,}2$ $b = 1{,}5 \div 2{,}0$ $\varphi = 45°$	»	Переносные приборы лабораторного типа
 $D = 0{,}5$ $d = 0{,}3$ $a = 0{,}1 \div 0{,}2$ $b = 1{,}5 \div 2{,}0$ $\varphi = 45°$	»	То же

Конструкция	Способ крепления	Область применения
 $t = 0{,}2 \div 0{,}3$ $b = 1{,}5 \div 2$ $\varphi = 40 \div 60°$	С помощью футера на оси прибора	Приборы с круговой шкалой

методом холодной штамповки. Для изготовления футеров, держателей противовесов и их самих служат латунные прутки и проволока ЛС59-1. В некоторых случаях противовесы изготовляют из свинца марки С2 или С3. Стрелки и стрелкодержатели из алюминиевых сплавов анодируют, а из латуни — оксидируют. Футеры подвергают оксидированию.

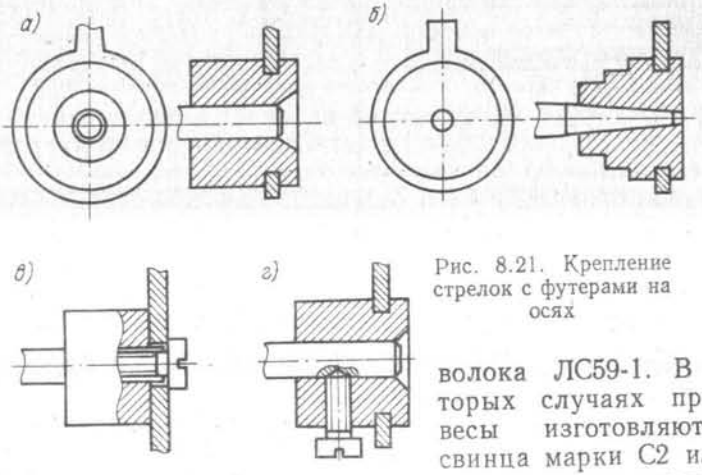


Рис. 8.21. Крепление стрелок с футерами на осях

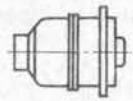
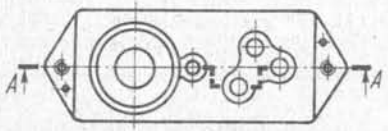
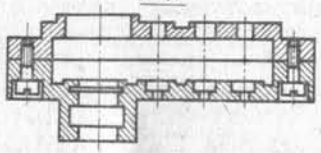
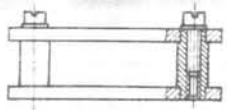
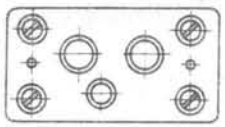
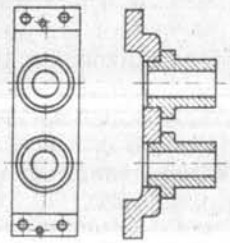
8.6. Корпусы приборов

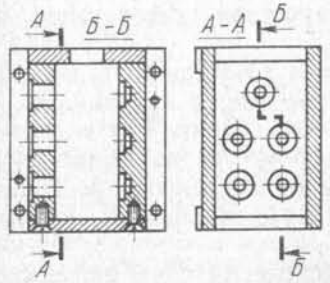
Корпусы приборов по функциональному назначению делят на две группы: корпусы-кожухи и корпусы несущие [124].

Корпусы-кожухи предназначены для защиты механизмов приборов от случайных механических повреждений или воздействия отдельных факторов внешней среды — пыли, влаги и т. д. Их изготавливают из различных металлов и пластмасс.

В серийном производстве корпусы-кожухи преимущественно выполняют методом штамповки-вытяжки из листового материала.

8.29. Основные характеристики несущих корпусов (ГОСТ 17467—79*)

Конструкции корпусов	Основные характеристики
Разъемные Исполнение 1  Исполнение 2  	Обладают высокой прочностью, жесткостью, хорошо защищают детали и узлы от внешних воздействий, допускают поузловую сборку. Изготавливаются литьем под давлением, используются в серийном и массовом производстве. Центрирование корпуса и крышки осуществляется с помощью штифтов или по цилиндрической поверхности. Отверстия под подшипники в корпусе и крышке обрабатываются совместно, при этом с высокой точностью обеспечивается параллельность валов редуктора
Двухплатные  	Состоят из двух параллельных пластин (плат), скрепленных распорными стойками и винтами. Обладают невысокой прочностью и жесткостью. От внешних воздействий корпус закрывается кожухом прибора. Удобны в сборке, технологичны. Платы изготавливают литьем, прессованием, штамповкой с последующей механической обработкой на станках. Корпусы применяют в массовом, серийном и единичном производстве
Одноплатные 	Имеют форму пластины с ребрами жесткости и необходимыми приливами. Обладают достаточной прочностью и жесткостью, допускают поузловую сборку и удобную регулировку механизма. Для защиты механизма от внешних воздействий используют крышки-кожухи

Конструкции корпусов	Основные характеристики
Сборные  	Состоят из пластин, угольников и крышек, соединенных винтами и штифтами. Имеют повышенную прочность, жесткость, защищают механизм от внешних воздействий, но ограничивают возможности узловой сборки. Корпусные детали изготавливают из листов, уголков путем механической обработки на станках. Используют в единичном производстве — для макетов и опытных лабораторных образцов

Для этой цели наиболее часто применяют стали марок 20 (ГОСТ 1577—81*), 12Х18Н10Т (ГОСТ 5632—72*) АМц (ГОСТ 4784—74*) или сплавы на медной основе — Л63 (ГОСТ 15527—70*). Наиболее технологичной формой полых корпусов является цилиндрическая с отношением высоты к диаметру 0,5—0,6.

При проектировании корпусов-кожухов сборными из двух деталей и более необходимо помнить, что трудоемкость изготовления при холодной штамповке во много раз меньше, чем при механической обработке, и при этом существенно повышается коэффициент использования металла.

Несущие корпусы состоят из подвижных и неподвижных узлов и деталей механизма и должны обеспечивать их требуемое взаимное расположение. Классификация несущих корпусов по конструктивным признакам и условиям сборки приведена в табл. 8.29.

Размеры корпуса определяются габаритными размерами сборочных единиц и деталей, устанавливаемых внутри него. Конструирование корпуса осуществляется, как правило, после разработки кинематической и компоновочной схем механизма. Размер зазора между внутренней поверхностью корпуса и узлом должен быть больше суммы допусков на неточность их изготовления.

Форма и размеры корпуса определяются способом его изготовления. В связи с этим различают цельноточеные, сварные, литые, прессованные и штампованные корпусы и их элементы.

Цельноточеные корпусы широко используются в условиях единичного производства; они, как правило, состоят из нескольких деталей: корпуса и одной или нескольких крышек.

Сварные корпусы выполняют чаще всего из проката (листов, полос, труб, уголков и т. д.). После сварки корпус рекомендуется

обжигать, а иногда и править (рихтовать). Затем производят механическую обработку плоскостей и отверстий.

Для приборных механизмов ориентировочная толщина стенки сварного корпуса может быть выбрана из соотношения

$$S = 1{,}5\sqrt[4]{0{,}1M_{вр}} \leqslant 4 \text{ мм},$$

где $M_{вр}$ — вращающий момент на выходном (тихоходном) валу передачи.

Если нагрузки, действующие в механизме прибора, невелики, то толщина стенки определяется типом сварки и усилиями, возникающими при обработке корпуса после сварки. Для повышения жесткости корпуса его усиливают ребрами, располагаемыми снаружи, как правило, у мест крепления подшипников. Точность сборки деталей корпуса перед сваркой повышают, используя установочные поверхности.

Для единичного производства сварные корпусы оказываются значительно дешевле, чем литые.

Литые корпусы приборов изготавливаются в основном литьем под давлением из силумина АЛ4 и АЛ9 (ГОСТ 2685—75*), магнитных сплавов МЛ4 и МЛ6, реже из бронзы БрАМц 9-2 и латуни ЛК80-ЭЛ. Рекомендуется обрабатываемые поверхности располагать в одной плоскости и делать выступающими на 2—5 мм над необрабатываемыми; толщину стенок корпуса выбирать в пределах 1—3 мм, при этом внутренние стенки должны быть тоньше внешних на 20 %; предусматривать закругления всех острых углов корпуса; поверхности разъема притирать, неплоскостностью до 0,05 мм. Допуски размеров цилиндрических посадочных поверхностей назначаются по 6-му квалитету, линейных размеров —по 8—11-му.

Прессованные корпусы изготавливают из пластмасс: фенопласта К18-2, пресс-материала ФКПМ/5Т, аминопласта, волокнистых пластмасс. Они имеют малую плотность, высокую антикоррозионность при отсутствии защитных покрытий, высокие электроизоляционные свойства и малую стоимость. Деталь должна легко выниматься из пресс-формы, иметь стенки почти одинаковой толщины (3—5 мм), уклоны, плавные переходы от тонких стенок к утолщениям. Допуски на размеры назначаются по 4—8-му квалитетам.

Штампованные корпусы выполняют вырубкой, гибкой и вытяжкой из листовых и полосовых заготовок. Для плоских и гнутых деталей применяют стали 10, 15 и Ст2, сплавы алюминия Д1А-М, Д16А-М, латунь Л62 и синтетические материалы — текстолит, стеклотекстолит СТК-41. Для малых деталей, изготовляемых вытяжкой, применяют стали 08кп и 10кп, алюминий А и АМ, латуни Л90, Л80 и Л68, медь М1. Рекомендуется толщину стенок металлических корпусов делать равной 0,5—2 мм, пластмассовых— 0,7—2 мм, а при высоте стенки более 40 мм — 3—8 мм.

8.7. Упругие элементы

Общие сведения об упругих элементах. Упругие элементы разделяются по назначению — на измерительные, силовые, термокомпенсаторы (биметаллы) и элементы упругих связей; по геометрическим признакам — на стержневые, пластины и оболочки; по условиям работы и точности — на нерегулируемые с нормируемым допуском, требующие точного расчета и контроля, и регулируемые, выбираемые по справочным таблицам и номограммам [6, 42].

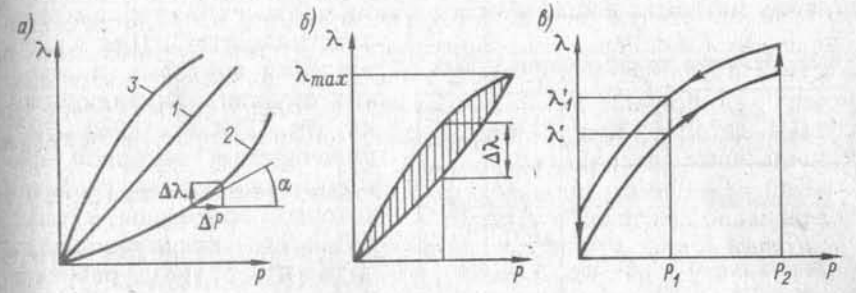


Рис. 8.22. Основные параметры упругих элементов: *а* — упругая характеристика; *б* — гистерезис; *в* — упругое последействие; *1* — линейная; *2, 3* — нелинейная

Основными параметрами упругих элементов являются:

упругая характеристика — зависимость перемещения λ от нагрузки P (рис. 8.22, *а*);

нелинейность ξ — отношение наибольшего отклонения Δ_{max} реальной характеристики от линейной к наибольшему перемещению,

$$\xi = (\Delta_{max}/\lambda_{max})\ 100\ \%$$

жесткость C, определяемая по формуле

$$C = \lim(\Delta P/\Delta\lambda) = dP/d\lambda = \operatorname{tg}\alpha$$ (рис. 8.22, *а*);

чувствительность $B = 1/C$;

тяговое усилие Q воздействия упругого элемента на упор;

эффективная площадь $F_{эф}$ (для манометрических упругих элементов), $F_{эф} = dQ/dp$, где p — давление жидкости или газа;

погрешность — разность между фактическим и номинальным перемещениями при одной и той же нагрузке (абсолютной или относительной). К основным причинам погрешности относятся гистерезис и упругое последействие, а также температурное изменение модуля упругости материала и линейных размеров упругого элемента. Гистерезис γ проявляется в несовпадении перемещений при прямом и обратном ходе упругого элемента. Его значение определяют как наибольшую разность перемещения для одного и того же значения нагрузки при прямом и обратном, ходе, отнесенную к наибольшему перемещению λ_{max} упругого элемента (рис. 8.22, *б*).

Упругое последействие — изменение упругих деформаций во времени при постоянной нагрузке и температуре. Материалы, применяемые для изготовления упругих элементов, должны обеспечивать их требуемую надежность (иметь достаточную упругость и прочность), точность (обладать малыми значениями гистерезиса γ, упругого последействия и температурных изменений модуля упругости и линейных размеров), легкость механической обработки.

Упругие элементы изготовляют из листового материала, трубок, лент или проволоки, получаемых прокаткой или протяжкой, поэтому материал в исходном состоянии должен обладать высокой пластичностью. Для изготовления винтовых и плоских пружин применяют стали по ГОСТ 14959—79*, упрочняемые закалкой, физико-механические свойства которых приведены в табл. 2.7. Для токопроводящих пружин и пружин, работающих в магнитном поле, используют бронзы по ГОСТ 18175—78*, нейзильбер по ГОСТ 492—73* (см. табл. 2.10). Упругие элементы сложных форм: трубчатые, сильфоны, мембраны — изготавливают из сталей аустенитного класса, например 08Х18Н10Т по ГОСТ 5632—72* (см. табл. 2.8), цветных металлов, упрочняемых деформационным наклепом, например БрБ2 по ГОСТ 18175—78* (см. табл. 2.10), а также дисперсионно-твердеющих сплавов, например 36НХТЮ8М по ГОСТ 10994—74* (см. табл. 2.22). Для предохранения от коррозии стальные пружины подвергают кадмированию или цинкованию, а бронзовые — оксидированию или никелированию. Допускаемые напряжения $[\tau] = \tau_y/n_\tau$; $[\sigma] = \sigma_y/n_\sigma$ находят с учетом коэффициентов n запаса, которые назначают в зависимости от режима нагрузки (табл. 8.30). При повышенных требованиях к стабильности свойств значения коэффициентов запаса повышают до $n = 10 \div 20$. Допускаемые напряжения могут определяться не только по пределу упругости на изгиб σ_y и кручение τ_y, но также и по пределу текучести или прочности. Исходными данными для проектирования упругих элементов являются условия их работы (температурный режим, окружающая среда, наличие электромагнитного поля), предельные значения нагрузок и перемещений, режим работы под нагрузкой, предполагаемое место в конструкции, габаритные размеры. Геометрические размеры упругих элементов определяют из расчета на жесткость и проверки условия прочности. Особенности расчета основных групп измерительных пружин: силоизмерительных, теплоизмерительных, манометрических — рассмотрены ниже [6, 42].

8.30. Значения коэффициентов запаса

Режим нагрузки	n_σ	n_τ
Постоянный	2—2,5	2,7—3,3
Пульсирующий	3—4	3,8—5
Знакопеременный	8—10	10—12

Силоизмерительные пружины. Применяют для измерения сосредоточенных нагрузок. Они подразделяются на винтовые цилиндрические, винтовые конические, плоские (прямые и изогнутые).

Цилиндрические винтовые пружины наиболее распространены вследствие простоты конструкции и возможности получения наибольшего перемещения при минимальных габаритных размерах. По виду нагружения различают пружины сжатия, растяжения, кручения (рис. 8.23).

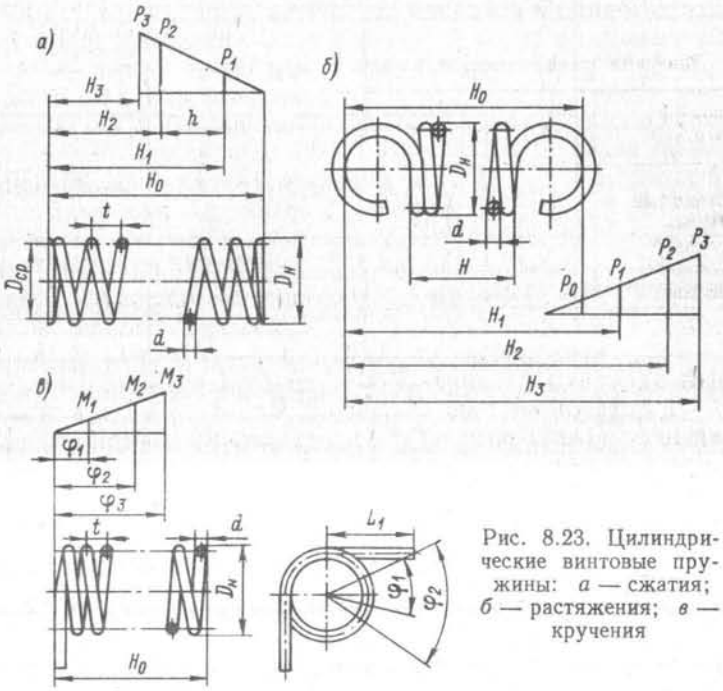


Рис. 8.23. Цилиндрические винтовые пружины: *а* — сжатия; *б* — растяжения; *в* — кручения

В большинстве случаев применяют пружины кругового сечения, навитые из прутка или проволоки. Пружины повышенной жесткости изготавливают с прямоугольным поперечным сечением.

Расчет пружин выполняют в следующей последовательности. С учетом условий работы и габаритных размеров узла определяют исходные данные для расчета геометрических размеров пружины: рабочее перемещение (ход) пружины h, мм (для пружин кручения рабочий угол поворота $\theta°$); наибольшую рабочую нагрузку P_2, Н (момент M_2, Н·мм); наружный диаметр пружины $D_н$, мм.

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к пружине и режимам нагрузки, выбирают материал и определяют допустимые напряжения: для пружин растяжения и сжатия — напряже-

8.31. Формулы для расчета размеров цилиндрических винтовых пружин

Определяемая величина	Формулы для пружин		
	сжатия (см. рис. 8.23, *а*)	растяжения (см. рис. 8.23, *б*)	кручения (см. рис. 8.23, *в*)
Средний диаметр пружины D, мм	$D = D_н - d$		
Предварительная нагрузка P_1, Н, или момент M_1, Н·мм, пружины	$P_1 = (0{,}3 \div 0{,}8)\, P_2$		$M_1 = (0{,}3 \div 0{,}8)\, M_2$
Сила предварительного натяжения пружины в свободном состоянии P_0, Н	—	$P_0 \leqslant 0{,}32 P_2$	—
Предельно допустимая нагрузка P_3, Н, или момент M_3, Н·мм, пружины	$P_3 > 1{,}25 P_2$		$M_3 = (1 \div 1{,}2)\, M_2$
Индекс пружины c	$c = D/d$	Диаметр d проволоки, мм: 0,2—0,4 — 16—8; 0,42—1,0 — 12—6; 1,2—2,5 — 10—5; 2,6—6 — 10—4	
Коэффициент влияния на напряжение кривизны витков k	$k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0{,}615}{c}$		$k = \frac{4c-1}{4c-4}$
Диаметр проволоки d, мм (округляют до ближайшего большего значения по ГОСТ 9389—75)	$d > 1{,}6 \sqrt{\frac{P_2 c k}{[\tau]}}$		$d > \sqrt[3]{\frac{M_2 k}{0{,}1\,[\sigma]_и}}$
Перемещение одного витка под действием единичной нагрузки f, мм, или γ, град/(Н·мм)	$f = \frac{8D^3}{Gd^4}$		$\gamma = \frac{3668D}{Ed^4}$
Число рабочих витков пружины n, шт	При $P_1 \neq 0$ $n = \frac{h}{f(P_2 - P_1)}$, при $P_1 = 0$ $n = \frac{h}{fP_2}$	При $P_1 \neq 0$ $n = \frac{h}{f(P_2 - P_1)}$, при $P_1 = P_0$ $n = \frac{h}{f(P_2 - P_0)}$	$n = \frac{\theta}{\gamma(M_2 - M_1)}$
Шаг ненагруженной пружины t, мм	$t = d + fP_3 + 0{,}1d$	$t = (1 \div 1{,}5)\, d$	$t = d + (0{,}3 \div 0{,}5)$
Высота ненагруженной пружины H_0, мм	$H_0 = nt + 2d$	$H_0 = nd + 2(D_н - d)$	$H_0 = nt$

Определяемая величина	Формулы для пружин		
	сжатия (см. рис. 8.23, *а*)	растяжения (см. рис. 8.23, *б*)	кручения (см. рис. 8.23, *в*)
Высота пружины под нагрузкой, мм: H_1 / H_2 / H_3	$H_1 = H_0 - fP_1$ / $H_2 = H_0 - fP_2$ / $H_3 = nd + 2d$	$H_1 = H_0 + fP_1$ / $H_2 = H_0 + fP_2$ / $H_3 = H_0 + fP_3$	—
Угол подъема витков пружины в свободном состоянии α, °	$\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{arctg}\frac{t}{\pi D}$		
Развернутая длина проволоки L, мм	$L = \frac{\pi(n+2)(D-d)}{\cos\alpha}$	$L = \frac{\pi n d}{\cos\alpha} + L_1$, где L_1 — длина прицепов $L_1 = \frac{3}{4}\pi D + d$	$L = \frac{\pi D n}{\cos\alpha} + L_1$

Примечание. Расчет пружин с углом подъема витков $\alpha > 12 \div 15°$ рассмотрен в работе [6].

ние кручения $[\tau]$, МПа, и модуль упругости E, для пружин кручения — напряжение изгиба $[\sigma]$ и модуль упругости G [6, 42].

Расчет геометрических размеров пружин с малым углом подъема витков ($\alpha \leqslant 10 \div 12°$) производят по формулам табл. 8.31. Расчет стандартных пружин сжатия и растяжения значительно упрощается при использовании таблиц стандартов. Пружины условно разделяют на классы и разряды в зависимости от характера нагружения и предельно допустимой нагрузки P_3. В приборостроении используют стандартные пружины классов I и II, разрядов 1 и 2 с диаметром проволоки $d = 0{,}2 \div 5{,}0$ мм из сталей по ГОСТ 1050—74* и ГОСТ 1435—74*. После определения класса и разряда пружины по табл. 8.32 находят номер стандарта на параметры ее витков. В таблицах соответствующего стандарта отыскивают строку, в которой наружный диаметр витка $D_н$ наиболее близко совпадает с предварительно заданным. Из этой же строки берут соответствующие значения силы P_3, диаметра d проволоки, жесткости одного витка $z_1 = 1/f$ и наибольшего прогиба одного витка f_3. Остальные размеры пружины определяют путем последовательных вычислений по формулам табл. 8.31.

Относительную погрешность упругой характеристики пружин сжатия и растяжения оценивают по формуле

$$\frac{\Delta P_\Sigma}{P} = \frac{4\,\Delta d}{d} + \sqrt{\left(\frac{3\,\Delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2 + \left(\frac{\Delta G}{G}\right)^2},$$

где Δd, ΔD — погрешность диаметра проволоки и среднего диаметра пружины; Δn — погрешность числа витков; ΔG — погреш-

8.32. Классы и разряды пружин сжатия и растяжения

Класс пружин	Нагружение	Выносливость в циклах, не менее	Разряд пружин	Допустимая нагрузка $P_в$, Н	Класс проволоки по ГОСТ 9389—75*	Максимальное касательное напряжение при кручении $[\tau]$, МПа	ГОСТ
I	Циклическое	$5 \cdot 10^6$	1	1—850	I	$0{,}3\sigma_в$	13766—86
			2	1—800	II и IIA		13767—86
II	Циклическое и статическое	$1 \cdot 10^5$	1	1,5—1400	I	$0{,}5\sigma_в$	13770—86
			2	1,25—1250	II и IIA		13771—86

ность модуля упругости G. Допускается погрешность $\Delta P_\Sigma/P = 5 \div 20$ %. Наибольший вклад в общую погрешность упругой характеристики пружины вносит погрешность диаметра проволоки, которая для пружин, изготавливаемых из одного мотка проволоки, имеет систематический характер и компенсируется изменением среднего диаметра пружины D.

Конические винтовые пружины применяют, если необходимо иметь нелинейную упругую характеристику элемента. Их преимуществом по сравнению с цилиндрическими является бóльшая устойчивость при боковом изгибе и меньшие габаритные размеры по высоте: пружина может сжиматься до размера, равного толщине проволоки, так как при сжатии виток входит в виток с небольшим зазором. Недостатком является большая относительная погрешность упругой характеристики ($\Delta P_\Sigma/P = 5 \div 40$ %) и сложность изготовления. Упругая характеристика конической пружины показана на рис. 8.24. На участке OA деформируются все рабочие витки пружины, т. е. характеристика линейная. Деформацию пружины силой P рассчитывают по формуле

$$\lambda = 2Pn\left(D_2^2 + D_1^2\right)\left(D_2 + D_1\right)/(Gd^4),$$

где D_1 и D_2 — наименьший и наибольший диаметры пружины.

В точке A характеристики (рис. 8.24) начинается посадка витков, в точке B — заканчивается. При дальнейшем увеличении сжимающей силы деформация пружины $\lambda = \lambda_к$ не изменяется. На участке AB характеристика пружины нелинейная:

$$\lambda = \frac{H_0}{4\left(1 - D_1/D_2\right)}\left[4 - 3\sqrt[3]{\frac{P_н}{P}} - \frac{P}{P_н}\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4\right],$$

где H_0 — высота ненагруженной пружины; $P_н$ — нагрузка, соответствующая началу посадки пружины. Величины сжимающих сил в начале $P_н$ и в конце $P_к$ посадки пружины определяют, используя выражения:

$$P_н = A_0/D_2^3; \quad P_к = A_0/D_1^3,$$

где $A_0 = \frac{Gd^4H_0}{(8n)}$.

Плоские прямые и изогнутые пружины широко применяют в контактных устройствах, а также в качестве прижимных пружин и упругих опор. Плоская пружина имеет малые размеры в направлении перемещения, однако допускает меньшие перемещения, чем винтовая. Часто встречающиеся конструктивные схемы плоских пружин, расчетные формулы для определения перемещений и наибольших предельных нагрузок приведены в табл. 8.33. Для обеспечения виброустойчивости контактных устройств применяют предварительное поджатие плоских пружин.

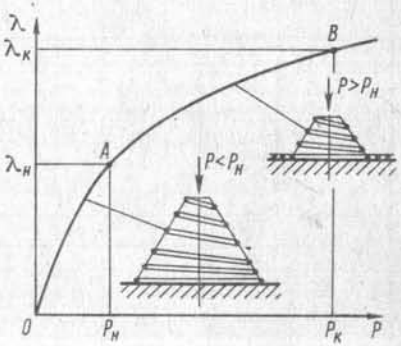


Рис. 8.24. Упругая характеристика конической винтовой пружины

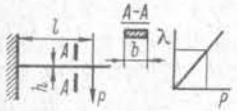
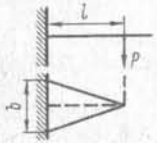
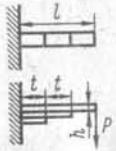
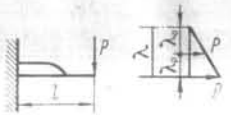
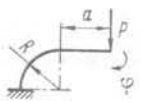
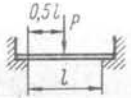
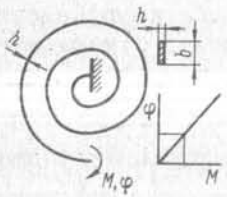
Относительная погрешность упругой характеристики плоских пружин составляет 2—30 %. Для основной конструктивной схемы погрешность находят по формуле

$$\frac{\Delta P_\Sigma}{P} = \sqrt{\left(\frac{3\,\Delta h}{h}\right)^2 + \left(\frac{\Delta b}{b}\right)^2 + \left(\frac{3\,\Delta l}{l}\right)^2 + \left(\frac{\Delta E}{E}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H}{\lambda}\right)^2},$$

где Δh, Δb, Δl — погрешности геометрических размеров; ΔE — отклонение значения модуля упругости (для бронзы $\Delta E/E = 10 \div 15$ %); ΔH — погрешность расстояния консоли пружины от базы крепления.

Термоизмерительные пружины (термобиметалл). Они состоят из двух и более тонких металлических пластин (слоев) с разными коэффициентами линейного расширения, которые соединяются друг с другом посредством пайки, сварки или совместной прокатки (рис. 8.25, *а*). Слой металла с большим коэффициентом теплового расширения α_1 называется активным, с меньшим — α_2 — пассивным. Между этими слоями может находиться промежуточной слой. Пластины, составляющие термобиметалл, при изменении температуры удлиняются неодинаково, вследствие чего пружина изгибается. При нагреве изгиб происходит в сторону пассивного слоя. Изгиб термобиметалла пропорционален температуре, разнице коэффициентов линейного расширения слоев и длине элемента. Для обеспечения компактности узла термоби-

8.33. Расчетные формулы для определения параметров плоских пружин

Схема нагружения пружины и ее упругая характеристика	Наибольшая допустимая нагрузка P, Н (момент M, Н·мм)	Перемещение линейное λ, мм (угловое φ, рад)
	$\frac{bh^2}{6l}[\sigma]_и$	$\frac{4l^3}{bh^3}\cdot\frac{P}{E}$
	$\frac{bh^2}{6l}[\sigma]_и$	$\frac{6l^3}{bh^3}\cdot\frac{P}{E}$
	$\frac{bh^2}{6l}[\sigma]_и n$	$\frac{6l^3}{bh^3}\cdot\frac{P}{En}$
	$\frac{bh^2}{6l}[\sigma]_и$	$\lambda_p=\frac{4Pl^3}{bh^3E}$; $\lambda_0=\frac{P\lambda_p}{P-P_0}$
	$\frac{bh^2\,[\sigma]_и}{6\,(a+R\sin\varphi)}$	$\frac{P12}{Ebh^3}\left[\frac{a^2}{2}+Ra\left(\frac{\pi}{2}+\frac{R}{a}\right)\right]$
	$\frac{2}{3}\frac{bh^2}{l}[\sigma]_и$	$\frac{Pl^3}{4bh^3E}$
	$\frac{bh^2}{6}[\sigma]_и$	$\frac{12Ml}{Ebh^3}$

Примечание. n — число пластин; b — ширина; h — высота сечения.

металлическим элементам часто придают U-образную, винтовую или спиральную форму (табл. 8.34).

Важнейшими преимуществами термобиметалла являются его конструктивная простота, надежность и дешевизна. Они применяются в приборах в качестве измерительных или силовых элементов, а также термокомпенсаторов. Входным параметром является температура и другие в нее преобразуемые параметры (сила и мощность тока, лучистая энергия и т. д.).

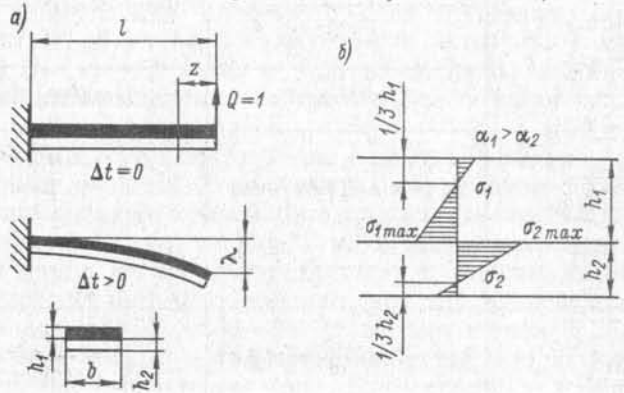


Рис. 8.25. Термоизмерительная пружина: *а* — геометрические параметры; *б* — эпюра напряжений

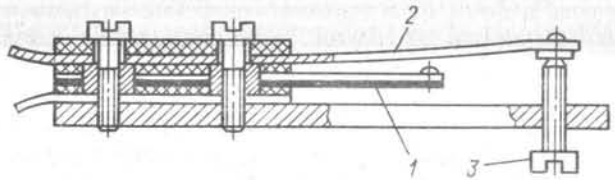


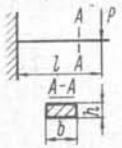
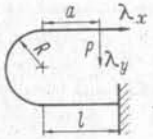
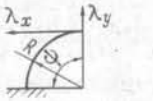
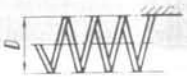
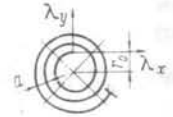
Рис. 8.26. Конструкция термобиметаллического реле:
1 — термобиметалл; *2* — контакт; *3* — винт

На рис. 8.26 приведен пример конструкции термобиметаллического реле, реагирующего на изменение окружающей температуры. Биметаллическая пружина *1*, нажимая на контактную пружину *2*, разрывает контакт между пружиной *2* и винтом *3*. Температура срабатывания реле устанавливается регулировкой положения винта *3*. Термобиметалл также используют для компенсации температурной погрешности рычажных механизмов приборов. Включение термобиметалла в кинематическую цепь прибора приводит к изменению ее передаточного отношения, пропорционального изменению температуры.

Основные характеристики термобиметаллов — чувствительность к изменению температуры, удельное электрическое сопротивление и рекомендуемый температурный диапазон службы.

Чувствительность к изменению температуры характеризуется удельным изгибом и коэффициентом чувствительности. Удельный

8.34. Формулы для определения перемещения концевого сечения пружины из нормального биметалла

Схема нагружения пружины	Перемещение	
	линейное λ, мм	угловое φ, рад
	$0{,}5kl^2\,\Delta t$	$kl\,\Delta t$
	$\pm 4Pl^3/(bh^3E)$	—
	$0{,}5kl^2I^2R_н/K_Q$	$klI^2R_н/K_Q$
	$\lambda_x = k\,\Delta tR\,(\pi R + 2l)$ $\lambda_y = k\,\Delta t\,[0{,}5\,(a^2 - l^2) + al + 2R^2 + \pi Ra]$	$k\,\Delta t\,(a + l + \pi R)$
	$\lambda_x = k\,\Delta tR^2\,(\psi - \sin\psi)$ $\lambda_y = k\,\Delta tR^2\,(\psi - \cos\psi)$	$k\,\Delta tR\psi$
	—	$k\,\Delta t\pi DnE$
	—	$k\pi DnI^2R_н/K_Q$
	—	$k\pi n\,(2r_0 + na)\,\Delta t$
	—	$k\pi n\,(2r_0 + na)\,\dfrac{I^2R}{K_Q}$

Примечание. Принятые обозначения: Δt — температура нагрева термобиметалла, °С; $k = 1{,}5\,(M/h)$; n — число рабочих витков винтового или спирального термобиметалла; $R_н$ — электрическое сопротивление термобиметалла; I — сила тока; $K_Q = \mu_c S$, где μ_c — коэффициент теплоотдачи термобиметалла [для большинства термобиметаллов $\mu_c = 16{,}75$ Вт/(м²·град)]; S — площадь поверхности термобиметалла; $E = 4E_1E_2/(\sqrt{E_1} + \sqrt{E_2})^2$ — приведенный модуль упругости материалов слоев.

изгиб A — это изгиб свободного конца пластинки термобиметалла длиной 100 мм и толщиной 1 мм при нагревании на 1 °С.

Коэффициент чувствительности $M_ч$ — условная разность коэффициентов теплового расширения активного α_1 и пассивного α_2 слоев термобиметалла: $M_ч = \alpha_1 - \alpha_2$. Материалом для изготовления биметаллических пружин служат термобиметаллы, изготавливаемые в соответствии с ГОСТ 10533—63 и поставляемые

в виде холоднокатаных лент и полос толщиной от 0,1 до 2,5 мм и шириной от 10 до 250 мм. Толщина ленты соответствует ГОСТ 503—81 с допусками по повышенному классу точности. Материалы слоев биметаллов должны отвечать следующим основным требованиям: иметь существенную разницу коэффициентов линейного расширения и близкие значения механических характеристик (модули упругости и допускаемые напряжения на изгиб); удовлетворительно свариваться.

Для изготовления пассивного слоя применяют инвар 36Н (Ni 35—37 %, $E_2 = 1{,}5 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha_2 = 2 \cdot 10^{-6}$ °С$^{-1}$) или платинит 42 Н (Ni 41—42 %, $E_2 = 1{,}66 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha_2 = 6{,}5 \cdot 10^{-6}$ °С$^{-1}$). Активный слой выполняют из хромоникелевой или никельмолибденовой стали, латуней Л62, Л68, ЛЖН60-1,5-10, ЛОС 60-0,7-0,7, ЛМц 58-2 и бронз БрА5 и БрБ2.

Основные свойства термобиметаллов условно разделены на пять групп: высокие, повышенные, средние, пониженные и низкие. Марка термобиметалла по ГОСТ 10533—86 отражает величину A и номера групп по электропроводности и максимальной рабочей температуре. Физико-механические свойства основных марок термобиметаллов (ГОСТ 10533—86) приведены в табл. 8.35, где указаны также основные эксплуатационные характеристики.

Расчет термобиметалла (рис. 8.25) сводится к определению перемещения свободного конца λ, φ и напряжений в материале. Если биметалл используют в качестве силового элемента, определяют силовое воздействие биметалла на упор. Исходными данными при расчетах являются: интервал изменения температур $\Delta t = t_1 - t_2$, коэффициент чувствительности $M_ч = \alpha_1 - \alpha_2$, геометрические размеры (длина l, ширина b, толщина $h = h_1 + h_2$), механические характеристики материалов слоев.

Определение перемещений выполняют по формулам табл. 8.34. Термобиметалл обладает наибольшей чувствительностью, если выполняется соотношение $h_1/h_2 = \sqrt{E_2/E_1}$, где h_1 — толщина активного слоя; h_2 — толщина пассивного слоя. Такой термобиметалл называется нормальным.

Определение температурных напряжений производят с учетом их распределения по сечению биметалла (рис. 8.25, *б*). Наибольшие напряжения в слоях термобиметалла возникают вблизи зоны соединения слоев:

$$\sigma_{1t\,max} = -ME_1\,\Delta t h_1/h;\quad \sigma_{2t\,max} = ME_2\,\Delta t h_2/h.$$

Температурные напряжения в точках внешних поверхностей слоев биметалла равны:

$$\sigma_{10} = -0{,}5\sigma_{1t\,max};\quad \sigma_{20} = -0{,}5\sigma_{2t\,max}.$$

Температурные напряжения суммируются с нормальными, вызванными изгибом от температурных воздействий. Крайние

волокна слоев в сечении крепления испытывают суммарные напряжения:

$$\sigma_1 = \sigma_{10} + \sigma_{1\,max} \leqslant [\sigma]_{и1};\quad \sigma_2 = \sigma_{20} + \sigma_{2\,max} \leqslant [\sigma]_{и2},$$

где $\sigma_{1\,max} = 27M\,\Delta t\,Eh/(48h_1)$; $\sigma_{2\,max} = -\sigma_{1\,max}h_1/h_2$.

Определение тяговой силы термобиметалла осуществляют по формуле

$$Q_z = \frac{3}{2}\frac{EJM}{hz}\Delta t,$$

где z — расстояние от упора до точки крепления (рис. 8.27, *а*); J — осевой момент инерции поперечного сечения термобиметалла. При расположении упора на некотором расстоянии от биметаллической пластины λ_R (рис. 8.27, *б*) $Q = Q_z\,(1 - \lambda_R/\lambda_t)$, где λ_t — прогиб сечения с координатой z при изменении температуры на Δt.

Манометрические упругие элементы. Предназначены для измерения равнораспределенного давления жидкости или газа. Существуют три основные группы манометрических упругих элементов: мембраны, сильфоны и трубчатые пружины (табл. 8.36). Мембраны имеют нелинейную упругую характеристику, а сильфоны и трубчатые пружины — линейную.

Мембраны, применяемые в приборостроении, могут быть плоские, выпуклые и гофрированные.

Плоские мембраны (схема *1* в табл. 8.36) имеют малую чувствительность по давлению, уменьшающуюся с увеличением прогиба, и применяются в емкостных, индуктивных, тензометрических датчиках для преобразования давления в сосредоточенную силу. Упругая характеристика мембраны с глухой заделкой по контуру определяется формулой

$$p = \frac{Eh^4}{r^4}\left[\frac{16}{3(1-\mu^2)}\frac{\lambda}{h} + \frac{2}{21}\frac{(23-9\mu)}{1-\mu}\left(\frac{\lambda}{h}\right)^3\right],$$

где p — давление, действующее на мембрану; r, h — радиус и толщина мембраны соответственно; μ — коэффициент Пуассона материала мембраны.

Наибольшее допускаемое давление $p_{доп}$ рассчитывают по формуле $p_{доп} = 1{,}5\,[\sigma]_и h^2/r^2$, где $[\sigma]_и$ — допускаемое напряжение материала мембраны на изгиб.

Выпуклые мембраны имеют форму сферического купола (схема 2 в табл. 8.36) и применяются в пневмореле. При достижении определенного критического давления мембрана скачком меняет прогиб вследствие потери устойчивости и первоначальной формы.

Критическое давление для выпуклой мембраны определяют, используя выражение

$$p_{1\,(2)} = \frac{Eh^4}{r^4}\left[K_1\frac{H}{h}\left(K_2\frac{H^2}{h^2} + \frac{1}{1-\mu^2}\right) \pm K_3\left(K_4\frac{H^2}{h^2} - \frac{1}{1-\mu^2}\right)^{3/2}\right], \qquad (8.3)$$

8.35. Физико-механические свойства и основные эксплуатационные характеристики термобиметаллов

Марка	Марка материала	Удельная плотность Δ, г/см³	Рекомендуемый диапазон t, °С	Предельная t, °С	Коэффициент чувствительности $M \cdot 10^6$, °С$^{-1}$	Удельное сопротивление ρ, мк Ом/м	Модуль упругости слоев $E \cdot 10^{-3}$, Н/см²	Предел прочности $\sigma_в \cdot 10^{-3}$, Н/см²			Удельная теплоемкость C, кДж/кг·°С
ТБ2013	75ГНД/36Н	0,20	(—60)—(200)	200	30—36	1,08—1,18	12/15	72—77/65—70			0,532
ТБ1613	75ГНД/45НХ	0,16	(—60)—(200)	200	23—28	1,18—1,27	12/17	72	77/80	85	0,523
ТБ1523	20НХ/36Н	0,15	(—60)—(200)	450	21—25	0,77—0,82	17,5/15	85	90/65	70	0,498
ТБ1423	24НХ/36Н	0,14	(—50)—(200)*	450	20—24	0,77—0,84	19/15	95	100/65	70	0,507
ТБ1323	19НХ/36Н	0,13	(—60)—(200)	450	18,5—22,5	0,76—0,83	19,5/15	95	100/65	70	0,502
ТБ1353	Л62/36Н	0,13	(—50)—(200)	250	19,5—25	0,14—0,20	10/15		— 65	70	—
ТБ1254	Л90/36Н	0,12	(—50)—(140)	180	19—24	0,09—0,14	10,5/15		— 65	70	—
ТБ1243 *	24НХ/36Н	0,12	(—50)—(200)	450	18—22	0,38—0,43	19/15	95	100/65	70	—
ТБ1253 **	24НХ/36Н	0,12	(—50)—(200)	250	18—22	0,15—0,18	19/15	95	100/65	70	—
ТБ1132	24НХ/42Н	0,11	(—50)—(320)	450	16—19	0,68—0,74	19/15,5	95	100/75	78	0,498
ТБ1032	19НХ/42Н	0,105	(—60)—(320)	450	15,5—18,5	0,67—0,73	19,5/15,5	95	100/75	78	0,498
ТБ0921	28НХТЮ/ 45НТЮ	0,09	(—60)—(420)	50	12—16	0,87—0,97	19,5/16,5		120/80—85		0,502
ТБ0953	НП3/36Н	0,09	(—60)—(+200)	430	12—16	0,15—0,20	21/15		—/65—70		—
ТБ0831	24НХ/50Н	0,075	(—50)—(+420)	450	10—13	0,55—0,16	19/16,5	95—100/77—82			0,490

Примечания: 1. В числителе дроби приведены данные для активного слоя, в знаменателе—для пассивного. 2. Термобиметалл марки ТБ2013 применяют в тепловых реле, предохранителях, термометрах, марки ТБ1613 — в нагреваемых электрическим током приборах. Для температурных компенсаторов и реле защиты предназначена марка ТБ1523. Термобиметаллы ТБ1423, ТБ1323, ТБ1132 используют в различных реле регуляторов, импульсных датчиков, предохранителей и т. п. В автоматах защиты электрической сети рекомендуется использовать термобиметалл марки ТБ1032, а в приборах, работающих с нагрузкой — ТБ0921. Термобиметаллы марок ТБ0831, ТБ1353, ТБ1254, ТБ1253, ТБ0953 имеют низкую чувствительность и применяются для преобразователей температуры.

* Термобиметалл с промежуточным слоем марки НП2. ** То же, марки М1.

где H — высота купола мембраны; μ — коэффициент Пуассона материала мембраны; K_1, K_2, K_3, K_4 — безразмерные коэффициенты. Для материалов с $\mu = 0{,}3$ и при глухом закреплении края мембраны $K_1 = 4{,}96$, $K_2 = 0{,}0165$, $K_3 = 2{,}85$, $K_4 = 0{,}435$. Критическое давление P_1 определяют при знаке «плюс» в правой части (8.3), а P_2 — при знаке «минус».

Гофрированные мембраны имеют концентричные волнообразные складки (гофры) кругового, синусоидального, трапецеидального или пильчатого профиля. Гофрированные мембраны имеют ряд преимуществ по сравнению с плоскими: бóльшие чувствительность

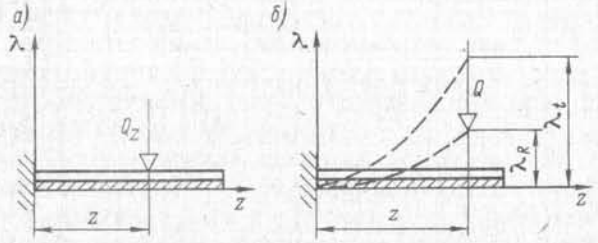


Рис. 8.27. Схема нагружения (*а*) и деформации (*б*) термобиметалла

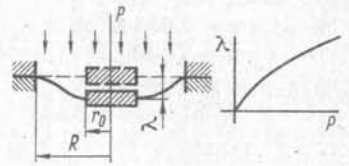
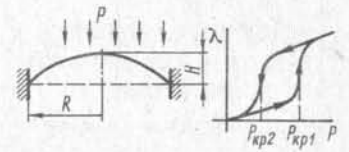
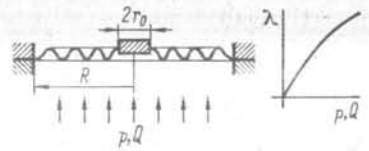
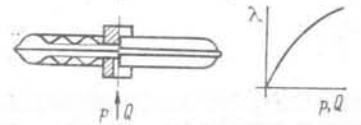
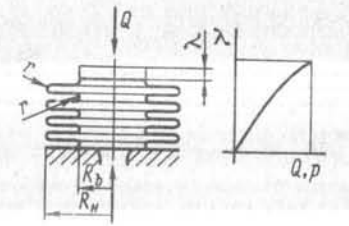
и допустимые прогибы, возможность получения упругих характеристик различной формы, стабильность, малую чувствительность к перекосам. Необходимую характеристику мембраны подбирают, варьируя толщину или глубину гофрировки. Форма профиля оказывает значительно меньшее влияние на характеристику, ее выбирают с учетом конструктивных или технологических особенностей прибора. В приборостроении применяют отдельные мембраны (см. рис. 5.1, *а*, *б*, схему *3* в табл. 8.36), мембранные коробки (см. рис. 5.1, *в*, схему *4* в табл. 8.35) и их блоки (см. рис. 5.28, *б*). В мембранной коробке две мембраны соединяют по буртику сваркой, пайкой или завальцовкой. В зависимости от способа соединения внутренней полости с окружающей средой различают анероидные (см. рис. 5.1, *а*), манометрические (см. рис. 5.1, *б*) и наполненные (газом или жидкостью) мембранные коробки. В манометрических коробках внутренняя полость соединена с областью измеряемого давления. Анероидные и наполненные коробки герметичны. В анероидных коробках создается вакуум (10—30 Па). Они служат для измерения абсолютного давления окружающей среды.

Упругая характеристика гофрированной мембраны определяется уравнением

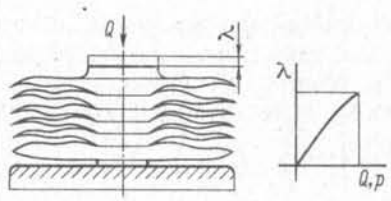
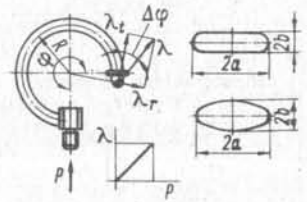
$$p = Eh\,(ah^2\lambda + b\lambda^3)/R^4. \qquad (8.4)$$

Здесь p — давление; λ — прогиб центра мембраны; h и R — толщина и рабочий радиус мембраны (см. табл. 8.36); a и b —

8.36. Основные конструктивные схемы и параметры манометрических упругих элементов

№ схемы	Группа, параметры	Вид
1	Мембранные элементы $p = 5\cdot10^{-3} \div 15$ МПа $Q = 0{,}1 \div 500$ Н $\lambda = 0{,}2 \div 10$ мм $\Delta Q/Q = 3 \div 20$ %	Плоские 
2		Выпуклые 
3		Гофрированные 
4		Мембранные коробки 
5	Сильфоны $p = 0{,}05 \div 50$ МПа $Q = 1 \div 300$ Н $\lambda = 5 \div 50$ мм $\Delta Q/Q = 5 \div 50$ %	Бесшовные 

Продолжение табл. 8.36

№ схемы	Группа, параметры	Вид
6	Сильфоны $p = 0{,}05 \div 50$ МПа $Q = 1 \div 300$ Н $\lambda = 5 \div 50$ мм $\Delta Q/Q = 5 \div 50$ %	Сварные 
7	Трубчатые пружины $p = 0{,}01 \div 200$ МПа $\varphi = 5 \div 40°$ $\Delta Q/Q = 5 \div 40$ %	Изогнутые 

Примечание. Принятые обозначения: p — давление; Q — сила; λ — линейное перемещение; φ — угловое перемещение; $\Delta Q/Q$ — погрешность упругой характеристики.

коэффициенты, зависящие от формы и размеров гофра,

$$a = \frac{2(3+\alpha)(1+\alpha)}{3K_1(1-\mu^2/\alpha^2)}; \quad b = \frac{32K_1}{\alpha^2-9}\left[\frac{1}{6} - \frac{3-\mu}{(\alpha+3)(\alpha-\mu)}\right],$$

где $\alpha = \sqrt{K_1 K_2}$, K_1 и K_2 — безразмерные коэффициенты, определяемые по соотношениям в табл. 8.37. Формула (8.4) применима для мембран без краевого гофра при $\lambda \leqslant (20 \div 30)\,h$ и $r/R \leqslant 0{,}5$, где r — радиус жесткого центра.

При расчете тягового усилия $Q = pF_{эф}$ используют приближенную формулу для определения эффективной площади мембраны

$$F_{эф} = \pi(R^2 + Rr + r^2)/3.$$

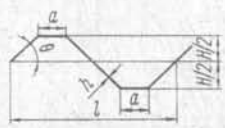
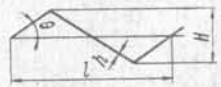
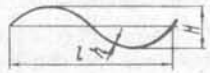
Относительная погрешность хода мембраны равна

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \sqrt{\left(\frac{3\Delta h}{h}\right)^2 + \left(\frac{4\Delta R}{R}\right)^2 + \left(\frac{\Delta E}{E}\right)^2},$$

где Δh, ΔR — погрешности толщины и рабочего радиуса мембраны; ΔE — отклонение модуля упругости.

Определение упругой характеристики мембраны с синусоидальным и пильчатым профилем гофра упрощается при использова-

8.37. Значения коэффициентов K_1 и K_2 для гофров различного профиля

Профиль гофра	K_1	K_2
Трапецеидальный 	$\frac{1-\alpha}{\cos\theta} + \alpha$	$\beta\left[\frac{1-\alpha}{\cos\theta} + 3\alpha + (1-\alpha)\cos\theta + \alpha\right]$
Пильчатый 	$\frac{1}{\cos\theta}$	$\frac{\beta^2}{\cos\theta} + \cos\theta$
Пологий синусоидальный 	1	$3\beta^2 + 1$

Примечание. $\alpha = 2a/l$; $\beta = H/h$.

нии номограмм [6]. Расчет ведут в следующей последовательности. Определяют отношение H/h и H/l, где $l = R/n$ (n — число гофров). По номограммам, приведенным на рис. 8.28, для гофра соответствующего профиля определяют коэффициенты a и b, и по формуле (8.4) рассчитывают упругую характеристику мембраны.

Для определения параметров мембраны с заданным радиусом и упругой характеристикой $\lambda = F(p)$ предварительно вычисляют координаты двух точек упругой характеристики $p_1\lambda_1$ и $p_2\lambda_2$, затем определяют вспомогательную величину

$$c = \frac{a}{b^3} = \left(\frac{E}{R^4}\right)^2 \frac{(p_1\lambda_2^3 - p_2\lambda_1^3)}{(p_2\lambda_1 - p_1\lambda_2)^3}\left[\lambda_1\lambda_2(\lambda_2^2 - \lambda_1^2)\right]^2.$$

По графику на рис. 8.29 зная c, находят соотношение H/h, выбирают число гофров n, вычисляют отношение H/l, где $l = R/n$, затем по номограммам на рис. 8.29 определяют коэффициенты a и b и по формуле (8.4) — h.

Сильфоны представляют собой тонкостенную цилиндрическую оболочку с поперечной гофрировкой. Преимуществами сильфонов по сравнению с мембранами являются: бóльшая чувствительность по давлению и большее тяговое усилие, а также линейность упругой характеристики. Сильфоны могут быть двух типов: бесшовные

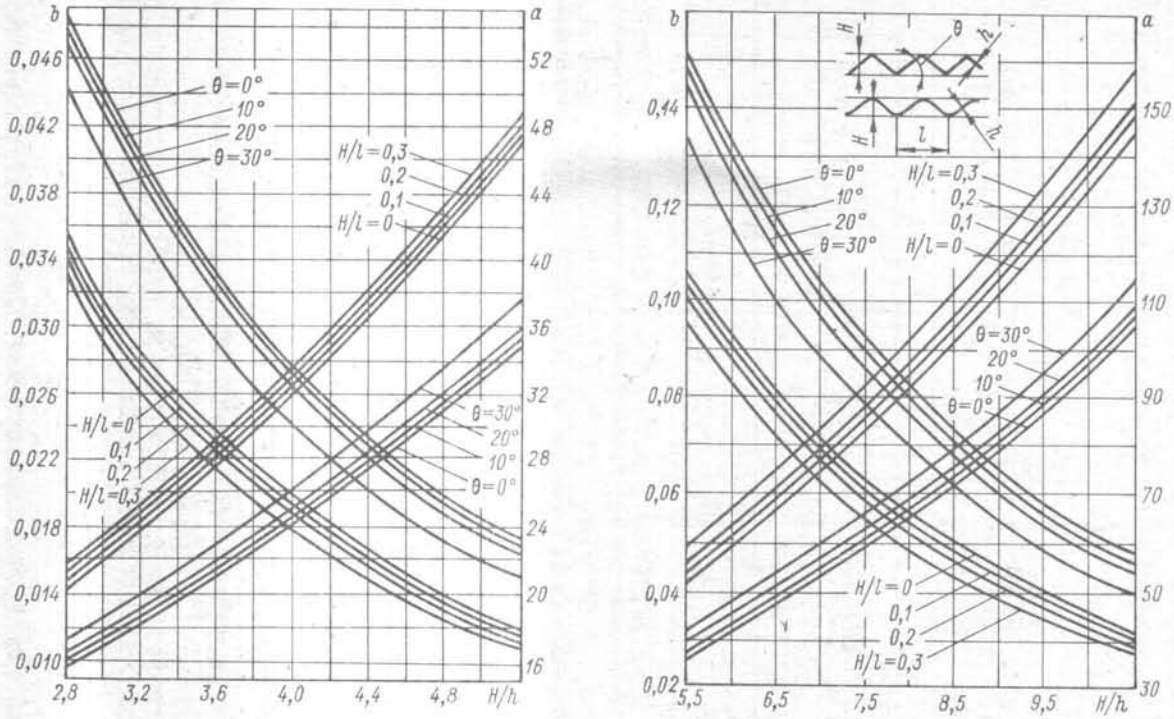


Рис. 8.28. Номограммы для определения коэффициентов a и b

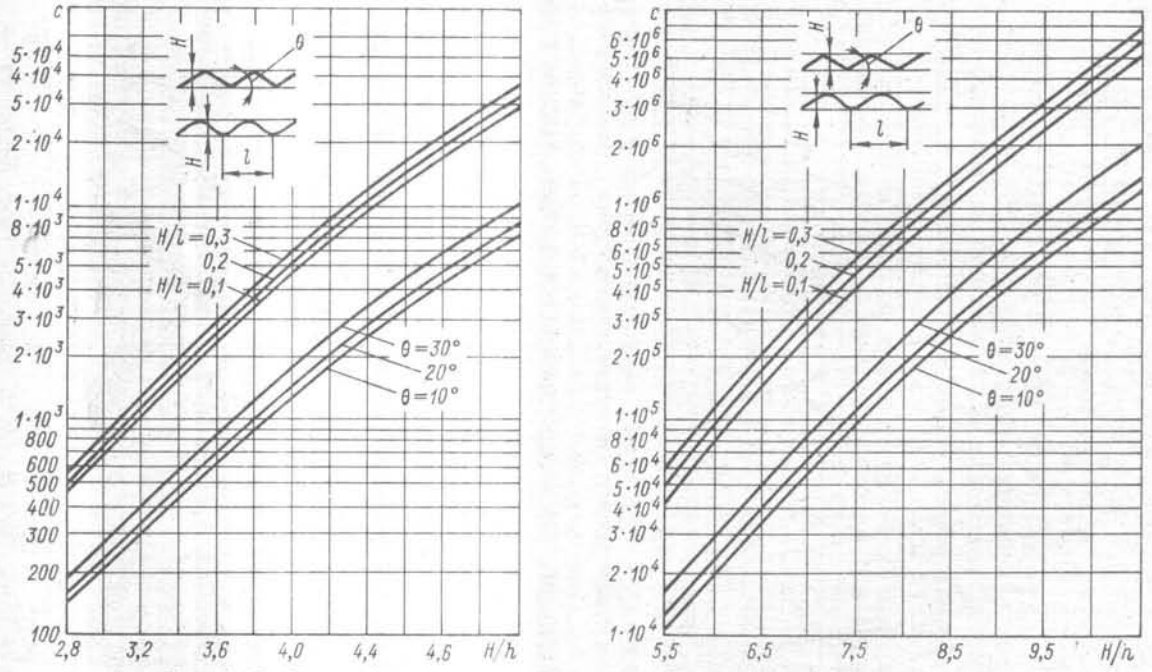


Рис. 8.29. Номограммы для определения коэффициента c

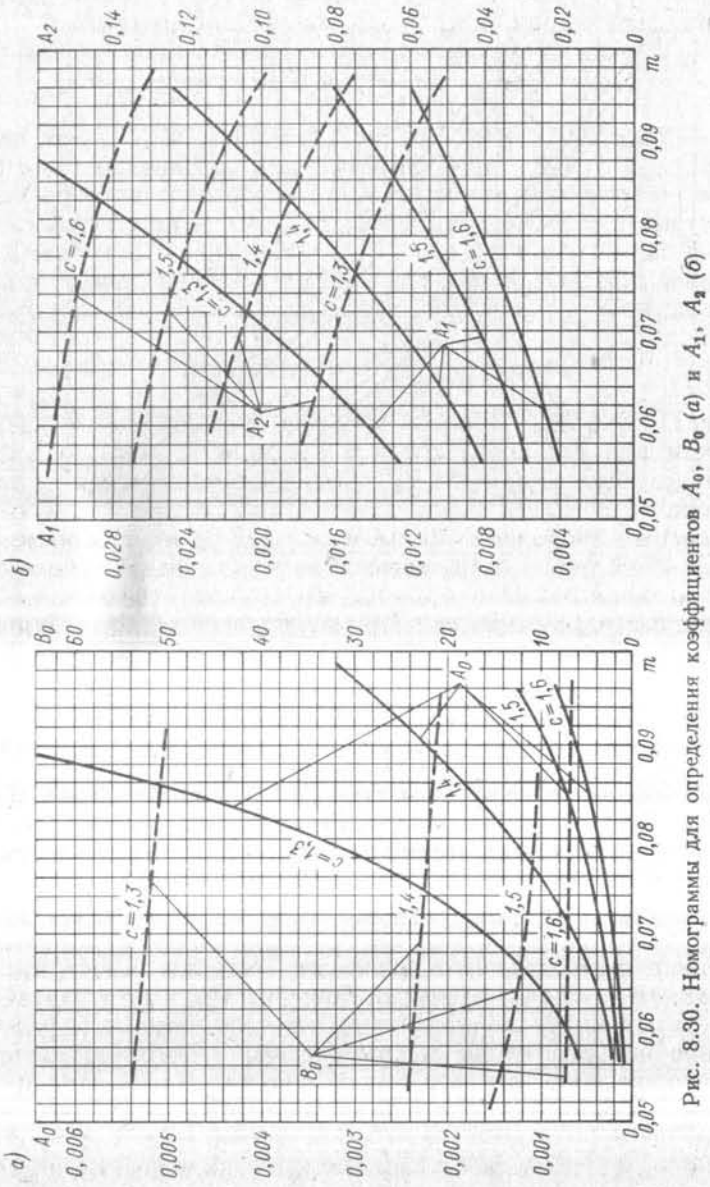


Рис. 8.30. Номограммы для определения коэффициентов A_0, B_0 (*а*) и A_1, A_2 (*б*)

из тонкостенных цельнотянутых трубок (схема *5* в табл. 8.36) и сварные из плоских гофрированных кольцевых мембран (схема *6* в табл. 8.36). Сварные сильфоны обладают большей чувствительностью по сравнению с цельнотянутыми. Прогиб сильфона под действием осевой силы Q определяют по формуле

$$\lambda = Q\frac{1-\mu^2}{Eh}\frac{n}{(A_0-\alpha A_1+\alpha^2 A_2+B_0\delta^2)}, \qquad (8.5)$$

где h — толщина стенки трубки заготовки; n — число полных гофров; A_0, A_1, A_2, B_0 — безразмерные коэффициенты, определяемые по графикам на рис. 8.30 в зависимости от безразмерных параметров $c = R_н/R_в$; $m = r/R_в$ ($R_н$, $R_в$ — наружный и внутренний радиусы сильфона; r — радиус кривизны в местах изгиба материала при гофрировке); α — угол наклона стенки сильфона по отношению к плоскости, перпендикулярной оси сильфона,

$$\alpha = \frac{4r-t}{2(R_н-R_в-2r)};\quad \delta = \frac{h}{R_в},$$

(t — шаг гофров). Прогиб сильфона под действием давления жидкости или газа рассчитывают по формуле (8.5), подставляя $Q = pF_{эф}$, где $F_{эф} = \pi(R_н^2 - R_в^2)/4$ — эффективная площадь сильфона.

Размеры бесшовных сильфонов выбирают в соответствии с ГОСТ 21482—76*. Наружный диаметр стандартных сильфонов лежит в диапазоне $D = 4{,}5 \div 160$ мм, число гофров $n = 4 \div 25$, толщина $h = 0{,}08 \div 0{,}25$ мм. Пример условного обозначения бесшовного сильфона диаметром $D = 28$ мм, числом гофров $n = 10$, толщиной $h = 0{,}12$ мм, из материала марки 36НХТЮ:

сильфон 28 × 10 × 0,12 — 36НХТЮ ГОСТ 21482—76.

Обозначение сварных сильфонов (ГОСТ 21754—81) отличается от обозначения бесшовных сильфонов указанием типа перед маркой материала: малой жесткости — 1, повышенной жесткости — 2. Пример обозначения сварного сильфона с наружным диаметром $D = 28$ мм, числом гофров $n = 10$, толщиной $h = 0{,}10$ мм, типа 1, из материала марки 36НХТЮ:

сильфон 28—10—0,10—1—36НХТЮ ГОСТ 21754—81.

Трубчатые манометрические пружины (схема *7* в табл. 8.36) применяют в расходомерах, манометрических термометрах, уровнемерах, манометрах. Использование изогнутой трубчатой пружины в качестве манометрического чувствительного элемента основано на деформации ее поперечного сечения под действием избыточного давления газа или жидкости. Для создания избыточного давления внутри трубки один ее конец жестко закрепляют в штуцере, соединенном с изучаемой средой, второй (свободный) — герметически запаивают и соединяют через передаточный механизм со стрелкой прибора. Чаще других применяют трубчатые пружины с поперечным сечением плоскоовальной или овальной формы (схема *7* в табл. 8.36). Трубчатые пружины с овальным

8.38. Значения коэффициентов α, β, s, ξ для трубчатого упругого элемента

a/b	α	β	s	ξ	a/b	α	β	s	ξ
Плоскоовальная форма поперечного сечения трубки					*Эллиптическая форма поперечного сечения трубки*				
1	0,637	0,096	0,083	0,811	1	0,750	0,083	0,098	0,833
1,5	0,594	0,110	0,085	0,713	1,5	0,636	0,062	0,078	0,662
2	0,548	0,115	0,081	0,652	2	0,566	0,053	0,066	0,584
3	0,480	0,121	0,074	0,591	3	0,493	0,045	0,056	0,499
4	0,437	0,121	0,069	0,552	4	0,452	0,044	0,052	0,459
5	0,403	0,121	0,065	0,524	5	0,430	0,043	0,048	0,439
6	0,388	0,121	0,062	0,504	6	0,416	0,042	0,047	0,429
7	0,372	0,120	0,060	0,488	7	0,406	0,042	0,046	0,423
8	0,360	0,119	0,059	0,476	8	0,400	0,042	0,046	0,416

поперечным сечением имеют бо́льшую чувствительность по сравнению с пружинами плоскоовального сечения.

Угол поворота конца трубки $\Delta\varphi$ под действием избыточного давления φ определяют по формуле

$$\Delta\varphi = p\varphi\left[\frac{(1-\mu^2)}{E}\frac{R^2}{bh}\left(1-\frac{b^2}{a^2}\right)\frac{\alpha}{\beta+R^2h^2/a^4}\right],$$

где φ — центральный угол трубки; R — радиус кривизны центральной оси трубки (схема 7 в табл. 8.35); a и b — большая и малая полуоси поперечного сечения трубки; h — толщина стенки ($h/b \leqslant 0{,}7$); α и β — безразмерные коэффициенты, определяемые по табл. 8.38 в зависимости от формы поперечного сечения и соотношения полуосей a/b.

Составляющие линейного перемещения свободного конца трубки в радиальном λ_r и тангенциальном λ_t направлениях равны:

$$\lambda_r = \frac{\Delta\varphi}{\varphi}R(1-\cos\varphi); \quad \lambda_t = \frac{\Delta\varphi}{\varphi}R(\varphi-\sin\varphi).$$

Полное перемещение $\lambda = \sqrt{\lambda_r^2+\lambda_t^2}$ $\left(\text{при } \varphi = 270°,\ \lambda = 5{,}8R\frac{\Delta\varphi}{\varphi}\right)$. Расчет тяговой силы Q и момента M трубчатой пружины, использующейся для управления исполнительными механизмами, осуществляют по формулам:

$$M = pab\,(1-b^2/a^2)\,24sR/(\xi+R^2h^2/a^4);$$
$$Q_r = 2M\,(1-\cos\varphi)/(\varphi-\sin\varphi\cos\varphi);$$
$$Q_t = 2M\,(\varphi-\sin\varphi)/(3\varphi-4\sin\varphi+\sin\varphi\cos\varphi);$$
$$Q = \sqrt{Q_r^2+Q_t^2}.$$

Значения коэффициентов s и ξ в зависимости от формы сечения и соотношения полуосей a/b поперечного сечения трубки приведены в табл. 8.38.

Глава 9

ОПОРЫ ПРИБОРОВ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

9.1. Классификация опор и направляющих

Опоры приборов и направляющие представляют собой устройства, обеспечивающие заданное относительное движение элементов. Они должны быть прочными, жесткими, износоустойчивыми, иметь высокую долговечность, низкую виброактивность



Рис. 9.1. Классификация направляющих движения и опор

малые габаритные размеры и стоимость. Различают направляющие вращательного и поступательного движений. По виду сил и моментов сопротивления движению их разделяют на типы, указанные на рис. 9.1. Технические характеристики и рекомендации по их использованию даны в пп. 9.2—9.6.

Выбор опор и направляющих производят с учетом многих факторов: скорости и диапазона возможных перемещений, значения и направления нагрузки, условий эксплуатации, требований к моментам сил сопротивления, точности направления движения, долговечности, стоимости, габаритным размерам и т. д.

Общие рекомендации по применению опор и направляющих состоят в следующем. При отсутствии в техническом задании

ограничений момента сопротивления и точности направления движения выбирают направляющие трения скольжения с непосредственным контактом (подшипники скольжения), отличающиеся высокой прочностью, износоустойчивостью, простотой конструкции и работоспособностью при нагрузках различного направления при низких и средних частотах вращения. Если определяющим показателем качества является момент сопротивления, то в зависимости от уровня требований к этому параметру выбирают газовые, гидравлические направляющие, направляющие с магнитным подвесом (например, в гироскопических приборах [38]) и опоры с трением качения специальных конструкций. Упругие опоры и направляющие применяют в приборах с ограниченным диапазоном перемещений подвижной части.

9.2. Подшипники качения

Общие сведения. Подшипники качения разделяют на шариковые и роликовые. Шарикоподшипники в настоящее время являются одним из основных типов опор приборов. Они обеспечивают требуемые параметры движения при низких и высоких частотах вращения и различных сочетаниях осевой и радиальной нагрузок. Момент сопротивления, возникающий при движении, оказывается в 4—10 раз меньше, чем в подшипниках скольжения при сопоставимых нагрузках и условиях эксплуатации. Роликовые подшипники в приборостроении практически не применяют. К приборным относят шарикоподшипники с наружным диаметром до 30 мм.

Классификация и характеристика шарикоподшипников. Шарикоподшипники классифицируют: по направлению воспринимаемой нагрузки относительно оси вала (ГОСТ 3395—75) — на радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные; по числу рядов шариков — на одно-, двухрядные; по частоте вращения — на тихоходные и быстроходные; по точности изготовления — на пять классов точности; по конструктивному исполнению — на стандартные и специальные.

Стандартные подшипники состоят из наружного, внутреннего колец и шариков, разделенных сепаратором. Основные конструктивные особенности стандартных приборных шарикоподшипников и рекомендации по их применению приведены в табл. 9.1.

Специальные шарикоподшипники имеют нестандартные конструкции, позволяющие повысить жесткость, точность центрирования (вращения), снизить момент трения или габаритные размеры. Среди них выделяют подшипники миниатюрные, с фланцем и гладкой внутренней поверхностью наружного кольца (тип 640000 в табл. 9.1), совмещенные опоры (рис. 9.2), шарикоподшипники с реверсивным противовращением колец (рис. 9.3, 9.4), подшипники, воспринимающие большие осевые нагрузки (рис. 9.5), и с автокомпенсацией момента трения (рис. 9.6).

Миниатюрные шарикоподшипники используют в малогабаритных устройствах при малых нагрузках и низких частотах вращения.

Подшипники типа 640000 применяют для компенсации температурных изменений размеров вала.

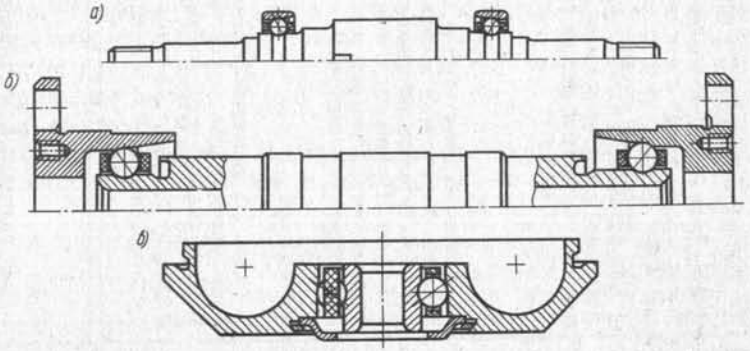


Рис. 9.2. Совмещенные опоры с наружным кольцом: *а* — без фланца; *б* — с фланцем; *в* — выполненным в виде крышки гиромотора

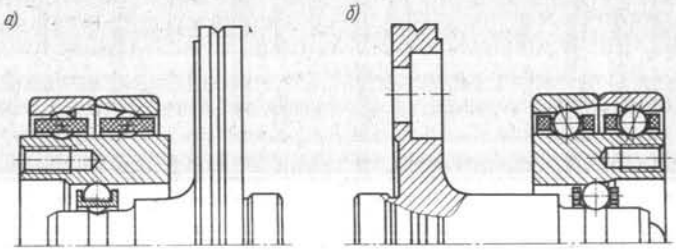
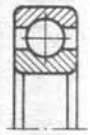
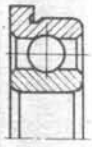
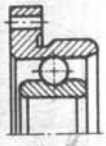
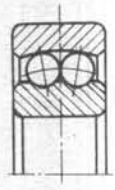


Рис. 9.3. Специальные подшипники с принудительным движением промежуточных колец: *а* — с гладкой внутренней цилиндрической поверхностью; *б* — с радиально-упорной дорожкой качения и пятой на цапфе

Совмещенные опоры используют при повышенных требованиях к стабильности частоты вращения, точности центрирования подвижной системы прибора. Перекосы и несоосности, возникающие при монтаже колец стандартных шарикоподшипников, в этих опорах уменьшены за счет совмещения деталей подшипника с деталями изделия: с валом (рис. 9.2, *а*, *б*), с крышкой (рис. 9.2, *в*). Вал может быть сплошным (рис. 9.2, *а*) и полым (рис. 9.2, *б*). Совмещенными обычно изготовляют радиально-упорные шарикоподшипники.

Специальные шарикоподшипники с реверсивным противовращением промежуточных колец применяют для снижения момента трения (в 8—10 раз). Движение промежуточных колец может быть непрерывным в разные стороны, реверсивным с амплитудой реверса в несколько оборотов

9.1. Основные типы стандартных приборных шарикоподшипников

Конструкция	Обозначение	ГОСТ	Конструктивные особенности	Условия работы, область применения
1. Радиальные однорядные подшипники				
	00000	8338—75*	Основная конструкция	При радиальной и умеренной двусторонней осевой нагрузке при низких, средних и высоких частотах вращения *1
	60000 80000	7242—81*	С одной защитной шайбой С двумя защитными шайбами	То же. В узлах, работающих в запыленной среде. Применяют в конструкциях, в которых затруднена установка уплотняющих устройств в корпусе
	160000 180000	8882—75*	С односторонним уплотнением С двусторонним уплотнением	То же. По сравнению с защитными шайбами уплотняющие устройства лучше сохраняют смазку в подшипнике и защищают его от пыли
	840000		С упорным бортом	При радиальной и односторонней умеренной осевой нагрузке в направлении упорного борта, при низких и средних частотах вращения. Возможна сквозная обработка отверстий корпуса под посадку колец. Выше точность сборки. Применяют при повышенных требованиях к стабильности частоты вращения
	860000 880000	10058—75	То же. С одной защитной шайбой То же. С двумя защитными шайбами	
	640000	—	С фланцем и гладкой внутренней поверхностью наружного кольца	При радиальной нагрузке, при низких и средних частотах вращения. Применяют в опорах, допускающих осевое смещение вала
2. Радиальные сферические (самоустанавливающиеся) подшипники				
	1000	5720—75*	Двухрядный	При радиальной и небольшой осевой нагрузках и невысоких частотах вращения. Допускают перекос до 2—3°
3. Радиально-упорные шарикоподшипники				
	6000	831—75*	Разъемные, $\alpha = 12°$	При радиальной и осевой односторонней нагрузке. Обеспечивают повышенную точность центрирования подвижной части прибора. Применяют при высоких частотах вращения. При увеличении α возрастает воспринимаемая осевая нагрузка, жесткость подшипника
	36000		Неразъемные с замком на наружном кольце, $\alpha = 12°$	

Продолжение табл. 9.1

Конструкция	Обозначение	ГОСТ	Конструктивные особенности	Условия работы, область применения
	46000	831—75*	Неразъемные с замком на наружном кольце, $\alpha = 26°$	При радиальной и осевой односторонней нагрузке. Обеспечивают повышенную точность центрирования подвижной части прибора. Применяют при высоких частотах вращения. При увеличении α возрастает воспринимаемая осевая нагрузка, жесткость подшипника
	1076000	831—75*	Со съемным внутренним кольцом, $\alpha = 18°$	При радиальной и небольшой осевой нагрузке в одну сторону
	56000	4252—75*	Двухрядные	При радиальной и умеренной двусторонней осевой нагрузке
			4. Упорные шарикоподшипники	
	8000	6874—75*	Одинарные	При значительной осевой односторонней нагрузке и невысоких частотах вращения

*1 Принято считать частоты вращения высокими при $n \geqslant 10\,000$ об/мин, низкими при частоте вращения порядка нескольких оборотов в минуту.

или колебательным с углом менее 360°. Типовая конструкция приведена на рис. 9.3. Уменьшение радиальных габаритных размеров может быть получено при использовании подшипника, изображенного на рис. 9.4.

В конструкциях, воспринимающих большие осевые нагрузки, применяют подшипники (рис. 9.5), в которых совмещены упорный и радиальный шарикоподшипники. При повышенных требованиях к сопротивлению вращению используют шарикоподшипники с автокомпенсацией момента трения (рис. 9.6).

Рис. 9.4. Специальные подшипники с уменьшенными радиальными габаритными размерами

Рис. 9.5. Специальный шарикоподшипник, воспринимающий радиальную и значительную осевую нагрузки

Рис. 9.6. Шарикоподшипник с автокомпенсацией момента трения

В зависимости от условий работы шарикоподшипники разделяют на высокоскоростные, маломоментные, общего и специального назначения.

Высокоскоростные шарикоподшипники применяют при $n \geqslant 10\,000$ об/мин. В качестве высокоскоростных используют стандартные радиально-упорные шарикоподшипники типов 6000, 1076000, 36000, 46000 повышенных классов точности и специальные совмещенные опоры. Большое значение для высокоскоростных подшипников имеет соосность посадочных мест, точность сборки.

Маломоментные (чувствительные) шарикоподшипники имеют специальные конструкции (рис. 9.3, 9.4 и 9.6). Снижение трения достигается за счет принудительного движения элементов подшипника, автокомпенсации момента трения и уменьшения радиуса трения в совмещенных и миниатюрных шарикоподшипниках.

Подшипники *общего назначения* имеют стандартные конструкции и изготовляются по 0-му и 6-му классам точности.

Из подшипников специального назначения особо выделяют шарикоподшипники сухого трения, работоспособные в атмосфере газов, в глубоком вакууме, в коррозионно-агрессивных средах, при высоких и низких температурах. Смазка шарикоподшипников сухого трения осуществляется за счет переноса продуктов износа сепаратора на дорожки качения и шарики. Применяются преимущественно антифрикционные самосмазывающиеся материалы (АСП-пластики, например тесаны, эстераны, виланы), графитофторопласты (80ФГ, АФГ-80ВС) и аропласты, сочетающие свойства твердых смазок и конструкционных материалов. Так, для сепараторов подшипников, работающих при температурах от —150 до 250 °С, используют тесан-2. Эстеран-51 предназначен для сепараторов подшипников, работающих при температурах ±100 °С и больших нагрузках. Для исключения схватывания элементов шарикоподшипников в условиях глубокого вакуума, а также уменьшения коэффициента сухого трения самосмазывающиеся материалы наносят на дорожки качения колец.

Материалы деталей подшипников. Материалы должны обладать высокой твердостью, износостойкостью, прочностью. Кольца и шарики изготовляют из стали марки ШХ15-ШД, коррозионностойких сталей (110Х18М-ШД, 95Х18-Ш), жаропрочных сталей (8Х4В9Ф2-Ш), немагнитных сплавов, например 40ХНЮ-ВИ, которые после соответствующей термообработки приобретают твердость не ниже 62 $HRC_э$. Кроме металлов для изготовления сепараторов применяют пластмассы [112]. Механические характеристики материалов деталей шарикоподшипников приведены в [112].

Условное обозначение шарикоподшипников. Знаки условного обозначения шарикоподшипника (ГОСТ 3189—75) разделены на основные и дополнительные, проставляемые слева и справа от основных (рис. 9.7). Основные знаки характеризуют внутренний диаметр, серию диаметров, ширин, тип подшипника и конструктивную разновидность. Дополнительные знаки слева указывают класс точности, группу радиального зазора и ряд момента трения. Класс точности обозначают цифрой (0, 6, 5, 4, 2) и отделяют через тире от основого обозначения (4—6025), класс 0 не указывают (6025). Дополнительные знаки справа характеризуют материал деталей, конструктивные изменения, специальные технические требования, температуру отпуска колец, марки смазочных материалов подшипников закрытого типа, шумность. Пример условного обозначения шарикоподшипника приведен на рис. 9.7, *г*.

Точность изготовления шарикоподшипников. Приборные шарикоподшипники выпускают пяти классов точности: 0, 6, 5, 4 и 2 (ГОСТ 520—71*). Регламентированы отклонения внутреннего d и наружного D диаметров [1], радиальное и осевое биения дорожек

[1] См. табл. 9.20, 9.21.

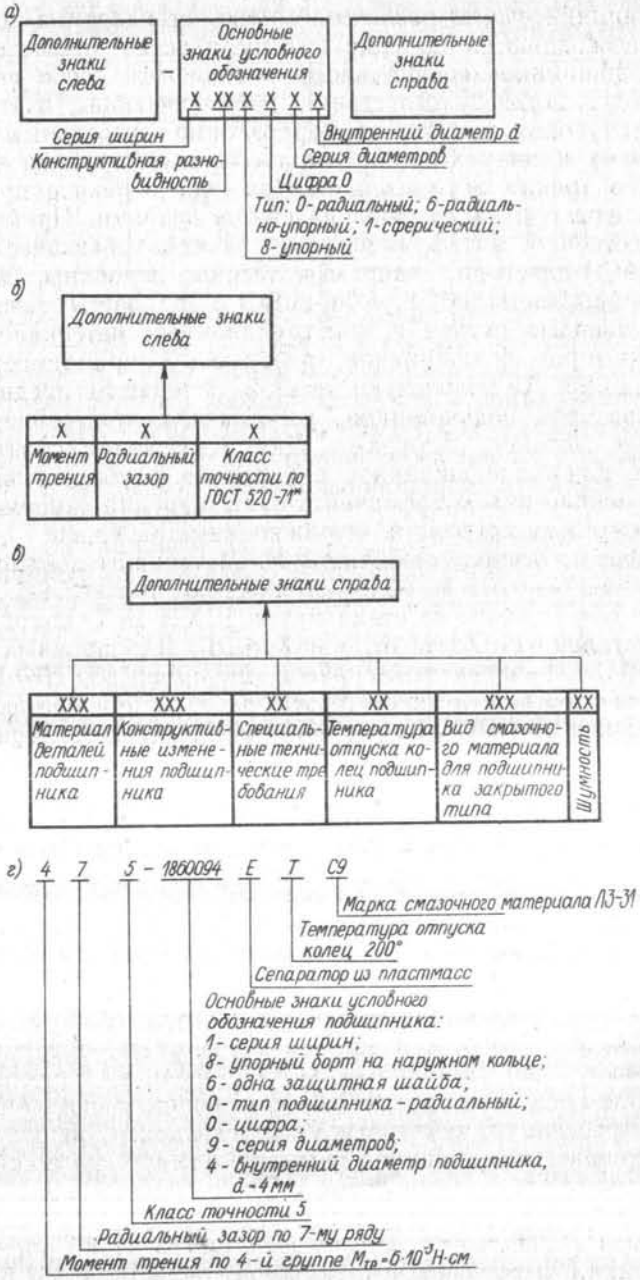


Рис. 9.7. Схемы (*а*—*в*) и пример (*г*) условного обозначения шарикоподшипников

9.2. Допускаемое торцовое биение заплечиков валов, мкм

Номинальный диаметр d, мм	Класс точности подшипника				
	0	6	5	4	2
Св. 1 до 3	10	6	3	2,0	1,2
» 3 » 6	12	8	4	2,5	1,5
» 6 » 10	15	9	4	2,5	1,5

9.3. Допускаемое торцовое биение заплечиков корпусов, мкм

Номинальный диаметр D, мм	Класс точности подшипника				
	0	6	5	4	2
Св. 3 до 6	18	12	5	4	2,5
» 6 » 10	22	15	6	4	2,5
» 10 » 18	27	18	8	5	3,0

качения колец (2—15 мкм), отклонения формы посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса (ГОСТ 3325—85). Шероховатость посадочных поверхностей колец, вала и отверстия, биение заплечиков валов и корпусов должны соответствовать допускаемым значениям ГОСТ 3325—85 (табл. 9.2—9.4).

Кинематика шарикоподшипников. Кинематические соотношения для идеальных шарикоподшипников приведены в табл. 9.5.

9.4. Шероховатость посадочных и опорных поверхностей

Посадочная поверхность	Класс точности шарикоподшипников	Параметр шероховатости R_a по ГОСТ 2789—73*, мкм, не более
Вал	0	1,25
	6 и 5	0,63
	4	0,32
	2	0,16
Отверстие корпуса	0	1,25
	6,5 и 4	0,63
	2	0,32
Торцы заплечиков вала и корпуса	0	2,5
	6,5 и 4	1,25
	2	0,63

Момент трения шарикоподшипников. Определяют по эмпирическим данным как сумму составляющих, учитывающих трение качения, скольжения, трение в смазке и факторы, обусловленные разноразмерностью шариков, отклонениями формы элементов подшипников и другими погрешностями изготовления [112]. Среднее значение момента трения вычисляют по формуле [67, 97]

$$M_{тр} = 1{,}4F_r k\,(D_2/D_w + 1),$$

где $M_{тр}$ — момент трения; F_r — радиальная нагрузка; k — коэффициент трения качения, $k = 0{,}0002 \div 0{,}0005$ см; D_2 — диаметр по дну желоба внутреннего кольца; D_w — диаметр шариков. Характер влияния различных факторов на момент трения показан на рис. 9.8. Трение в подшипниках уменьшают их предварительной приработкой, повышением точности изготовления элементов подшипников и посадочных мест на валу и в корпусе, снижением собственной вибрации, осуществлением принудительного движения кольца подшипника по отношению к цапфе, применением

9.5. Кинематические соотношения для элементов радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

Вращающееся кольцо	Частота вращения элементов ω, $с^{-1}$			
	сепаратора ω_c	сепаратора относительно кольца		шарика вокруг своей оси ω_s
		внутреннего ω_{c2}	наружного ω_{c1}	
Внутреннее	$\omega_2 k_1$	$-\omega_2 k_2$	$-\omega_2 k_1$	$-2D_{pw}k_1k_2\omega_2/D_w$
Наружное	$\omega_1 k_2$	$\omega_1 k_2$	$\omega_1 k_1$	$2D_{pw}k_1k_2\omega_1/D_w$
Оба в одном направлении	$\omega_2 k_1 + \omega_1 k_2$	$(\omega_1 - \omega_2)\,k_2$	$(\omega_1 - \omega_2)\,k_1$	$\frac{2D_{pw}k_1k_2}{D_w}(\omega_1 - \omega_2)$
Оба в противоположных направлениях	$\omega_2 k_1 - \omega_1 k_2$	$-(\omega_1 - \omega_2)\,k_2$	$-(\omega_1 + \omega_2)\,k_1$	$\frac{-2D_{pw}k_1k_2}{D_w}(\omega_1 + \omega_2)$

Примечание. Коэффициент k вычисляют по формуле $k_{1,2} = 0{,}5\,(D_{pw} \mp D_w \cos\alpha_0)/D_{pw}$, где D_{pw} — диаметр по центрам шариков; D_w — диаметр шариков; индексы 1 и 2 соответствуют наружному и внутреннему кольцам.

специальных подшипников. Автокомпенсацию момента трения получают (см. рис. 9.6) соответствующим выбором угла конуса внутреннего кольца подшипника. Нормированные значения моментов трения стандартных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников приведены в [112].

Выбор и расчет шарикоподшипников. Выбор подшипников осуществляют с учетом значения и направления нагрузки (радиальной, осевой или комбинированной), ее характера (постоянной, переменной, вибрационной или ударной), частоты вращения, долговечности, условий эксплуатации (температуры, влажности, запыленности, кислотности), точности ориентации подвижной системы относительно корпуса, жесткости, стоимости подшипника.

Тип шарикоподшипника (радиальный, радиально-упорный, упорный) назначают в зависимости от соотношения осевой F_a и радиальной F_r нагрузок:

радиальный при $F_a/F_r < 0{,}35$,

радиально-упорный с углом контакта $\alpha = 12°$ при $0{,}35 \leqslant F_a/F_r < 0{,}7$; $\alpha = 12 \div 18°$ при $0{,}7 \leqslant F_a/F_r < 1$; $\alpha = 18 \div 36°$ при $F_a/F_r > 1$.

При повышенных требованиях к стабильности положения центра масс подвижной системы прибора и частоты ее вращения, а также к жесткости опор применяют радиально-упорные шарикоподшипники.

Типоразмер подшипника определяют по динамической C или статической C_0 грузоподъемности.

Критерий динамической грузоподъемности. Выбор подшипников по этому критерию производят при частоте вращения подвижного кольца более 1 об/мин. Под базовой динамической грузоподъемностью C понимают постоянную радиальную нагрузку, которую смогут выдержать без появления признаков усталостного повреждения поверхностей не менее 90 % одинаковых подшипников в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн

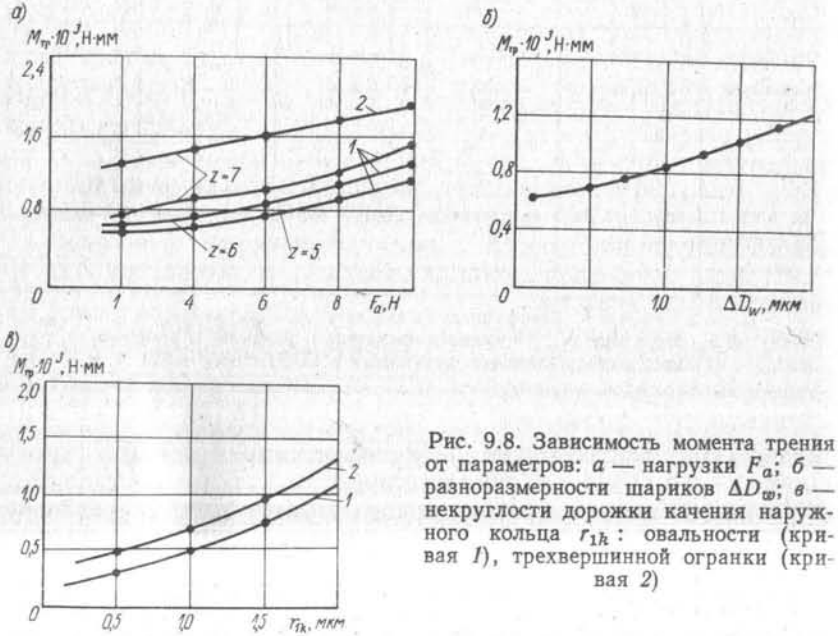


Рис. 9.8. Зависимость момента трения от параметров: *а* — нагрузки F_a; *б* — разноразмерности шариков ΔD_w; *в* — некруглости дорожки качения наружного кольца r_{1k}: овальности (кривая *1*), трехвершинной огранки (кривая *2*)

оборотов внутреннего кольца. Статическую грузоподъемность C_0 определяют как постоянную радиальную силу, при приложении которой суммарная остаточная деформация шариков и колец в зоне контакта составляет 0,0001 диаметра тела качения. Значения C и C_0 для стандартных шарикоподшипников с соотношением $r_2/D_w \leqslant 0{,}52$ (r_2 — радиус дорожки качения внутреннего кольца; D_w — диаметр шариков) приведены в каталоге или справочнике по подшипникам [112]. При отсутствии значений C и C_0 их вычисляют по формулам:

$$C = f_c (i \cos \alpha_0)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,8}; \qquad (9.1)$$

$$C_0 = f_0 i z D_w^2 \cos \alpha_0, \qquad (9.2)$$

где f_c — коэффициент, определяемый по табл. 9.6; i — число рядов шариков; z — число шариков; α_0 — начальный угол контакта; f_0 — коэффициент, равный 12,5 Н/мм² для радиальных и радиально-упорных подшипников.

9.6. Значение коэффициента f_c для однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, Н/мм^{1,8}

$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$	Подшипник		$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$	Подшипник		$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$	Подшипник	
	неразъемный	разъемный		неразъемный	разъемный		неразъемный	разъемный
0,05	46,7	16,2	0,14	58,8	25,3	0,28	57,1	36,6
0,06	49,1	17,4	0,16	59,6	27,1	0,30	56,0	37,8
0,07	51,1	18,5	0,18	59,9	28,8	0,32	54,6	38,9
0,08	52,8	19,5	0,20	59,9	30,5	0,34	53,2	39,8
0,09	54,3	20,6	0,22	59,6	32,1	0,36	51,7	40,4
0,10	55,5	21,5	0,24	59,0	33,7	0,38	50,0	40,8
0,12	57,5	23,4	0,26	58,2	35,2	0,40	48,4	40,9

Примечание. Значения f_c даны для подшипников, у которых $r_2/D_w < 0{,}52$. При $r_2/D_w > 0{,}52$ коэффициент f_c вычисляют по формулам, приведенным в справочнике [112].

9.7. Значения X и Y для радиальных и радиально-упорных однорядных шарикоподшипников (ГОСТ 18855—82)

α, °	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$ *		e	α, °	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$ *		e
		X	Y				X	Y	
0	0,014	0,56	2,30	0,19	12	0,014	0,45	1,81	0,30
	0,028		1,99	0,22		0,057		1,46	0,37
	0,056		1,71	0,26		0,110		1,22	0,45
	0,084		1,55	0,28		0,170		1,13	0,48
	0,110		1,45	0,30		0,290		1,04	0,52
	0,170		1,31	0,34		0,570		1,00	0,54
	0,280		1,15	0,38	18	—	0,43	1,00	0,57
	0,420		1,04	0,42	26		0,41	0,87	0,68
	0,560		1,00	0,44	36		0,37	0,66	0,95

* При $F_a = 0$ и $F_a/(VF_r) < e$ принимают $X = 1$, $Y = 0$.

Ниже приведены значения C для некоторых типоразмеров высокоскоростных шарикоподшипников:

Типоразмер	2076084E	6023E	6025E	6026E1	6074E
C, Н	220	320	1810	2690	790

Выбор шарикоподшипников по динамической грузоподъемности осуществляют с использованием зависимости

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3, \qquad (9.3)$$

где L_h — долговечность, ч; n — частота вращения, об/мин; P — эквивалентная динамическая нагрузка. Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$$P = (XVF_r + YF_a)\,k_б k_т. \qquad (9.4)$$

Коэффициент вращения V равен

$$V = \begin{cases} 1 \text{ — при вращении внутреннего кольца;} \\ 1{,}2 \text{ — при вращении наружного кольца.} \end{cases}$$

Значения температурного коэффициента $k_т$ приведены ниже:

T, °C	125	150	175	200	225	250
$k_т$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Коэффициент безопасности $k_б$, учитывающий влияние динамичности нагружения в условиях эксплуатации, принимает следующие значения:

Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % от расчетного значения нагрузки	1—1,2
Умеренные толчки, вибрация, кратковременные перегрузки до 150 %	1,3—1,8
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 %	1,8—2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 %	2,5—3,0

Коэффициенты нагрузки X и Y находят по табл. 9.7 с учетом соотношения $F_a/(VF_r)$ и значения коэффициента e, выбираемого в зависимости от F_a/C_0. Для радиально-упорных шарикоподшипников коэффициенты X и Y определяют методом последовательных приближений. Сначала находят значения X, Y, e по табл. 9.7 без учета осевых составляющих F_{si}, обусловленных наличием угла контакта α. Далее вычисляют осевые составляющие F_{si} (для каждой из двух опор) по формуле $F_{si} = eF_{ri}$, корректируют осевую нагрузку F_{ai} (табл. 9.8) в зависимости от соотношений F_{s1}, F_{s2}, F_a (для двух опор). Значения коэффициентов X, Y, e уточняют по табл. 9.7 до тех пор, пока отличие их в двух соседних приближениях не превысит 10—15 %. По формуле (9.4) вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку P и с использованием формулы (9.3) находят динамическую грузоподъемность C для заданной долговечности $[L_h]$. Подшипник выбирают так, чтобы значение C, указанное в каталоге, превышало расчетное.

9.8. Формулы для расчета осевой нагрузки радиально-упорных шарикоподшипников

Условия нагружения	Осевая нагрузка
$F_{s1} > F_{s2}$; $F_a \geqslant 0$ или $F_{s1} < F_{s2}$; $F_a \geqslant F_{s2} - F_{s1}$	$F_{a1} = F_{s1}$; $F_{a2} = F_{s1} + F_a$
$F_{s1} < F_{s2}$; $F_a < F_{s2} < F_{s1}$	$F_{a1} = F_{s2} - F_a$; $F_{a2} = F_{s2}$

Методика расчета и выбора стандартных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников рассмотрена ниже.

Исходные данные: диаметр цапфы вала $d = 3$ мм; радиальная нагрузка $F_r = 10$ Н и осевая $F_a = 1$ Н; частота вращения $n = 2200$ об/мин; перегрузки нет ($k_б = 1$), рабочая температура до 100 °С ($k_т = 1$). Требуемая долговечность $[L_h] = 1800$ ч; вращается внутреннее кольцо ($V = 1$).

Выбор и расчет. Выполняют в следующей последовательности.

1. По отношению осевой нагрузки к радиальной определяют тип подшипника — радиальный, так как $F_a/F_r = 0{,}1 < 0{,}35$.

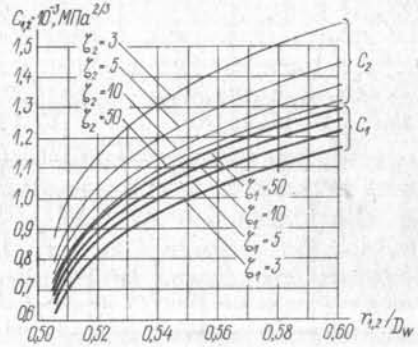


Рис. 9.9. Зависимость коэффициентов $C_{1,2}$ от соотношения размеров $\frac{r_{1,2}}{D_w}$, $\zeta_1 = \frac{D_1 - 2r_1}{D_w \cos\alpha}$, $\zeta_2 = \frac{D_2 + r_2}{D_w \cos\alpha}$, где $r_{1,2}$ — радиус дорожки качения наружного и внутреннего кольца; $D_{1,2}$ — диаметр дорожки качения наружного и внутреннего кольца

2. Выбирают типоразмер подшипника, внутренний диаметр которого равен диаметру цапфы вала, например 1000093.

3. Для выбранного типоразмера подшипника по каталогу определяют значения статической и динамической грузоподъемности ($C = 440$ Н, $C_0 = 200$ Н).

4. По формуле (9.4) находят эквивалентную нагрузку P: $F_a/C_0 = 1/200 = 0{,}005$; $e = 0{,}19$; $F_a/(VF_r) = 1/(1 \cdot 10) = 0{,}1$, так как $F_a/(VF_r) < e$; $X = 1$; $Y = 0$; $P = XVF_r k_б k_т = 10$ Н.

5. Вычисляют с использованием формулы (9.3) динамическую грузоподъемность C подшипника, при которой в заданных условиях эксплуатации обеспечивается требуемая долговечность, и проверяют правильность выбора. Если расчетное значение C меньше указанного в каталоге, то выбор произведен верно. В противном случае выбирают подшипник с большей грузоподъемностью. В примере выбор произведен правильно.

6. Производят проверку контактной прочности подшипника $\sigma_{1,2} \leqslant [\sigma]$, где $\sigma_{1,2}$ — напряжение в зоне контакта наиболее нагруженного шарика с наружным и внутренним кольцами; $[\sigma]$ — допускаемое контактное напряжение, $[\sigma] \approx 3000$ МПа. Напряжение $\sigma_{1,2}$ рассчитывают по формуле

$$\sigma_{1,2} = C_{1,2} \sqrt[3]{\frac{P_0}{D_w^2}},$$

где $C_{1,2}$ — коэффициенты, учитывающие упругие свойства материала и условия контактирования шарика с наружным и внутрен-

ним кольцами, МПа$^{2/3}$ (рис. 9.9); D_w — диаметр шарика, мм; P_0 — наибольшая нагрузка на шарик, вычисляемая по формулам [98, 112]; при $F_a = 0$ $P_0 = 5F_r/z$, при полном контактировании и $F_r \neq 0$, $F_a \neq 0$

$$P_0 = \frac{F_a}{z \sin \alpha_0} + q \frac{F_r}{z \cos \alpha_0} + \frac{1}{2} F_ц \cos \alpha_0.$$

Значения q определяют по графику на рис. 9.10, *а*, центробежную силу $F_ц$ учитывают только при высоких частотах вращения. При этом получают: $P_0 \approx \approx 5F_r/z = 8{,}3$ Н; $C_1 = 0{,}97 \cdot 10^3$; $C_2 = 1{,}26 \cdot 10^3$ МПа$^{2/3}$; $\sigma_1 = 1443$ МПа $< [\sigma]$; $\sigma_2 = 1880$ МПа $< [\sigma]$.

При переменных во времени нагрузках и частотах вращения расчет долговечности выполняют, ориентируясь на их средние значения. Среднюю нагрузку F_m рассчитывают по формулам:

1) при ступенчатом изменении (рис. 9.10, *б*)

$$F_m = F_1 \sqrt[3]{\sum_{i=1}^{k} \left(\frac{F_i}{F_1}\right)^3 \frac{\tau_i}{\tau}},$$



Рис. 9.10. Характер изменения параметров нагрузки: *а* — коэффициента q при $k_ξ = F_a/(F_r \operatorname{ctg} \alpha)$; *б—е* — амплитуды $F(t)$

где F_i — возможные значения нагрузки, $i = 1, 2, \ldots, k$; τ_i — интервал времени, на котором F_i постоянна; F_1 — значение нагрузки на первом интервале; τ — длительность работы;

2) при линейном изменении от минимального F_{min} до максимального F_{max} значений (рис. 9.10, *в*)

$$F_m = (F_{min} + 2F_{max})/3;$$

3) при гармоническом изменении в пределах от 0 до F_{max} (рис. 9.10, *г*) $F_m \approx 0{,}68F_{max}$; в пределах от $+F_{max}$ до $-F_{max}$ (рис. 9.10, *д*) $F_m \approx 0{,}75F_{max}$;

4) при совместном действии постоянной нагрузки F_1 и переменной гармонической нагрузки $F_2 \cos \omega t$ (рис. 9.10, *е*)

$$F_m = F_1 \left[\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \left(1 + \frac{F_2}{F_1} \cos \omega t\right)^3 dt\right]^{1/3}.$$

Средняя частота вращения при ступенчатом ее изменении равна

$$n_m = n_1 \sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{n_1} \frac{\tau_i}{\tau},$$

где n_1, n_i — частота вращения на первом и i-м интервалах; k — число вариаций частоты вращения.

Критерий статической грузоподъемности. Выбор шарикоподшипника по статической грузоподъемности (ГОСТ 18854—73) производят при отсутствии вращения колец или вращении (колебании) с частотой $n < 1$ об/мин. Подшипник выбирают так, чтобы эквивалентная статическая нагрузка P_0 не превышала статической грузоподъемности C_0. Если значение C_0 не указано в каталоге, его вычисляют по формуле (9.2). Эквивалентную статическую нагрузку P_0 при чисто радиальном или осевом нагружении полагают равной внешней нагрузке, а при комбинированном нагружении определяют как бóльшую из двух значений, рассчитанных по формулам:

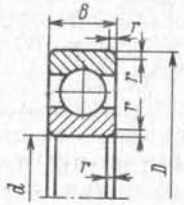
$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad P_0 = F_r.$$

Для радиальных шарикоподшипников $X_0 = 0{,}6$; $Y_0 = 0{,}5$; для радиально-упорных $X_0 = 0{,}5$ (для всех значений α), $Y_0 = 0{,}47$ при $\alpha = 12°$; $Y_0 = 0{,}37$ при $\alpha = 26°$; $Y_0 = 0{,}28$ при $\alpha = 36°$. Статическая грузоподъемность C_0 в каталоге указана как радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников и как осевая для упорных.

Конструирование подшипниковых узлов. При конструировании подшипниковых узлов необходимо обеспечить центрирование подшипников в двух опорах, осевую фиксацию вала, возможность теплового изменения длины вала без нарушения нормальной работы подшипника, защиту подшипников от попадания в них пыли, сохранение смазочного материала, удобство монтажа и демонтажа, регулировку осевого натяга.

Конструктивные особенности подшипников и их размеры. Особенности приборных подшипников, связанные с тонкостенностью, особой чувствительностью к перекосам, деформациям и влияниям температуры, обязательно подлежат учету при их использовании. Следует обращать особое внимание на фактическое исполнение фасок и галтелей корпусов и валов, на совмести-

9.9. Параметры радиальных однорядных шарикоподшипников типа 0000 (ГОСТ 8338—75*)

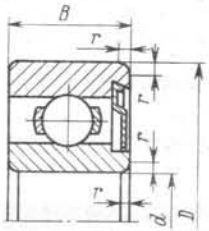
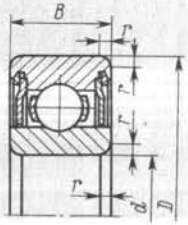


Условное обозначение	Основные размеры, мм					z	C, Н	C_0, Н	$n_{пр}$, тыс. об/мин для СМ		Масса, г
	d	D	B	r	D_w				п	ж	
					Серия диаметров 8						
1000084	4	9	2,5	0,2	1,300	9	420	190	31,5	40	0,7
1000085	5	11	3	0,3	1,588	9	635	280	40	48	1,2
1000088	8	16	4	0,4	2,000	10	980	500	25	31,5	3,4
					Серия диаметров 9						
1000091	1	4	1,6	0,2	0,680	6	200	30	31,5	40	0,1
1000092	2	6	2,3	0,2	1,000	7	220	90	31,5	40	0,4
1000093	3	8	3	0,2	1,588	6	440	200	31,5	40	0,7
1000094	4	11	4	0,3	2,000	7	750	350	31,5	40	2,0
1000095	5	13	4	0,4	2,000	8	850	400	31,5	40	2,5
1000096	6	15	5	0,4	2,381	8	1160	570	31,5	40	4,0
1000097	7	17	5	0,5	3,000	7	1580	790	25	31,5	5,0
1000098	8	19	6	0,5	3,000	8	1750	900	25	31,5	8,0
1000099	9	20	6	0,5	3,500	7	2100	1070	25	31,5	8,0
1000900	10	22	6	0,5	3,969	7	2620	1380	25	31,5	9,0
					Серия диаметров 8						
2000154	1,5	4	1,7	0,1	0,680	7	140	39	36	43	0,1
2000083	3	7	2,5	0,3	1,300	7	450	147	36	43	0,4
2000087	7	14	4	0,3	2,000	9	1170	440	36	43	2,6
					Серия диаметров 1						
13	3	9	3	0,3	1,588	6	440	190	36	43	1,0
17	7	19	6	0,5	3,969	6	2240	1180	25	31,5	7,0
18	8	22	7	0,5	3,969	7	2600	1380	25	31,5	12,0
100	10	26	8	0,5	4,763	7	3600	2000	25	31,5	19,0
					Серия диаметров 2						
23	3	10	4	0,3	1,588	7	500	220	31,5	40	1,6
24	4	13	5	0,4	2,381	6	920	430	31,5	40	3,0
25	5	16	5	0,5	3,175	6	1500	760	31,5	40	5,0
26	6	19	6	0,5	3,969	6	2210	1180	25	31,5	8,0
27	7	22	7	0,5	3,969	7	2560	1380	25	31,5	13,0
28	8	24	7	0,5	3,969	7	2620	—	25	31,5	19,0
29	9	26	8	1,0	4,763	7	3570	2000	25	31,5	19,0

Условное обозначение	Основные размеры, мм					z	C, Н	C_0, Н	$n_{пр}$, тыс. об/мин для СМ		Масса, г
	d	D	B	r	D_w				п	ж	
					Серия диаметров 3						
34	4	16	5	0,5	1,588	7	1 450	740	36	43	5,0
35	5	19	6	0,5	3,969	6	21 700	11 800	25	31,5	8,0

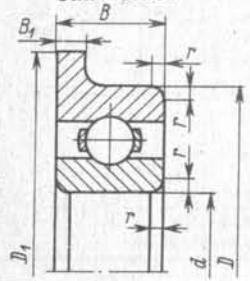
Примечание. Обозначены через z — число шариков; D_w — диаметр шариков.

9.10. Размеры радиальных шарикоподшипников с одной защитной шайбой типа 60000 и с двумя защитными шайбами типа 80000 (ГОСТ 7242—81*), мм

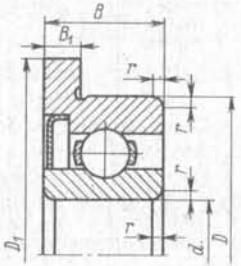
Конструкция	Условное обозначение		d	D	B	r
	60000	80000				
Тип 60000		*Серия диаметров 9*				
	3060093	3080093	3	8	4	0,3
	1060094	1080094	4	11	4	0,3
	1060095	1080095	5	13	4	0,4
	1060096	1080096	6	15	5	0,4
	1060097	1080097	7	17	5	0,5
	1060098	1080098	8	19	6	0,5
	1060099	1080099	9	20	6	0,5
Тип 80000		*Серия диаметров 2*				
	60023	80023	3	10	4	0,3
	60024	80024	4	13	5	0,3
	60025	80025	5	16	5	0,5
	60026	80026	6	19	6	0,5
	60027	80027	7	22	7	0,5
	60028	80028	8	24	8	0,5

9.11. Размеры радиальных однорядных шарикоподшипников с упорным буртом (ГОСТ 10058—75), мм

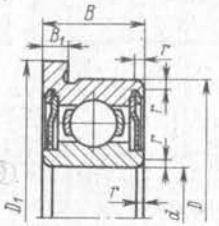
Тип 840000



Тип 860000



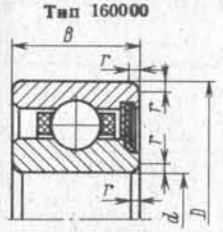
Тип 880000



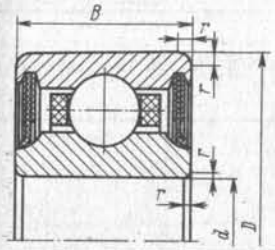
Условное обозначение	d	D	B	D_1	B_1	r
			Серия диаметров 8			
1840083	3	7	2	8,1	0,5	0,3
			Серия диаметров 9			
1840091	1	4	1,6	5	0,5	0,2
184009/1,5	1,5	5	2	6,5	0,6	0,3
1840092	2	6	2,3	7,5	0,6	0,3
184009/2,5	2,5	7	2,5	8,5	0,7	0,3
1840093	3	8	3	9,5	0,7	0,3
1840094	4	11	4	12,5	1	0,3
1840095	5	13	4	15	1	0,3
1840096	6	15	5	17	1,2	0,3
3860093	3	8	4	9,5	0,9	0,3
1860094	4	11	4	12,5	1	0,3
1860095	5	13	4	15	1	0,3
1860096	6	15	5	17	1,2	0,3
3880093	3	8	4	9,5	0,9	0,3
1880094	4	11	4	12,5	1	0,3
1880095	5	13	4	15	1	0,3
1880096	6	15	5	17	1,2	0,3
			Серия диаметров 2			
860023	3	10	4	11,5	1	0,3
880023						
860024	4	13	5	15	1	0,4
880024						
860025	5	16	5	18	1	0,5
880025						
860026	6	19	6	22	1,5	0,5
880026						
840023	3	10	4	11,5	1	0,3
840024	4	13	5	15	1	0,4
840025	5	16	5	18	1	0,5
840026	6	19	6	22	1,5	0,5

9.12. Размеры радиальных шарикоподшипников с уплотнениями (ГОСТ 8882—75*), мм

Тип 160000

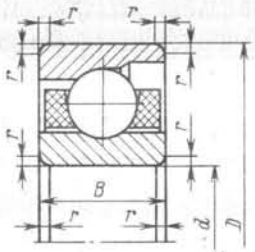


Тип 180000



Условное обозначение	D	d	B	r
160500	10	30	14	1,0
180500				
160600	10	35	17	1,0
180600				

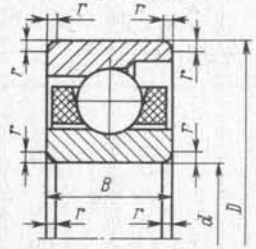
9.13. Конструктивные параметры радиально-упорных однорядных шарикоподшипников (ГОСТ 831—75*)



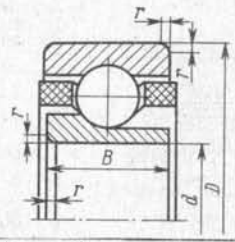
Условное обозначение	Основные размеры, мм							Условное обозначение	Основные размеры, мм						
	d	D	B	T*	r	D_w	z		d	D	B	T*	r	D_w	z
Тип 1006000. Серия диаметров 9								*Тип 36000К. Серия диаметров 1*							
1006094	4	11	4	4	0,3	2,000	6	36100К	10	26	8	8	0,5	4,763	8
1006095	5	13	4	4	0,4	2,000	7	*Тип 46000. Серия диаметров 1*							
1006096	6	15	5	5	0,4	2,381	8	46100Ю	10	26	8	8	0,5	4,763	8
Тип 6000. Серия диаметров 1								*Тип 6000. Серия диаметров 2*							
6017	7	19	6	6	0,5	3,969	6	6023	3	10	4	4	0,3	1,588	7
6100	10	26	8	8	0,5	4,763	9	6025	5	16	5	5	0,5	3,175	8
Тип 36000. Серия диаметров 1								6026	6	19	6	6	0,5	3,969	6
36100	10	26	8	8	0,5	4,763	8	6027	7	22	7	7	0,5	4,763	7
								6028К	8	24	7	7	0,5	4,763	8

9.14. Конструктивные параметры радиально-упорных шарикоподшипников других типов

Тип 6000

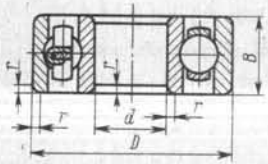


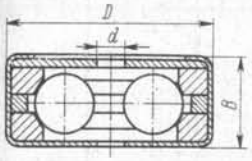
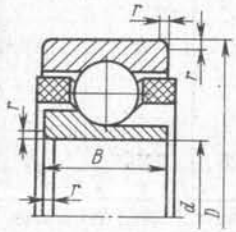
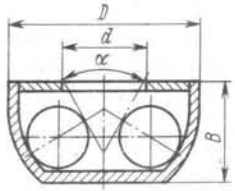
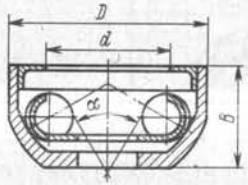
Тип 1076000



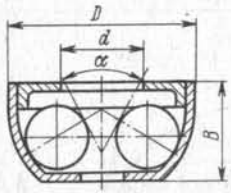
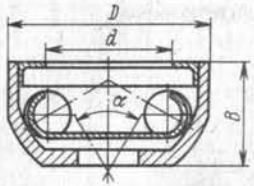
Условное обозначение	Размеры, мм					z	$n_{пр}$, об/мин	Масса M, кг	Примечание
	d	D	B	r	D_w				
6003Е	3	16	5	0,3	3,175	7	30 000	0,005	Со съемным наружным кольцом
6004	4					8	—		
600К	5					7	30 000		
6006	6	21	7	0,5	4,763	6	—	0,011	
6008Е	8	24	7		4,763	7	30 000	0,015	
6010Е	10	28	8		5,556	8	30 000	0,023	
6074Е	4	16	10	0,5	2,000	7		0,0101	
6074Е1	4	16	10	0,5	3,175	7		0,0079	
107609/1,5ЮТ	1,5	5	2	0,3	1,000	5	60 000	0,00024	Со съемным внутренним кольцом
2076083ЮТ	3	7	2,5	0,2	1,300	6		0,00035	
2076084ЮТ	4	9	3	0,3	1,300	9		0,00083	
1076095ЮТ	5	13	4	0,4	2,000	5		0,00242	

9.15. Конструктивные параметры некоторых типов малогабаритных шарикоподшипников

Конструкция и условное обозначение	Основные размеры, мм				z
	d	D	B	D_w	
Радиальные однорядные					
					
2000083	3	7	2,5	1,300	7
1000093	3	8	3	1,588	6

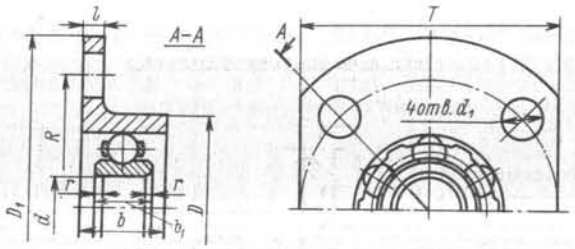
Конструкция и условное обозначение	Основные размеры, мм				z
	d	D	B	D_w	
					
Э040 (ОКБ 224)	0,90	4	1,7	1,000	5
Радиально-упорные со съемным внутренним кольцом					
					
107609/1,5ЮТ	1,5	5	2	1,000	7
2076083ЮТ	3	7	2,5	1,300	6
Радиально-упорные (чашечного типа) под коническую цапфу					
					
Э610 (ОКБ 279)	0,44	1	0,75	0,360	3
Э618 (ОКБ 273)	0,85	1,8	1,1	0,680	3
ОКБ 384	0,85	1,8	1,1	0,680	4
					
Э625К (ОКБ 203)	1,0	2,5	1,5	0,900	3

Продолжение табл. 9.15

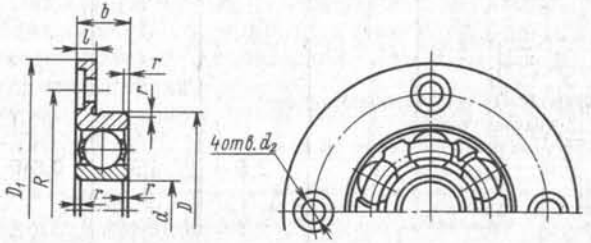
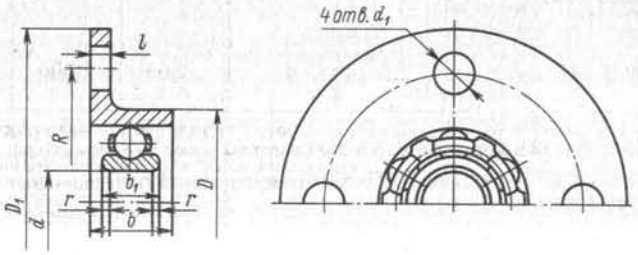
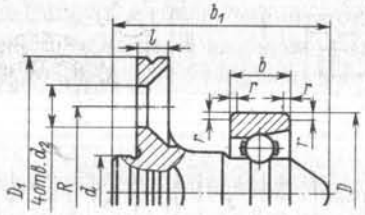
Конструкция и условное обозначение	Основные размеры, мм				z
	d	D	B	D_w	
 Э625 (ОКБ 223)	1,1	2,5	1,3	0,840	4
 Э640К (ОКБ 272)	2,5	4	2,05	1,000	6

Примечание. Подшипники Э040 (ОКБ 224), Э610 (ОКБ 279), Э618 (ОКБ 273), ОКБ 384, Э625 (ОКБ 223) изготавливают без сепаратора, в подшипниках типов 1000093, 2000083 применяют стальные коррозионно-стойкие и латунные сепараторы; в подшипниках 107609/1,5ЮТ, 2076083ЮТ используют текстолитовые сепараторы.

9.16. Конструктивные параметры специальных шарикоподшипников

Условное обозначение	Основные размеры, мм											z
	d	D	D_1	b	b_1	l	R	$d_{1,2}$	T	r	D_w	
Радиальные однорядные с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца												
												
640013К	3	9	17	4	3	1	6,5	2,2	13,2	0,3	1,588	6
640014К	4	12	20	5	4	1	8,0	2,2	15,3	0,3	2,000	7
640095К	5	13	21	5	4	1	8,5	2,2	16	0,4	2,000	8
640096К	6	15	25	6	5	1,5	10,0	3,0	19,2	0,4	2,381	8

Продолжение табл. 9.16

Условное обозначение	Основные размеры, мм											z
	d	D	D_1	b	b_1	l	R	$d_{1,2}$	T	r	D_w	
												
640075	5	19	30	5	—	2	12,0	2,4	—	0,5	3,969	6
												
640013	3	9	17	4	3	1	6,5	2,2		0,3	1,588	6
640014	4	12	20	5	4	1	8,0	2,2		0,3	2,000	7
640018	8	22	34	8	7	2	14,0	3,6		0,5	3,969	7
640025	5	16	26	6	5	1,5	10,5	3,0		0,5	3,175	6
640065	5	20	32	10	5	2	13,0	3,5	—	0,5	3,175	6
640066	6	20	32	6	5	2	13,0	3,5		0,4	2,381	8
640068	8	24	41	10	7	4	15,0	3,5		0,5	3,969	7
640095	5	13	21	5	4	1	8,5	2,2		0,4	2,000	8
640096	6	15	25	6	5	1,5	10	3,0		0,4	2,381	8
740063	3	12	20	4	—	1	8	2,2		0,3	1,588	7
Радиально-упорные разъемные												
												
406045	6	13	22	5	17,5	2,5	7	3,5	—	0,4	2,381	7

мость применяемых материалов, на влияние различных сред давлений, режимов работы и т. п. Конструкция и основные параметры приборных шарикоподшипников приведены в табл. 9.9—9.17. Значения грузоподъемности C и C_0 указаны только для подшипников типа 0000, эти значения соответствуют и другим типам подшипников с совпадающими последними двумя цифрами основного условного обозначения, например подшипники 25, 60025, 80025, 860025 имеют одинаковую грузоподъемность $C = 1500$ Н и $C_0 = 760$ Н. Предельная частота вращения $n_{пр}$ указана для случаев применения пластичного (п) и жидкого (ж) смазочного материала (СМ).

9.17. Характеристики шарикоподшипников сухого трения

Условное обозначение	Габаритные размеры подшипника, мм	Материал сепаратора
36023Ю2 36023Р 4-1036094Ю1 4-1036095 36025Ю2 1036096Ю 36026Ю 36018Ю5 И 1002	3×10×4 3×10×4 4×11×4 5×13×4 5×16×5 6×15×5 6×19×6 8×22×7 12×28×8	Тесан-2 (армированный)
1036095Ю4Т 4-1036095Ю7Т 5-1036095Ю10Т	5×13×4	Эстеран-29
36018Ю4	8×22×7	Вилан-20

Посадки шарикоподшипников. Посадки колец шарикоподшипников получают, изменяя размеры цапфы вала и отверстия корпуса. Посадку наружного кольца выполняют в системе вала, внутреннего кольца — в системе отверстия, однако в отличие от основного отверстия допуск на диаметр d внутреннего кольца задают не в «плюс», а в «минус».

Расчет и выбор натяга (зазора) производят при учете средних значений диаметров посадочных поверхностей: d_m — внутреннего и D_m — наружного колец. Характер посадки определяют по виду нагружения: местного, циркуляционного, колебательного (табл. 9.18). При *местном нагружении* кольцо воспринимает радиальную, постоянную по направлению нагрузку ограниченным участком дорожки качения, при *циркуляционном* — радиальную нагрузку последовательно всеми точками дорожки качения и передает ее последовательно всей посадочной поверхности вала и корпуса. При *колебательном нагружении* радиальная нагрузка воспринимается последовательно точками ограниченного участка дорожки качения.

Циркуляционно нагруженные кольца для исключения их проворота устанавливают с небольшим натягом. При местном нагружении применяют посадки с зазором, при колебательном — переходные посадки (табл. 9.19). Предельные отклонения диаметров колец шарикоподшипников, валов и отверстий корпусов указаны в табл. 9.20 и 9.21. Рекомендуемые посадки колец радиальных

9.18. Виды нагружения шарикоподшипника в зависимости от условий его работы

Радиальная нагрузка, воспринимаемая шарикоподшипником	Вращающееся кольцо	Вид нагружения	
		внутреннего кольца	наружного кольца
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, меньшая по значению	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, бо́льшая по значению	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное в одном или противоположных направлениях	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращающаяся, приложенная к внутреннему кольцу		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся, приложенная к наружному кольцу		Циркуляционное	Местное

и радиально-упорных шарикоподшипников (рис. 9.11) приведены в табл. 9.19.

Посадки скоростных и маломоментных шарикоподшипников приборов осуществляют с натягом 1—3 мкм в соединении вал — внутреннее кольцо и с зазором 1—4 мкм между наружным кольцом и корпусом. Точность установки подшипников повышают различными путями: сокращением полей допусков на сопрягаемые детали; селективной сборкой с прецизионной доводкой посадочных мест под подшипники, применением совмещенных опор и клеевых соединений колец шарикоподшипников с валом и корпусом. При малых значениях натяга (зазора) качество посадки контролируют по усилиям запрессовки колец (рис. 9.12) или таблицам натягов, составленным на основе опыта конструирования, сборки и эксплуатации [112].

Тугие кольца упорных подшипников всех размеров устанавливают на вал с посадками j_s6, k6, свободное кольцо — в отверстие вращающейся детали с посадками J_s6, J_s7.

Осевая фиксация валов. Наиболее распространенные способы фиксации валов — с использованием фиксирующей и «плавающей» опор и враспор (табл. 9.22). В первой схеме температурная компенсация изменения длины вала происходит за счет смещения «плавающей» опоры, во второй схеме предусматривают зазор.

Для повышения точности центрирования, обеспечения стабильности положения центра тяжести вращающейся системы вал

9.19. Рекомендуемые поля допусков диаметров вала и отверстия корпуса для посадки шарикоподшипников

Вид нагружения	Классы точности подшипника	Поля допусков диаметров деталей	
		вала	корпуса
Местное	0 и 6 5 и 4 2	j_s6, h6, g6, f6 j_s5, h5 j_s4, h4	J_s7, H7, G7, H8 J_s6, H6 J_s5, H5
Циркуляционное	0 и 6 5 и 4 2	k6, j_s6 k5, j_s5 k4, j_s4	K7, J_s7 K6 K5
Колебательное	0 и 6 5 и 4 2	j_s6 j_s5 j_s4	J_s7 J_s4, J_s5 J_s4

9.20. Предельные отклонения, мкм, диаметров валов для посадки радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников классов точности 6, 5, 4 и 2

Номинальный диаметр d, мм		Поле допуска							
		k		J_s		h		g	
св.	до	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.
Класс точности 6 (квалитет 6) *									
0,6	3	+6	0	+3,0	−3,0	0	−6	−2	−8
3	6	+9	+1	+4,0	−4,0		−8	−4	−12
6	10	+10		+4,5	−4,5		−9	−5	−14
Классы точности 5 и 4 (квалитет 5) *									
0,6	3	+4	0	+2,0	−2,0	0	−4	−2	−6
3	6	+6	+1	+2,5	−2,5		−5	−4	−9
6	10	+7		+3,0	−3,0		−6	−5	−11
Класс точности 2 (квалитет 4) *									
0,6	3	+3	0	+1,5	−1,5	0	−3	−2	−5
3	6	+5	+1	+2	−2		−4	−4	−8
6	10							−5	−9

Примечание. Предельные отклонения диаметра d_m внутреннего кольца шарикоподшипника ($d \leqslant 10$ мм), мкм, указаны ниже:

Класс точности	0	6	5	4 и 2
Верхнее отклонение	0	0	0	0
Нижнее отклонение	−8	−7	−5	−4

* Подшипникам класса точности 6 соответствуют поля допусков валов квалитета 6: k6, j_s6, h6, g6; класса точности 5 и 4 — поля допусков квалитета 5: k5, j_s5, h5, g5; класса точности 2 — поля допусков квалитета 4: k4, j_s4, h4, g4.

9.21. Предельные отклонения, мкм, диаметров отверстий корпусов для посадки радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников классов точности 6, 5, 4 и 2

Номинальный диаметр D, мм		Поле допуска							
		K		J_s		H		G	
св.	до	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.
Класс точности 6 (квалитет 7) *									
2,5	3	0	−10	+5,0	−5,0	+10	0	+12	+2
3	6	+3	−9	+6,0	−6,0	+12		+16	+4
6	10	+5	−10	+7,5	−7,5	+15		+20	+5
10	18	+6	−12	+9,0	−9,0	+18		+24	+6
18	30		−15	+10,0	−10,0	+21		+28	+7
Классы точности 5 и 4 (квалитет 6) *									
2,5	3	0	−6	+3,0	−3,0	+6	0	+8	+2
3	6	+2		+4,0	−4,0	+8		+12	+4
6	10		−7	+4,5	−4,5	+9		+14	+5
10	18		−9	+5,5	−5,5	+11		+17	+6
18	30		−11	+6,5	−6,5	+13		+20	+7
Класс точности 2 (квалитет 5) *									
2,5	3	0	−4	+2,0	−2,0	+4	0	+6	+2
3	6	+1	−5	+2,5	−2,5	+5		+9	+4
6	10			+3,0	−3,0	+6		+11	+5
10	18	+2	−6	+4,0	−4,0	+8		+14	+6
18	30	+1	−8	+4,5	−4,5	+9		+16	+7

Примечание. Нижнее предельное отклонение диаметра наружного кольца шарикоподшипника в зависимости от классов точности указано ниже:

Номинальный диаметр D_m, мм		Отклонение, мкм, для подшипников классов точности				
св.	до	0	6	5	4	2
2,5	18	−8	−7	−5	−4	−3
18	30	−9	−8	−6	−5	−4

Верхнее предельное отклонение диаметра D_m равно нулю.

* См. сноску в табл. 9.20.

монтируют на радиально-упорных шарикоподшипниках, устанавливаемых с предварительным осевым натягом. При этом происходит более равномерное распределение нагрузки между шариками, повышается жесткость опоры (табл. 9.23). Для уменьшения изменений натяга при колебаниях температуры необходимо подбирать материалы деталей с близкими коэффициентами линейного расширения [54].

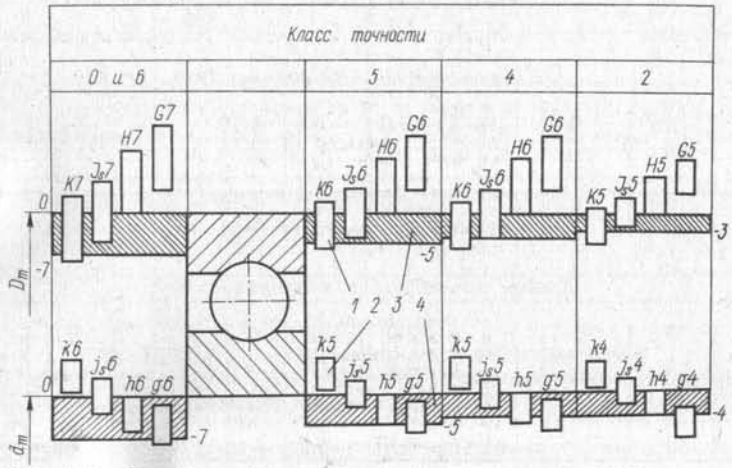


Рис. 9.11. Поля допусков диаметров: отверстия корпуса *1*; вала *2*; наружного и внутреннего колец *3*, *4*

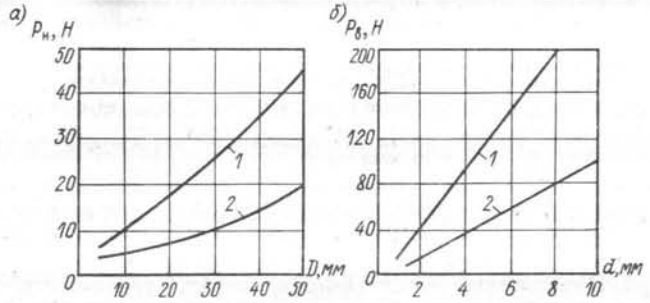
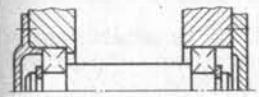
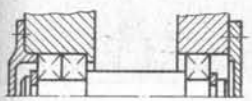


Рис. 9.12. Рекомендуемые усилия запрессовки колец шарикоподшипника: *а* — наружного; *б* — внутреннего; *1* — наибольшие усилия; *2* — наименьшие усилия

Крепление колец шарикоподшипников. Способ крепления подшипника на валу и в корпусе выбирают с учетом значения и направления нагрузки, частоты вращения, схемы осевой фиксации вала, условий сборки и разборки, конструкции подшипника и узла в целом.

Способы крепления колец стандартных подшипников приведены в табл. 9.24.

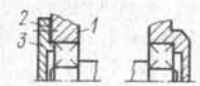
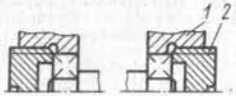
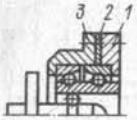
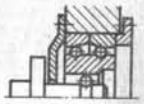
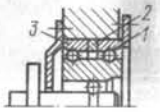
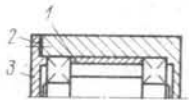
9.22. Схемы осевой фиксации вала

Схема	Характеристика схемы	Область применения
	Левая опора фиксирующая, оба кольца закреплены неподвижно. Правая опора «плавающая» — одно кольцо может смещаться (предпочтительнее наружное). В фиксирующей опоре применен подшипник, воспринимающий осевую нагрузку в обоих направлениях. Для ограничения износа в качестве «плавающей» опоры выбирают менее нагруженный подшипник. Достоинство схемы — высокая точность фиксации, недостаток — низкая жесткость	Для конструкций, работающих в широком температурном диапазоне при незначительных осевых нагрузках. Для валов электрических машин, цилиндрических и конических приборных редукторов, подвесов гироскопических приборов
	В фиксирующей опоре установлены два подшипника: радиальных или радиально-упорных с предварительным натягом или, значительно реже, радиальный и упорный. Правый подшипник — плавающий. Сохраняются достоинства и устраняются недостатки первой схемы	Для конструкций, работающих в широком температурном диапазоне при значительных осевых нагрузках. Для подвесов гироскопических приборов, приборных червячных редукторов
	Схема фиксации враспор. Каждая опора фиксирует вал в одном направлении. Используют подшипники, рассчитанные на восприятие радиальной и осевой нагрузок. Достоинство — простота и технологичность конструкции	Для конструкций различного назначения: приборов, электрических машин, редукторов, подвесов гироприборов. Рекомендуется при расстоянии между опорами до 12 диаметров вала

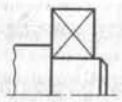
Миниатюрные подшипники могут быть установлены непосредственно в корпус или в специальные оправки, допускающие осевое смещение (рис. 9.13). Форма посадочного места должна соответствовать форме подшипника. Радиально-упорные подшипники чашечного типа устанавливают в посадочные гнезда прямоугольной или сферической формы (рис. 9.13, *в*), при этом в последнем случае обеспечивается большая вибрационная и ударная прочность. Осевая фиксация подшипника в оправке (корпусе) осуществляется завальцовкой (рис. 9.13, *а*), упором в шайбу (рис. 9.13, *б*) или буртик (рис. 9.13, *в*). Пружинящие оправки (рис. 9.13, *б*, *в*) применяют в приборах, работающих в условиях вибрации, для снижения динамических нагрузок.

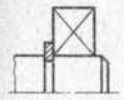
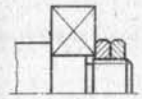
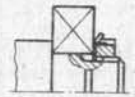
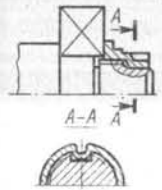
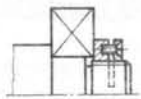
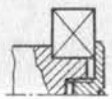
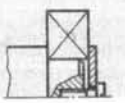
Уплотняющие устройства. Предназначены для предотвращения вытекания смазки из подшипника и для защиты его от попадания посторонних частиц. Типовые конструкции устройств

9.23. Способы создания предварительного осевого натяга

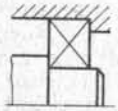
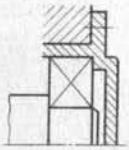
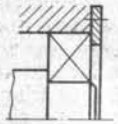
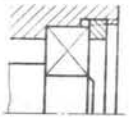
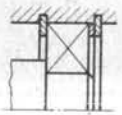
Конструкция	Способ смещения колец шарикоподшипников	Область применения
	Установкой прокладки *2* между опорными поверхностями крышки *3* и корпуса *1*	В гиродвигателях
	С помощью резьбовых пробок *2*, устанавливаемых в корпусе *1*	В гиродвигателях и приборах невысокой точности
	Установкой прокладки *2* между торцом крышки *3* и корпусом *1*	В узлах подвеса гироскопических приборов
	Подшлифовкой торцов наружных колец подшипников	То же
	Установкой калиброванных полуколец *2* между наружными кольцами *1* и *3*	»
	Установкой втулки *1* между наружными кольцами подшипников и прокладки *2* под торец крышки *3*	При установке двух подшипников в одной опоре прибора

9.24. Способы крепления колец стандартных подшипников

Конструкция	Способ крепления и его характеристика	Область применения
	Крепление внутренних колец	
	Упор в заплечик вала или торец детали, жестко закрепленной на валу. Достоинство — высокая точность сборки	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при действии осевых нагрузок в одном направлении и средних частотах вращения

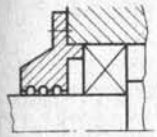
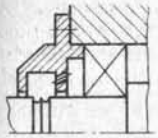
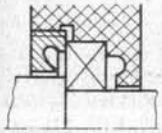
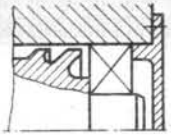
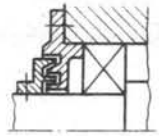
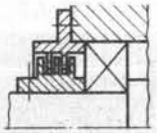
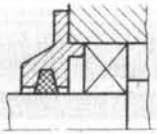
Конструкция	Способ крепления и его характеристика	Область применения
	Упор в пружинное кольцо. Достоинство — простота конструкции	Для радиальных подшипников при малых односторонних усилиях и низкой частоте вращения
	Упор в заплечик вала и крепление гайкой. Самоотвинчивание гайки предотвращается: контргайкой;	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при значительных двусторонних осевых нагрузках и при высоких частотах вращения
	стопорной шайбой, язычок которой вводят в паз вала;	
	специальной гайкой малой толщины, деформируемой после установки в месте расположения паза на валу;	
	специальной гайкой и винтом для ее стопорения	При малых и средних частотах вращения и незначительных двусторонних усилиях
	Упор в заплечик вала и крепление: винтом;	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при двусторонних осевых усилиях и средних и высоких частотах вращения
	торцовой шайбой и винтом	

Продолжение табл. 9.24

Конструкция	Способ крепления и его характеристика	Область применения
	Крепление наружных колец	
	Упор в бортик корпуса	При значительных односторонних осевых усилиях и средних и высоких частотах вращения
	Упор в бортик крышки	
	Упор в стопорное кольцо или торцовую шайбу. Достоинство — простота конструкции	Для радиальных подшипников при малой односторонней силе и низкой частоте вращения
	Упор в бортик корпуса и крепление резьбовой втулкой	При значительных двусторонних осевых усилиях и высоких частотах вращения
	Упор в бортик корпуса и крепление крышкой	
	Установка с двух сторон пружинных колец. Достоинство — простота и технологичность конструкции	Для радиальных подшипников при малых двусторонних осевых усилиях и низких частотах вращения

Примечание. Если тип подшипника не указан, способ крепления применим для радиальных и радиально-упорных подшипников.

9.25. Характеристика и назначение уплотняющих устройств

Конструкция	Характеристика	Область применения
	Бесконтактные устройства	
	Кольцевые зазоры и проточки, заполняемые консистентным смазочным материалом	Для подшипников с густым СМ при окружной скорости на валу до 5 м/с. Применяют в редукторах и электрических машинах
		
	Защитные шайбы и фланцы: неподвижные — для узлов с консистентным смазочным материалом; вращающиеся — для любого смазочного материала	Для опор узлов любого назначения при окружной скорости на валу более 5 м/с. Эффективность выше при высоких частотах вращения. Широко применяют в гиромоторах
	Лабиринтные уплотнения:	
	радиальное;	Для опор электрических машин в условиях сильной запыленности
	осевое	
	Контактные устройства	
	Фетровые кольца, пропитанные маслом	Для подшипников при окружной скорости до 4÷5 м/с и консистентном смазочном материале в подшипнике

приведены в табл. 9.25. Размеры элементов устройств (рис. 9.14) для подшипников с внутренним диаметром $d \leqslant 10$ мм даны ниже:

Размер, мм	d_1	D	a	b	c	l	r	t	f	s
Численное значение	11	23	6	4,3	5	0,2	1,5	1,5	1	0,6

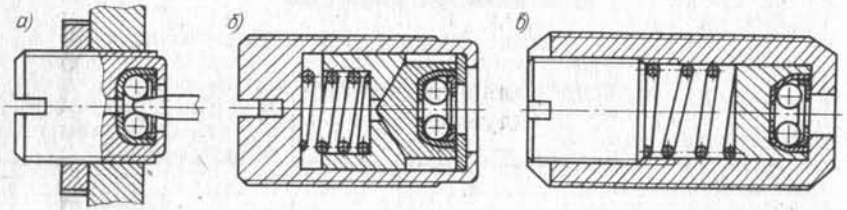


Рис. 9.13. Способы крепления шарикоподшипников чашечного типа: без упругих элементов (*а*) и с ними (*б*, *в*)

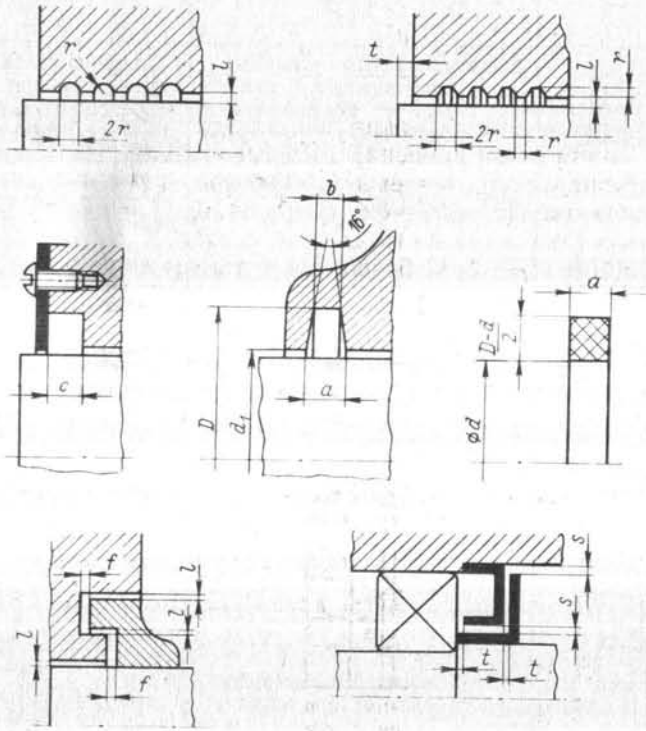


Рис. 9.14. Основные размеры уплотняющих устройств

Монтажные требования. Для облегчения установки и демонтажа шарикоподшипников предусматривают: снятие фасок на конце вала и у расточки корпуса; уменьшение диаметра вала (d_1) на участке перед посадочной поверхностью при наличии длинной шейки вала (рис. 9.15, *а*) или резьбы; уменьшение диаметра вала (рис. 9.15, *б*) и увеличение диаметра отверстия в корпусе (рис. 9.15, *в*) на участке между опорами при установке их с одной стороны; выполнение радиусов галтелей вала и корпуса r_1 меньше монтажной фаски подшипника r:

r	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	2,0
r_1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,6	1,0

и проточку канавки для выхода режущего инструмента (рис. 9.15, *г*, *д*) с рекомендуемыми размерами, мм:

d, D	b	d_1	d_2	h	R	R_1
До 10	1,0 1,6	$d - 0,3$	$D + 0,3$	0,2 0,3	0,3 0,5	0,2 0,3
Св. 10 до 50	2,0 3,0	$d - 0,5$	$D + 0,5$	0,3	0,5 1,0	0,3 0,5

Высота заплечиков должна быть достаточной для передачи осевого усилия и применения механических съемников колец шарикоподшипников. Размеры заплечиков (рис. 9.15, *е*) регламентированы ГОСТ 20226—82 (табл. 9.26). Биение заплечиков и шероховатость поверхности должны соответствовать значениям, нормированным ГОСТ 3325—85 (см. табл. 9.2—9.4).

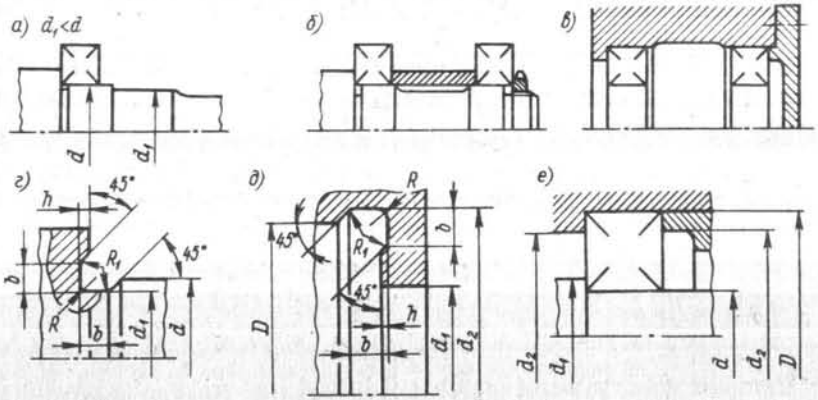


Рис. 9.15. Монтажные требования к валу (*а*, *б*, *г*), корпусу (*в*, *д*) и подшипниковому узлу (*е*)

Типовые конструкции подшипниковых узлов приборов. Опоры приборов должны обладать малыми по значению и стабильными во времени моментами трения. В качестве опор приборов используют стандартные и специальные шарикоподшипники классов точности 5, 4 и 2 (табл. 9.27—9.29 [23, 112]).

9.26. Размеры заплечиков для установки подшипников качения по ГОСТ 20226—82 (рис. 9.15, *е*), мм

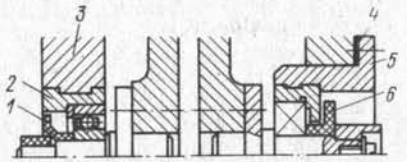
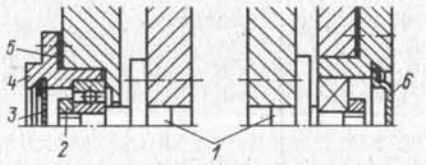
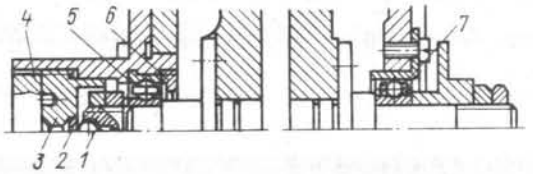
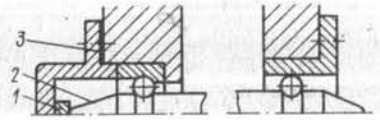
ГОСТ	*d*	*D*	$d_{1\min}$	$d_{1\max}$	$d_{2\max}$	$d_{2\min}$	$r^{*1}_{\min}$
			Серия ширин 1, серия диаметров 8				
8338—75*	1,5	4	2,0	—	3,15	—	
	3,0	7	4,0	—	6,0	—	
	4,0	9	5,0	5,2	7,8	—	
	5,0	11	6,3	6,5	9,8	9,5	
	6,0	13	7,3	7,5	11,8	—	1,8
	7,0	14	8,5	9,0	12,5	—	
	8,0	16	9,8	10,0	14,0	13,7	
	9,0	17	10,8	11,0	15,0	—	
	10,0	19	12,0	12,5	17,0	—	
			Серия ширин 1, серия диаметров 9				
8338—75*; 7242—81*; 831—75*; 10058—75	1,0	4	1,8	—	3,2	3,0	
	1,5	5	2,4	—	4,2	—	
	2,0	6	3,2	—	4,8	—	
	2,5	7	3,7	—	5,8	—	
	3,0	8	4,2	—	7,0	—	
	4,0	11	5,2	—	9,8	—	1,8
	5,0	13	6,6	—	11,5	11,0	
	6,0	15	7,8	8,2	13,0	—	
	7,0	17	9,0	9,5	15,0	—	
	8,0	19	9,8	—	17,0	—	
	9,0	20	11,0	—	18,0	—	
	10,0	22	12,0	13	20,0	—	
			Серия ширин 0, серия диаметров 1				
8338—75*; 7242—81*; 831—75*; 832—78; 8995—75*	6	17	7,8	—	15,2	—	
	7	19	9,0	9,0	17	—	
	8	22	10,0	10,0	20	—	1,8
	9	24	11,0	12,0	22	20	
	10	26	12,0	12,5	24	23	

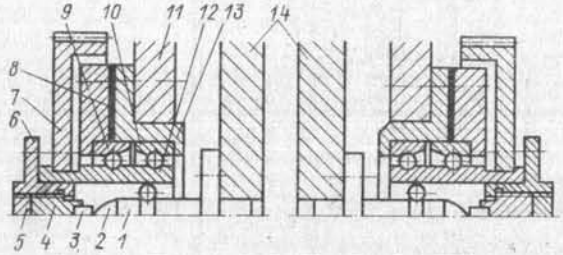
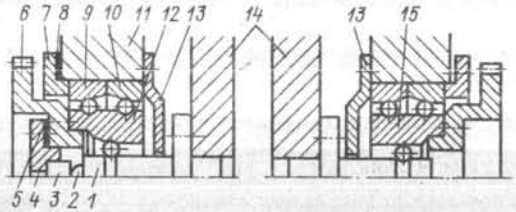
*1 Радиус галтели.

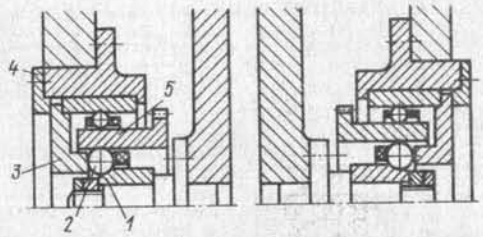
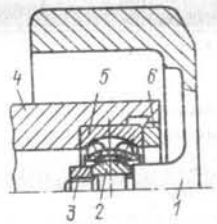
Типовые конструкции узлов с миниатюрными шарикоподшипниками изображены на рис. 9.16. В конструкции, показанной на рис. 9.16, *а*, подшипники *2* закреплены неподвижно в корпусе *3* и крышке *4*. Регулирование осевого положения вала *1* подвижной части прибора и осевого люфта опор осуществляют с помощью винта *5* с подпятником *6*. Самоотвинчивание винта предотвращают пломбированием эпоксидным компаундом.

В конструкции (рис. 9.16, *б*) подшипники *2* монтируют во втулках *9* и *10*, которые могут перемещаться относительно кор-

9.27. Типовые конструкции подшипниковых узлов приборов

Характеристика узла	Область применения
Осевое фиксирование враспор  Наружные кольца устанавливают в стальные втулки *2*, заармированные в раму подвеса *3* с одной стороны и подшипниковую крышку *5* с другой стороны. Осевое смещение осуществляют с помощью прокладок *4*. Имеются защитные шайбы *1* и *6*	При небольшом расстоянии между опорами и средних осевых нагрузках
Осевое фиксирование при наличии плавающей опоры  Левая опора — фиксирующая, правая — «плавающая». Внутренние кольца устанавливают в упор заплечиков полуосей *1* и фиксируют гайками *2*. Наружное кольцо фиксирующей опоры поджато подшипниковой центрирующей крышкой *4*. Осевое смещение регулируют прокладками *5*. Предусмотрены защитные колпачок *6* и шайба *3*, которые крепят пружинными кольцами	При больших расстояниях между опорами и нагрузках
 Внутренние кольца закреплены на полуосях с помощью гайки и контргайки. В левой опоре применен радиальный подшипник *5*, наружное кольцо закреплено резьбовой пробкой *6*. В плавающей опоре применен подшипник *7* с гладкой втулкой. Осевая нагрузка воспринимается подпятником *2* через шарик *1*. Осевой зазор выставляют резьбовой пробкой *3*, положение которой фиксируют гайкой *4* 	При средних осевых нагрузках

Характеристика узла	Область применения
Конструкция с совмещенной опорой. Осевая нагрузка воспринимается подпятником *1* через сферическую пяту *2*. Осевой зазор регулируют прокладками *3*  	При малых осевых нагрузках
Применены подшипниковые опоры с реверсивным противовращением промежуточных колец. Конструкция левой и правой опор одинаковы. Цапфа *1* закреплена на раме подвеса *14*. Осевая нагрузка воспринимается твердосплавными подпятниками *3* через сферические пяты *2*. Осевой зазор регулируют резьбовой пробкой *4*, законтриваемой гайкой *5*. Реверсивное противовращение промежуточных колец *12* осуществляют приводным двигателем через редуктор и зубчатые колеса *7*, которые крепят с промежуточными кольцами *12* с помощью втулки *6*. Наружные кольца *9* и *10* монтируют в крышки *13*, которые закрепляют в корпусе *11*. Момент трения наружных колец *9* и *10* относительно промежуточных *12* регулируют прокладкой *8*. Такая схема установки наружных колец *9* и *10* допускает небольшие угловые перемещения промежуточных колец *12*  	В устройствах с малым моментом трения
Внутренняя часть левой (фиксирующей) опоры выполнена в виде радиально-упорного подшипника, внутренняя часть промежуточного кольца правой (плавающей) опоры — в виде гладкой втулки. Узел пята — подпятник имеется только в фиксирующей опоре. Момент трения колец *12* и *15* относительно наружных *9* и *10* обеспечивают в заданных пределах подшлифовкой торцов при изготовлении подшипника. В остальном конструкция аналогична приведенной выше	То же

Характеристика узла	Область применения
 Внутреннее кольцо *1* устанавливают на цапфе вала и поджимают гайкой и контргайкой. Промежуточному кольцу *5* сообщают принудительное движение. Наружное кольцо монтируют в корпусе. Шарик *2* находится в контакте с конусной поверхностью кольца *1*, гладкой цилиндрической поверхностью кольца *5* и упорной поверхностью неподвижного кольца *3*, удерживаемого крышкой *4*. Угол конической поверхности кольца *1* подбирают из условия автокомпенсации момента трения [112]. Для уменьшения радиальных размеров применяют подшипник (см. рис. 9.6)	В устройствах с малым моментом трения
 Применен сферический двухрядный подшипник, совмещающий функции главных опор и опор подвеса гироскопа. Внутреннее кольцо *2* подшипника закрепляют гайкой *3* до упора его в бортик маховика *1*. Наружное кольцо *5* фиксируют в корпусе *4* гайкой *6*	При малых угловых перемещениях

пуса *3*. Пружины *7* и *11* снижают степень воздействия вибрации и ударов. Требуемое положение цапф полуосей *1* относительно торца подшипника выставляют с помощью прокладок *8* и *12*. В конструкции (рис. 9.16, *в*) наружное кольцо подшипника *2* крепят за фланец. Наружное кольцо второго подшипника устанавливают в резьбовую втулку *15*. Осевой натяг выставляют

с помощью пружины *17*, поджимаемой пробкой *16*. Конструкции узлов с использованием стандартных и специальных шарикоподшипников приведены в табл. 9.27.

Типовые конструкции подшипниковых узлов редукторов, маломощных электрических машин, применяемых в следящих системах приборов, и гиромоторов приведены в табл. 9.28—9.30.

В подшипниковых узлах электрических машин систем автоматики приборов находят применение открытые радиальные

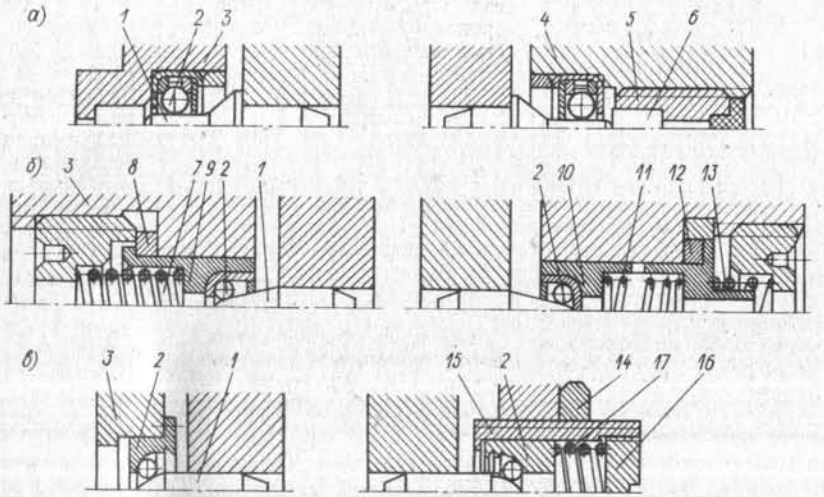


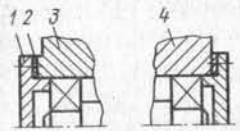
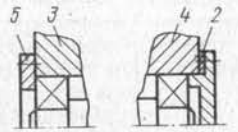
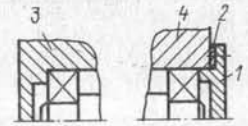
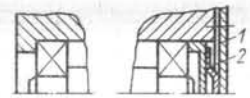
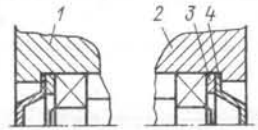
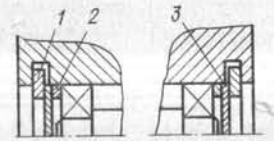
Рис. 9.16. Чувствительные подшипниковые узлы: *а*, *в* — без упругих элементов; *б* — с упругими элементами;

1 — полуось; *2* — подшипник; *3* — корпус; *4* — крышка; *5*, *15* — резьбовые втулки; *6* — подпятник; *7*, *11*, *13*, *17* — пружины; *8*, *12* — прокладки; *9*, *10* — втулки; *14* — гайка; *16* — пробка

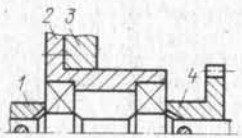
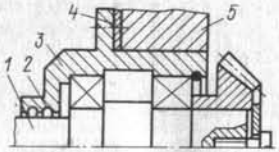
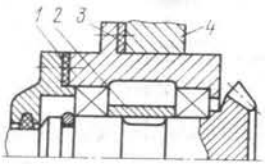
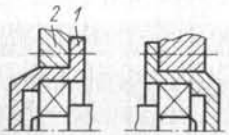
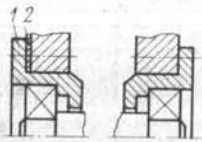
шарикоподшипники всех классов точности, подшипники с защитными шайбами и уплотнениями (табл. 9.29). Для увеличения долговечности применяют специальные устройства подпитки подшипников смазкой.

В качестве опор гиромоторов используют подшипники качения, стандартные или специальные радиально-упорные шарикоподшипники с усиленными кольцами, совмещенные опоры (см. рис. 9.3). Подшипники изготовляют по классам точности 5, 4 и 2. Предварительный натяг подшипников выставляют и регулируют с помощью прокладок, а также подшлифовкой торцов крышек или за счет их деформации (см. табл. 9.23). Вращающиеся кольца монтируют с натягом 2—5 мкм, который контролируют по усилию запрессовки. Посадку неподвижного кольца выполняют с зазором 0—2 мкм. Применяют также клеевое соединение колец с валом и корпусом (табл. 9.29). В качестве уплотняющих устройств в гиромоторах используют маслоотражательные устройства на крышках или на роторе.

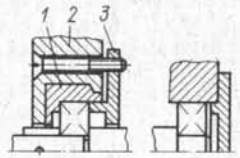
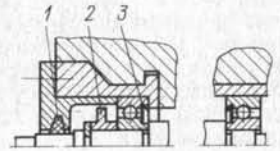
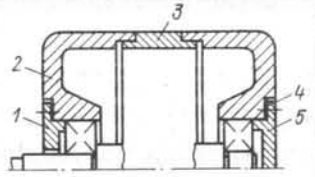
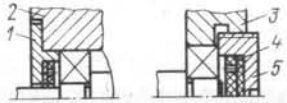
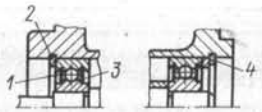
9.28. Типовые конструкции подшипниковых узлов редукторов [1, 13, 44, 112]

Конструкция узла	Характеристика узла	Характеристика редуктора
	Подшипники установлены в корпусе *3* и крышке *4* и поджаты глухими центрирующими втулками *1*. Осевое смещение вала осуществляют с помощью прокладок *2*. Конструкция проста и технологична	Цилиндрический, конический, червячный, выполненный в закрытом корпусе или собираемый на общей плате
	То же. В левой опоре установлена торцовая шайба *5*	
	То же. Наружное кольцо левого подшипника установлено в упор заплечика корпуса *3*	
	В правой опоре применена тарельчатая пружина *2* для регулировки осевого положения вала. Пружина *2* установлена между нажимным стаканом и торцовой крышкой *1*	Цилиндрический в закрытом корпусе
	Левая и правая опоры имеют одинаковую конструкцию. Подшипники установлены в корпусе *1* и крышке *2*. Осевое положение вала регулируют прокладками *3*. Предусмотрены защитные колпачки *4*. Недостаток — трудность точной обработки глухих отверстий	
	Конструкция более технологична, чем предыдущая, так как отверстия под подшипники в корпусе и крышке являются сквозными. Положение вала регулируют прокладками *2* и фиксируют разрезными кольцами *1*. От загрязнения узлы защищены шайбами *3*	

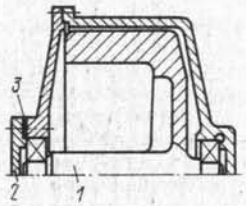
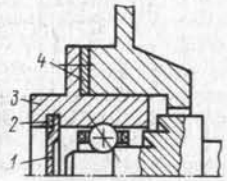
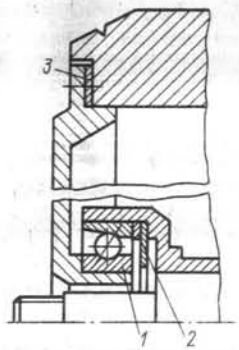
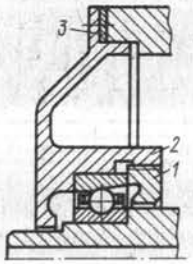
Продолжение табл. 9.28

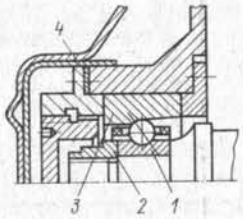
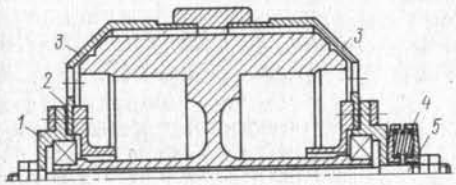
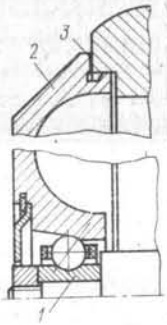
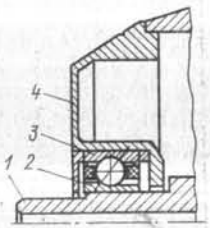
Конструкция узла	Характеристика узла	Характеристика редуктора
	Подшипники установлены во втулке *2*, которую за фланец крепят в корпусе *3*. Внутренние кольца в осевом направлении фиксируют с внешних сторон втулкой *1*, ступицей зубчатого колеса *4* или другой деталью	Цилиндрический однокорпусной или собранный на общей плате, и конический в закрытом корпусе или собранный на общей плате
	То же. Между наружными кольцами подшипников устанавливают распорную втулку. Достоинство конструкции — технологичность	
	Внутренние кольца подшипников установлены до упора в бортик вала *1*. Правильное зацепление обеспечивают смещением стакана *3* относительно корпуса *5* прокладками *4*. Имеется лабиринтное уплотнение *2*.	
	Подшипники установлены в стакане *1*. Между внутренними кольцами подшипников введена распорная втулка *2*. Зацепление зубчатых колес регулируют смещением стакана относительно корпуса *4* с помощью прокладок *3*	Конический выполненный в закрытом корпусе или собираемый на общей плате
	Подшипники установлены в стальные втулки *1*, которые крепят к плате или корпусу *2* винтами или монтируют по неподвижной посадке	Цилиндрический с тонкостенным корпусом или собираемый между платами
	Крышки *1* с подшипниками установлены с внешней стороны. Положение вала регулируют прокладками *2*	

9.29. Примеры типовых конструкций подшипниковых узлов электрических машин малой мощности

Конструкция опоры	Характеристика конструкции	Область применения
Осевое фиксирование при наличии плавающей опоры		
	Левая опора — фиксирующая, правая — плавающая. Наружное кольцо фиксирующей опоры закреплено в стальной втулке *1*, армируемой при изготовлении корпуса *2* (из алюминиевого сплава). Втулку *3* устанавливают с внутренней стороны	При средних и высоких частотах вращения и средних осевых нагрузках
	В качестве опор используют подшипники с защитными шайбами *3*. Со стороны выходного конца вала поставлены защитная шайба *2* и фетровый уплотнитель *1*	То же, при повышенной запыленности
Осевое фиксирование враспор		
	Конструкция симметрична, состоит из корпуса *3* и двух крышек *2*. Осевое фиксирование вала осуществляют центрирующими крышками *1*, *5* и прокладками *4*	При средних частотах вращения и средних осевых нагрузках
	Наружные кольца подшипников монтируют с одной стороны в корпус *2*, с другой — в крышку *3*. Осевую фиксацию производят с помощью центрирующей крышки *1* и резьбовой крышки *5*. Имеется подпиточное устройство *4*	При повышенном ресурсе с однократной закладкой смазочного материала (масла)
	Применены подшипники с защитными шайбами *1*, *3*. Фиксацию наружных колец производят с помощью колец *2*, *4*	При низких частотах вращения и малых осевых нагрузках

9.30. Примеры типовых конструкций гиромоторов [14, 38, 44, 112]

Конструкция	Характеристика конструкции
	Осевое фиксирование вала *1* осуществляют центрирующей крышкой *2*. Натяг выставляют с помощью прокладок *3*
	Применена совмещенная опора, позволяющая повысить точность сборки. Натяг выставляют прокладками *4*, установленными под торец фланцев наружных колец *3*. Предусмотрены защитные шайбы *1*, закрепляемые с помощью пружинных колец *2*
	Вращаются внутренние кольца *1*. Предварительный осевой натяг выставляют с помощью прокладок *3*. Между наружными кольцами и упорной поверхностью статора помещают пропитанные маслом прокладки *2*. С одной стороны может быть установлена тарельчатая пружина для стабилизации натяга в процессе эксплуатации
	Вращаются наружные кольца. С одной стороны они упираются в бортик крышек *2*, а с другой крепятся гайками *1*. Натяг выставляют прокладками *3*, устанавливаемыми под торец крышки *2*. На крышках и гайках имеются маслоотражательные профили

Конструкция	Характеристика конструкции
	Подшипники имеют утолщенные наружное *3* и внутреннее *1* кольца. Внутренние кольца дополнительно закреплены гайками *2*, которые деформируются в месте расположения канавки на цапфе вала. Натяг выставляют прокладками *4*
	Наружные кольца монтируют в подшипниковых крышках *1*. Натяг выставляют с помощью прокладок *2*, а также за счет упругой деформации податливых крышек *3* стяжкой *5*. Для стабилизации натяга в эксплуатационных условиях предусмотрен упругий компенсатор *4*
	Совмещенная опора состоит из внутреннего кольца *1* и вращающихся крышек *2*. Натяг выставляют с помощью прокладок *3*. Основные достоинства — высокая точность сборки, простота монтажа, повышенная грузоподъемность
	Применено клеевое соединение колец подшипника *2* и *3* с валом *1* и крышками *4*. Сборку гиромотора производят при вертикальном положении оси симметрии в специальном приспособлении, с помощью которого производят выставку осевого натяга. Полимеризация клея и крепление подшипников осуществляются при вращении ротора с частотой в 5—10 раз меньше номинальной. Основное достоинство — высокая точность сборки при невысокой точности изготовления гнезд под подшипники

9.3. Опоры на ножах

Опоры на ножах применяют в тех случаях, когда подвижная система прибора отклоняется на небольшие углы, имея при этом малые моменты трения. Такие опоры, как правило, применяют в чувствительных измерительных приборах и в весах различного назначения.

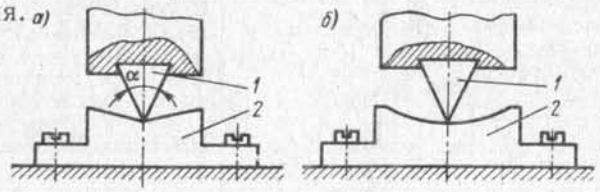


Рис. 9.17. Ножевые опоры с призматической (*а*) и цилиндрической (*б*) подушками:
1 — нож; *2* — подушка

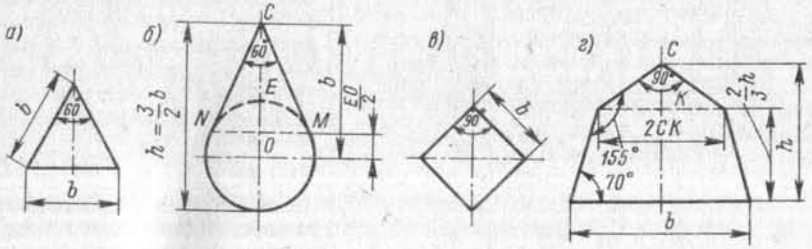


Рис. 9.18. Профили ножей: *а* — треугольный; *б* — грушевидный; *в* — квадратный; *г* — пятиугольный

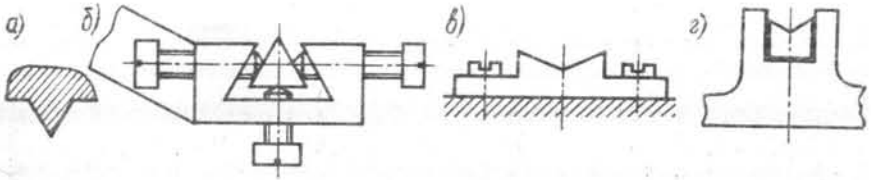


Рис. 9.19. Крепление ножей (*а*, *б*) и подушек (*в*, *г*)

Конструкция опор. Опора на ножах (рис. 9.17, *а*) состоит из цапфы-ножа *1* и подшипника-подушки *2*. Подушки могут быть призматическими (рис. 9.17, *а*), цилиндрическими (рис. 9.17, *б*) и плоскими. При плоских подушках необходимо делать специальные ограничительные приспособления, которые сохраняли бы положение ножа. Профили ножей показаны на рис. 9.18. Наибольшей грузоподъемностью обладают ножи, имеющие грушевидную и квадратную формы профиля, а наименьшей — треугольную (рис. 9.18). Кромка ножа имеет цилиндрическую поверхность малого радиуса, причем чем меньше радиус ножа и больше радиус закругления подушки, тем меньше потери на трение. Угол α

у стальных ножей обычно делают равным $45 \div 90°$, а у ножей из минералов $\alpha = 60 \div 120°$. Ножи могут изготавливаться заодно с подвижной системой приборов (рис. 9.19, *а*) или отдельно (рис. 9.19, *б*). При креплении ножей следует предусмотреть возможность регулировки положения ножа (рис. 9.19, *б*).

Материалами ножа и подушки служат закаленная сталь, искусственный агат и халцедон, однако для подушки он должен быть более твердым.

Подушки к основаниям прибора крепятся винтами (рис. 9.19, *в*), запрессовкой или с помощью клея (рис. 9.19, *г*). Для того чтобы ножевая опора имела малые потери на трение и работала устойчиво, необходимо выполнять условие $\rho \geqslant \varphi$, где φ — угол отклонения подвижной системы прибора. Если в процессе работы прибора возможно изменение направления сил, то для сохранения контакта между ножом и подушкой предусматривают специальные приспособления, например пружины, которые нож прижимает к подушке.

Расчет опор. Моменты трения в ножевой опоре можно рассчитать, используя выражение

$$M_{тр} = 0{,}015Q\sqrt{\frac{Q\left(\frac{1}{E_н}+\frac{1}{E_п}\right)}{l\left(\frac{1}{r_н}-\frac{1}{r_п}\right)}}\lg\left[\frac{67l}{\left(\frac{1}{E_н}+\frac{1}{E_п}\right)\left(\frac{1}{r_н}-\frac{1}{r_п}\right)Q}\right],$$

где $E_н$ и $E_п$ — соответственно модули упругости ножа и подушки; $r_н$ и $r_п$ — радиусы закругления ножа и подушки; Q — нагрузка на опору; l — длина площадки соприкосновения ножа и подушки.

Максимальные напряжения в материале в месте касания ножа и подушки рассчитывают по формуле (при условии, что $r_н \ll r_п$)

$$\sigma_{max} = 0{,}59\sqrt{\frac{Q}{l}\frac{1}{r_н}\frac{1}{\left(\frac{1}{E_н}+\frac{1}{E_п}\right)}} \leqslant [\sigma]_к,$$

где для ножа $[\sigma]_к = 0{,}3HRC_э$.

При креплении ножа в рычаге или коромысле возникают напряжения от изгиба, которые находят с помощью выражения

$$\sigma_{из} = \frac{Ql_н}{4W} \leqslant [\sigma]_{из},$$

где $l_н$ — длина ножа; W — момент сопротивления изгибу профиля сечения ножа; $[\sigma]_{из}$ — допускаемое напряжение на изгиб материала ножа.

9.4. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения по геометрической форме поверхностей скольжения разделяют на цилиндрические (радиальные), торцовые (упорные), конические и сферические.

Цилиндрические подшипники скольжения. Эти подшипники также называют цилиндрическими опорами. Они состоят из цапфы *1* и подшипника *2* (рис. 9.20, *а*). При действии радиальной нагрузки F_r опорной будет цилиндрическая поверхность *А*, при действии осевой F_a — торцовая поверхность *Б*, при комбинированной нагрузке подшипник работает одновременно как радиальный и упорный (рис. 9.20, *а*). В опорах, воспринимающих только осевую нагрузку, опорную поверхность вала называют пятой, а саму опору — подпятником (рис. 9.20, *б*, *в*).

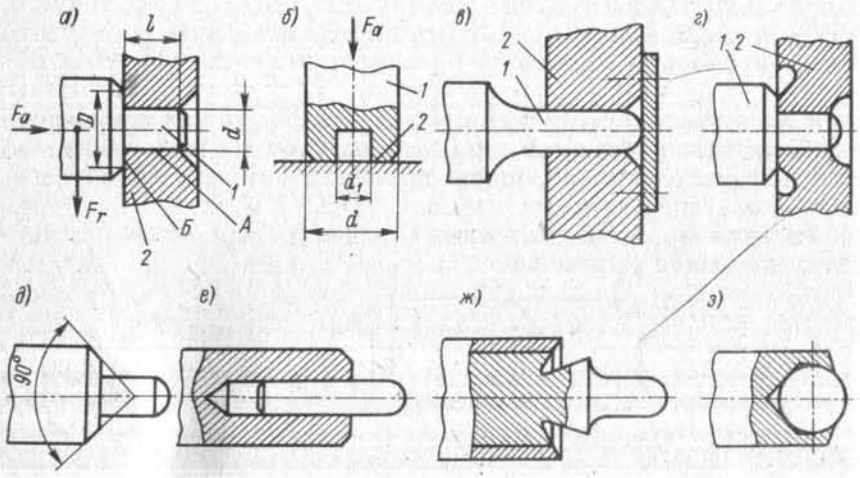


Рис. 9.20. Конструкции цилиндрических подшипников скольжения (*а*—*г*) и цапф (*д*—*з*):
1 — цапфа; *2* — подшипник

Общие сведения. Цилиндрические подшипники отличаются простотой конструкции и технологии их изготовления, высокой прочностью и износоустойчивостью при действии значительных радиальной, осевой и комбинированной нагрузок. Они работоспособны при низких и средних частотах вращения, в условиях вибрации и ударов. Основной их недостаток — высокий (например, по сравнению с подшипниками качения) момент сопротивления вращению. По этой причине цилиндрические подшипники обычно применяют в качестве опор механизмов и устройств, не оказывающих определяющего влияния на точность приборов. По осям подвеса чувствительных элементов приборов цилиндрические подшипники устанавливают только при использовании специальных мер снижения момента трения.

Основными размерами опор являются диаметр d и длина l. В приборостроении применяют миниатюрные при $d = 0{,}5 \div 1{,}5$ мм и $l = 5 \div 10$ мм, малые при $d \leqslant 6$ мм и средние при $d = 6 \div 15$ мм опоры. Отношение λ длины l к диаметру d лежит в пределах 0,3—5, предпочтительные значения $\lambda = 0{,}5 \div 2$.

9.31. Значения параметров μ, [p], [pv] для некоторых пар трения

Материалы пар трения	Параметр		
	μ	[p]	[pv]
		Н/см²	Н·м/(см²·с)
Сталь — закаленная сталь	0,16—0,18	1500	—
Сталь — бронза оловянистая	0,15—0,16	400—600	200—400
Сталь — латунь	0,14—0,19	300—500	150—300
Сталь — фторопласт	0,20—0,25	300—600	200—400
Сталь — нейлон	0,20—0,25	400—500	20—30
Сталь — бакелиты	0,20—0,25	400—700	300—500
Сталь — дюралюминий	0,17—0,19	—	—
Сталь — агат, рубин, корунд	0,13—0,15	150	—

Материалы элементов опор с целью снижения момента трения и износа выбирают так, чтобы они образовывали антифрикционную пару. Цапфы изготовляют из сталей У8А, У10А, 35, 45, 50, 60, кобальтовольфрамовых сплавов, коррозионно-стойких сталей, немагнитных коррозионно-стойких сплавов 40КНХМР, К40НХМ и др. с термообработкой (50—60 $HRC_э$). Для подшипника применяют материалы: латунь ЛМцС58-2-1, ЛКС80-3-3, ЛАЖ60-1-1Л, бронзы фосфористые БрОФ и бериллиевые БрБ2, БрБ2,5, нейзильбер МНЦ, МНЦС и другие сплавы. В табл. 9.31 приведены характеристики некоторых антифрикционных пар: коэффициент трения скольжения μ, допускаемые значения удельного давления $[p]$ и показателя удельной работы трения $[pv]$, где v — линейная скорость относительного перемещения цапфы и подшипника.

Расчет цилиндрических подшипников скольжения. Размеры цилиндрических опор приборов определяют из условий прочности, износоустойчивости и ограничения момента сопротивления вращению. Условие износоустойчивости опоры ограничивает удельные давления p на поверхности контакта цапфы и подшипника до значения $[p]$, при котором исключается выдавливание смазочного материала из зазора между элементами опор. Расчет выполняют с учетом направления действующей нагрузки.

При нагружении опоры радиальной силой F_r условия прочности цапфы по нормальным направлениям изгиба $\sigma_и$ и ограничения удельных давлений имеют вид:

$$\sigma_и = \frac{F_r l/2}{0{,}1d^3} \leqslant [\sigma_{-1}], \quad p = \frac{F_r}{dl} \leqslant [p],$$

где $[\sigma_{-1}]$ — допускаемое напряжение, учитывающее циклический характер изменения напряжений цапфы, для стали 45—60 напряжение $[\sigma_{-1}] = 50 \div 60$ МПа, для сталей 40Х, 40ХН — $[\sigma_{-1}] = 60 \div 80$ МПа.

Размеры d и l цапфы вычисляют из совместного рассмотрения этих условий так, чтобы коэффициент длины цапфы $\lambda = l/d$

находился в пределах 0,5—2, при которых распределение нагрузки по длине цапфы оказывается более равномерным. Для удобства расчета используют формулы, полученные из приведенных выше условий

$$d = \sqrt[4]{\frac{F_r^2}{0{,}2\,[p]\,[\sigma_{-1}]}}, \quad \lambda \approx \sqrt{\frac{0{,}2\,[\sigma_{-1}]}{[p]}}, \quad l = \frac{F_r}{[p]\,d}.$$

При высоких частотах вращения и больших нагрузках дополнительно рассматривают условие ограничения нагрева опоры $pv \leqslant [pv]$.

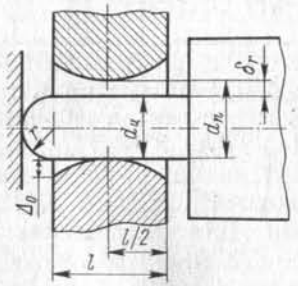


Рис. 9.21. Схема подшипника с нецилиндрическим отверстием

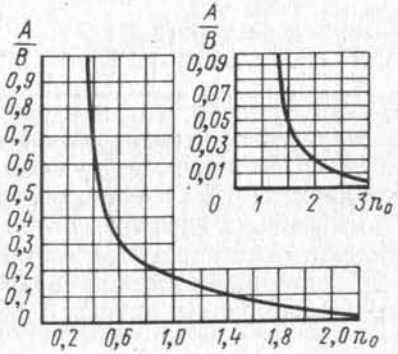


Рис. 9.22. Зависимость $A/B = f(n_0)$

Момент трения вычисляют по формуле

$$M_{тр} = \frac{4}{\pi}\mu F_r \frac{d}{2}.$$

Коэффициент трения μ выбирают в зависимости от материалов цапфы и подшипника, шероховатости поверхности, режимов работы и смазочного материала. Ориентировочные их значения даны в табл. 9.31.

Если условие ограничения момента трения является определяющим, то из него вычисляют диаметр цапфы d и далее из условий прочности и износоустойчивости находят значения l, $[p]$ и $[\sigma_{-1}]$, при которых $\lambda = 0{,}5 \div 2$. Если при этом будет получено значение $d \leqslant 0{,}3 \div 0{,}4$ мм, то из-за трудностей изготовления точных цапф и подшипников малого диаметра следует вместо цилиндрической опоры применить опору другого типа (например, опору на центрах или кернах).

Малонагруженные опоры приборов с нецилиндрическим подшипником (рис. 9.21) рассчитывают, исходя из условия прочности по контактным напряжениям $\sigma_к$

$$\sigma_к = n_0 \sqrt[3]{F_r E_{пр}^2/\rho_{пр}^2} \leqslant [\sigma_к].$$

Коэффициент n_0 находят по графикам на рис. 9.22 в зависимости от соотношений [67, 125]:

$$\frac{A}{B} = 0{,}5\,\frac{1/r_1}{1/d_ц - 1/d_п} \text{ при } \frac{1}{r_1} \leqslant 2\left(\frac{1}{d_ц} - \frac{1}{d_п}\right);$$

$$\frac{A}{B} = 2\,\frac{1/d_ц - 1/d_п}{1/r_1} \text{ при } \frac{1}{r_1} \geqslant 2\left(\frac{1}{d_ц} - \frac{1}{d_п}\right),$$

где $r_1 \approx 0{,}5\,[(l/2)^2 + \Delta_0^2]/\Delta_0$, $\Delta_0 \approx 0{,}01 \div 0{,}04$ мм (рис. 9.21).

Приведенные параметры: модуль продольной упругости $E_{пр}$ и кривизну $1/\rho_{пр}$ вычисляют по формулам:

$$E_{пр} = \frac{2E_ц E_п}{E_ц + E_п}; \quad \frac{1}{\rho_{пр}} = 2\left(\frac{1}{d_ц} - \frac{1}{d_п}\right),$$

где $E_ц$, $E_п$ — модули продольной упругости материалов цапфы и подшипника; $d_ц$, $d_п$ — диаметры цапфы и подшипника.

При нагружении опоры осевой силой F_a размеры пят вычисляют из условий ограничения удельных давлений:

для сплошной пяты

$$p_{ср} = \frac{4F_a}{\pi d^2} \leqslant [p],$$

для кольцевой пяты (рис. 9.20, *б*)

$$p_{ср} = \frac{4F_a}{\pi\,(d^2 - d_1^2)} \leqslant [p],$$

для торцовой поверхности *Б* (рис. 9.20, *а*)

$$p = \frac{4F_a}{\pi\,(D^2 - d^2)} \leqslant [p],$$

где d — диаметр сплошной пяты и наружный диаметр кольцевой пяты; d_1 — внутренний размер кольцевой пяты; D — диаметр заплечика вала (рис. 9.20).

Для сферической пяты (рис. 9.20, *в*) проверяют прочность по контактным напряжениям $\sigma_к$

$$\sigma_к = 0{,}617 \sqrt[3]{\frac{F_a}{R^2 E_{пр}}} \leqslant [\sigma_к],$$

где R — радиус пяты; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости опоры; $E_{пр} = E_1 E_2/(E_1 + E_2)$ (E_1, E_2 — модуль продольной упругости материалов пяты и подпятника соответственно).

Момент трения опор оценивают по формулам [98, 112]:

для кольцевой пяты (рис. 9.20, *б*)

$$M_{тр} = \frac{1}{3}\mu F_a (d^3 - d_1^3)/(d^2 - d_1^2),$$

для сплошной пяты

$$M_{тр} = \frac{1}{3}\mu F_a\, d,$$

для сферической пяты с радиусом R (рис. 9.20, *в*)

$$M_{тр} \approx \frac{3}{16} \pi \mu F_a a,$$

где a — радиус пятна контакта; $a = 0{,}881 \sqrt[3]{F_a (1/E_1 + 1/E_2) R}$.

Основными направлениями снижения момента трения являются применение антифрикционных материалов (табл. 9.31), введение смазки, понижение параметров шероховатости поверхности, уменьшение радиуса трения, снижение нагрузок на опоры

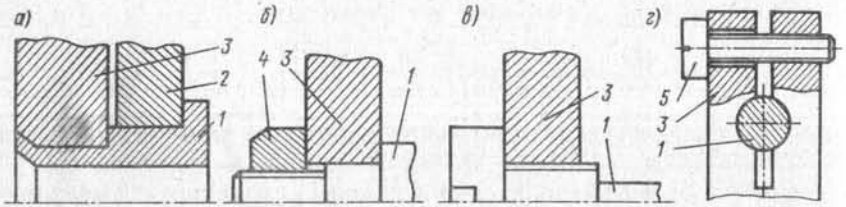


Рис. 9.23. Крепление неподвижных цапф в корпусе: *а* — развальцовкой; *б*, *в* — с помощью резьбового соединения; *г* — зажимом:
1 — цапфа; *2* — подвижный подшипник; *3* — корпус; *4* — гайка; *5* — винт зажима

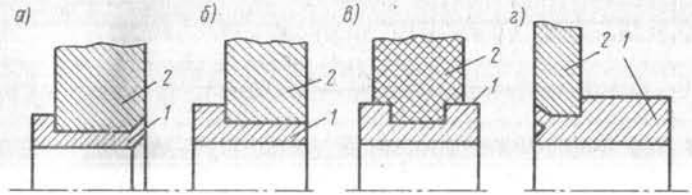
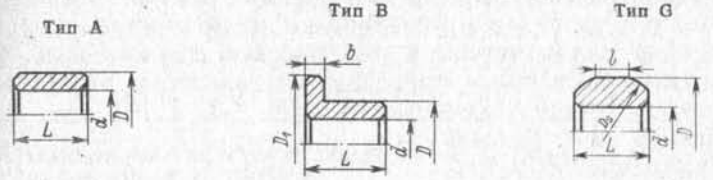


Рис. 9.24. Крепление втулок подшипников скольжения в корпусе

за счет частичной или полной их компенсации (воздушный, гидравлический подвес); принудительное движение цапфы относительно подшипника, позволяющее уменьшить момент трения движения примерно в два раза.

Конструкции цилиндрических опор. Типовые конструкции цапф изображены на рис. 9.20, *б*—*ж*. Конструкция на рис. 9.20, *д* является основной в приборах и механизмах средней и низкой точности. Если материал вала не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к цапфе подшипника скольжения, то цапфу изготавливают отдельно и запрессовывают в вал (рис. 9.20, *е*). При $d \geqslant 5$ мм применяют цапфы с завальцованным шариком—пятой (рис. 9.20, *з*). Радиусы скругления (рис. 9.20, *в*, *ж*) и поднутрения (рис. 9.20, *ж*) повышают прочность цапфы при циклических нагрузках, в углублениях удерживается смазка. Точность обработки цапф зависит от требований к опоре. Допуск на диаметр цапфы d задают из условия обеспечения требуемого зазора в подшипнике скольжения. В опорах средней точности

9.32. Размеры втулок подшипников скольжения из спекаемых материалов (ГОСТ 24833—81*), мм



d	D	D_1	D_8	Δ Тип А	Δ Тип В	Δ Тип С	b	l	d	D	D_1	D_8	Δ Тип А	Δ Тип В	Δ Тип С	b	l
1	3	5	3	1	2	2	1	0,6	5	9	13	12	4	4	9	2	3
1,5	4	6	4,5	1	2	3	1	0,9	6	10	14	14	4	4	10	2	3,5
2	5	8	5	2	3	3	1,5	0,9	7	11	15	16	5	5	11	2	4
2,5	6	9	6	2	3	4	1,5	1	8	12	16	16	6	6	11	2	4
3	6	9	8	3	4	6	1,5	2	9	14	19	18	6	6	12	2,5	4
4	8	12	10	3	3	8	2	2	10	16	22	22	8	8	14	3	5

Примечания: 1. Даны значения D и L только первого наиболее предпочтительного ряда. 2. Предельные отклонения диаметра d по H7, D по r7, D_8 по h11, длины L по h13. 3. Условное обозначение втулки типа А с размерами d = 2,5 мм, D = 6 мм, L = 2 мм:

Втулка А 2,5/6×2 ГОСТ 24833—81.

используют поля допусков h7, h8, при повышенной точности h5—h6. В опорах точных приборов цапфа дополнительно доводится для обеспечения зазора от 4 до 8 мм. Параметр шероховатости опорной поверхности Ra = 1,25—0,63 мкм. Торцовое биение заплечиков допускается не более 0,005 мм, несоосность опорной и посадочной поверхности — не более 0,003—0,005 мм. Способы крепления неподвижных цапф в корпусе показаны на рис. 9.23.

Типовые *конструкции подшипников* приведены на рис. 9.20, *а*, *в*, *г*. Длина отверстия, если подшипник не является упорным, должна быть больше длины цапфы. Если материал корпуса не удовлетворяет требованиям антифрикционной пары, применяют втулки (рис. 9.24), изготовляемые из металлических и неметаллических материалов стандартных и нестандартных размеров. Втулки *1* закрепляют в корпусе *2* развальцовкой (рис. 9.24, *а*, *г*), с помощью неподвижной посадки (рис. 9.24, *б*), а также армированием (рис. 9.24, *в*) при изготовлении пластмассового или алюминиевого (литьем под давлением) корпуса.

Стандартные втулки (табл. 9.32—9.35) устанавливают по переходной посадке с небольшим натягом, который создают изменением предельных размеров отверстия (по системе вала). Основные способы установки стандартных втулок и подпятников из агата, корунда и других камней показаны на рис. 9.25,

9.26, *б*, а в табл. 9.34—9.36 даны их размеры. Каменные втулки и подпятники (табл. 9.36) устанавливают с натягом 2—6 мкм или завальцовывают. Для предотвращения разрушения опор при вибрациях и ударах предусматривают амортизаторы, выполняемые в виде цилиндрических или плоских пружин (рис. 9.25).

При использовании в приборах нестандартных втулок их изготовляют с учетом рекомендаций табл. 9.37 [128].

Типовые конструкции опор, применяемых в точных приборах (например, поплавковых гироскопах [13, 38 l]), показаны на рис. 9.26. В конструкции (рис. 9.26, *а*) полуоси *1* запрессованы в корпус подвижной системы *7*. Диаметр цапф доводится для обеспечения радиального зазора 4—8 мкм. Тороидальная внутренняя поверхность бронзовых подшипников *2* гарантирует сохранение радиального зазора. Осевая нагрузка воспринимается упорными подшипниками, состоящими из плоского подпятника *3* и сферы цапфы *1* в левой опоре шарика *8* и торца цапфы *1* в правой опоре. Осевой зазор регулируют винтом *4*, в который запрессован подпятник *3*. В симметричной конструкции (рис. 9.26, *б*) применяют стандартные армированные втулки *2* и каменные подпятники *3*. Положение подвижной системы регулируется смещением винта *4*, в котором установлены втулка *2* и подпятник *3* одной из опор. Для предотвращения самоотвинчивания опор применены гайка *5* и контргайка *6*.

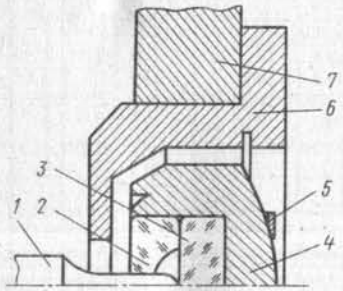
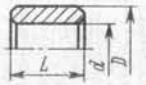


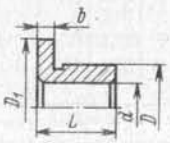
Рис. 9.25. Опора с каменными втулкой и подпятником:
1 — цапфа; *2* — каменная втулка; *3* — подпятник; *4* — втулки; *5* — упругий элемент; *6* — крышка; *7* — корпус

9.33. Размеры металлических втулок (ГОСТ 1978—81), мм

Тип А



Тип В



d	*D*	D_1	*L*	*b*	*c*
3	5	8	3	2	0,2
4	7	10	4		
5	8	12	5		
6	10	14	6	3	0,3
8	12	18	6		
10	14	20	6		
12	16	22	10		0,5
14	18	25	10		

Примечания: 1. См. примечание 1 к табл. 9.32. 2. Условное обозначение втулки типа В с размерами $d = 4$ мм, $D = 7$ мм, $L = 4$ мм:

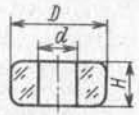
Втулка В 4/7×4 ГОСТ 1978—81.

3. Предельные отклонения диаметра *d* по F7, *D* по r6, D_1 по d11, длины *L* по h13.

Конические опоры. Различают два вида опор: с конической рабочей поверхностью и опоры на центрах.

Опоры с конической рабочей поверхностью. Эти опоры применяют в том случае, когда необходимо точно центрировать ось прибора.

9.34. Размеры втулок подшипников скольжения типов ВАЦ, ВСЦ, ВКЦ *, мм



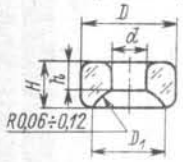
Типоразмер	*D*	*δD*	*d*	*δd*	*H*	*δH*
			Тип ВАЦ			
ВАЦ — 1880×0,6	1,8	—0,040	0,8	+0,030	0,6	—0,06
ВАЦ — 2560×1,0	2,5		0,6	+0,025	1,0	—0,10
ВАЦ — 2560×1,5	2,5		0,6		1,5	
ВАЦ — 2580×1,5	2,5		0,8	+0,030	1,5	
ВАЦ — 30120×1,5	3,0		1,2	+0,040	1,5	
ВАЦ — 30150×2,2	3,0		1,5		2,2	
ВАЦ — 40200×3,0	4,0	—0,048	2,0		3,0	
ВАЦ — 50200×3,5	5,0		2,0		3,5	
ВАЦ — 50250×3,5	5,0		2,5		3,5	
			Тип ВКЦ			
ВКЦ — 1530×0,4	1,5	—0,015	0,3	+0,008	0,4	—0,05
ВКЦ — 1550×0,5	1,5		0,5	+0,010	0,5	
ВКЦ — 1850×0,5	1,8		0,5		0,5	
ВКЦ — 2050×0,8	2,0		0,5		0,8	
ВКЦ — 2080×1,0	2,0		0,8	+0,012	1,0	—0,06
ВКЦ — 2560×1,0	2,5		0,6	+0,010	1,0	
ВКЦ — 2580×1,5	2,5		0,8	+0,012	1,5	
ВКЦ — 30120×1,5	3,0		1,2	+0,014	1,5	
ВКЦ — 30150×2,2	3,0		1,5		2,2	

Примечания: 1. Втулки типов ВАЦ и ВСЦ имеют одинаковые размеры. 2. Обозначены через *δD*, *δd*, *δH* — предельные отклонения размеров *D*, *d*, *H*.

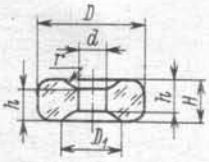
* ВАЦ — втулка агатовая с цилиндрическим отверстием; ВСЦ — втулка ситалловая с цилиндрическим отверстием; ВКЦ — втулка корундовая с цилиндрическим отверстием.

9.35. Размеры втулок подшипников скольжения типов ВАМЦ, ВСНЦ, ВКМЦ, ВА2МЦ, ВС2МЦ *, мм

Типы ВАМЦ, ВСМЦ, ВКМЦ



Типы ВА2МЦ, ВС2МЦ



Типоразмер	D	δD	D_1	δD_1	d	δd	H	δH	h	δh
Типы ВАМЦ, ВСМЦ										
ВАМЦ—1850×0,6	1,8		1,0		0,5	+0,025	0,6		0,4	
ВАМЦ—1880×0,6	1,8		1,2		0,8	+0,030	0,6		0,4	
ВАМЦ—2050×0,8	2,0		1,2		0,5	+0,025	0,8	—0,06	0,5	
ВАМЦ—2080×0,8	2,0	—0,040	1,2		0,8	+0,030	0,8		0,5	
ВАМЦ—22100×0,8	2,2		1,5		1,0	+0,040	0,8		0,5	
ВАМЦ—2560×1,0	2,5		1,5	+0,20	0,6	+0,025	1,0		0,7	
ВАМЦ—2580×1,2	2,5		1,5		0,8	+0,030	1,2		0,8	—0,04
ВАМЦ—25100×1,2	2,5		1,5		1,0	+0,040	1,2		0,8	
ВАМЦ—30100×1,4	3,0		2,0		1,0	+0,040	1,4	—0,10	0,9	
ВАМЦ—40100×1,5	4,0		3,0		1,0	+0,040	1,5		0,8	
ВАМЦ—45150×1,5	4,5	—0,048	3,0		1,5	+0,040	1,5		0,8	
ВАМЦ—50180×1,5	5,0		3,0		1,8	+0,040	1,5		1,0	

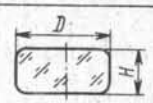
Продолжение табл. 9.35

Типоразмер	D	δD	D_1	δD_1	d	δd	H	δH	h	δh
Тип ВКМЦ										
ВКМЦ—1530×0,5	1,5		0,9	+0,15	0,3	+0,008	0,5		0,36	
ВКМЦ—1540×0,5	1,5		0,9		0,4	+0,010	0,5	—0,05	0,36	
ВКМЦ—1850×0,6	1,8		1,0		0,5	+0,010	0,6		0,40	
ВКМЦ—1880×0,6	1,8		1,2		0,8	+0,012	0,6		0,40	
ВКМЦ—2050×0,8	2,0		1,2		0,5	+0,010	0,8		0,50	
ВКМЦ—2080×0,8	2,0	—0,015	1,2		0,8	+0,012	0,8		0,50	—0,04
ВКМЦ—22100×0,8	2,2		1,5	+0,20	1,0	+0,014	0,8		0,50	
ВКМЦ—2560×1,0	2,5		1,5		0,6	+0,010	1,0		0,70	
ВКМЦ—2580×1,2	2,5		1,5		0,8	+0,012	1,2		0,80	
ВКМЦ—25100×1,8	2,5		1,5		1,0	+0,014	1,8	—0,06	1,50	
ВКМЦ—30100×1,4	3,0		2,0		1,0	+0,014	1,4		0,90	
Типы ВА2МЦ, ВС2МЦ										
ВА2МЦ—50120×1,7	5,0		2,5		1,2	+0,04	1,7		1,4	2,8
ВА2МЦ—6050×2,0	6,0		3,0		0,5	+0,04	2,0		1,7	4,7
ВА2МЦ—60100×2,0	6,0	—0,048	3,0	+0,25	1,0	+0,04	2,0	—0,1	1,5	2,7
ВА2МЦ—60150×2,0	6,0		3,0		1,5	+0,04	2,0		1,5	2,5

Примечания: 1. Втулки типов ВСМЦ и ВАМЦ, ВА2МЦ и ВС2МЦ имеют одинаковые размеры. 2. Обозначены через δD, δd, δH и δh — предельные отклонения размеров D, d, H и h.

* ВАМЦ, ВА2МЦ — втулка агатовая одно-, двухмасленочная соответственно с цилиндрическим отверстием; ВКМЦ — втулка корундовая одномасленочная с цилиндрическим отверстием; ВСМЦ, ВС2МЦ — втулки ситалловые одно-, двухмасленочные цилиндрические.

9.36. Размеры плоских подпятников, мм, типов ПАП и ПКП (ГОСТ 8898—78 *), мм



Типоразмер	D	δD	H	δh	Типоразмер	D	δD	H	δh
Тип ПАП					*Тип ПКП*				
2,5×0,8	2,5	—0,040	0,8	—0,06	1,2×0,8	1,2	—0,040	0,8	
2,5×1,0	2,5		1,0	—0,10	1,5×0,5	1,5		0,5	
3,0×1,0	3,0		1,0		1,8×0,8	1,5		0,8	—0,040
3,0×1,5	3,0		1,5		1,9×0,5	1,8		0,5	
3,5×3,6	3,5	—0,048	3,6	—0,18	1,8×0,8	1,8		0,8	
4,0×1,2	4,0		1,2	—0,10	2,0×1,0	2,0		1,0	—0,060
4,0×2,0	4,0		2,0		2,2×0,8	2,2		0,8	—0,040
5,0×4,0	5,0		4,0	—0,18	2,5×0,8	2,5		0,8	
5,0×5,0	5,0		5,0		2,5×1,0	2,5		1,0	
					3,0×1,5	3,0		1,5	—0,060
					5,0×1,5	5,0	—0,048	1,5	

Примечания: 1. Обозначены через δD, δH — предельные отклонения размеров D и H. 2. Условное обозначение подпятника типа ПАП с размерами $D = 3{,}0$ мм, $H = 1{,}5$ мм:

*Подпятник ПАП 3,0×1,5 ГОСТ 8898—78 **.

* ПАП — подпятник агатовый плоский; ПКП — подпятник корундовый плоский.

9.37. Рекомендуемые параметры точности изготовления втулок подшипников скольжения

Параметр	Поверхность втулок	
	рабочая	вспомогательная
Квалитет точности:		
диаметров	7—8	9—13
линейных размеров	9—13	12—13
резьб	—	7—9
Параметр шероховатости R_a, мкм	0,32—1,25	1,25—6,30
Точность формы поверхностей:		
отклонение от круглости	(1/6—1) δD	—
конусность и отклонение образующих от прямолинейности	(1/5—1) δD	—
Точность расположения поверхностей:		
эксцентриситет	(1/12—1) δD	—
отклонение от перпендикулярности торцов	(1/10—1) δl	—

Примечание. Обозначены через δD — допуск на диаметр; δl — допуск на линейный размер.

Такие опоры могут воспринимать значительные радиальные и осевые нагрузки, вращаться с различной скоростью, имеют высокую износоустойчивость и долговечность при рациональном выборе материала и габаритных размеров, могут работать в условиях вибрации, ударов и тряски. К их недостаткам следует отнести относительно большие моменты сил трения по сравнению с опорами качения, сложность изготовления и отсутствие взаимозаменяемости деталей. Конические опоры скольжения состоят из цапфы *1* и подшипника *2* (рис. 9.27, *а*). Угол α раствора конуса у опор обычно выбирают в пределах $\alpha = 2 \div 8°$, причем при уменьшении α точность центрирования повышается. При осевых нагрузках увеличиваются потери на трение вследствие возрастания нормальных давлений на рабочие поверхности опор. Для уменьшения давления их разгружают, применяя заплечики (рис. 9.27, *б*), специальные конусы или другие способы. Цапфы конических опор изготавливают из сталей марок У8А, У12А, бронзы БрОФ, латуни ЛАЖ 60-1-1Л, ЛКС 80-3-3, ЛМцС 58-2, закаленной до твердости 50—60 $HRC_э$, фосфористой бронзы, нейзильбера и других материалов. Подшипники производят из чугуна, фосфористой бронзы, латуни. Для уменьшения потерь на трение и увеличения долговечности опор материалы цапфы и подшипника должны быть выбраны различными.

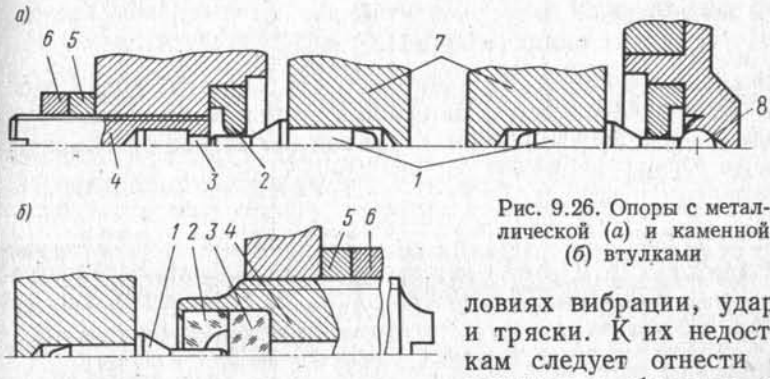


Рис. 9.26. Опоры с металлической (*а*) и каменной (*б*) втулками

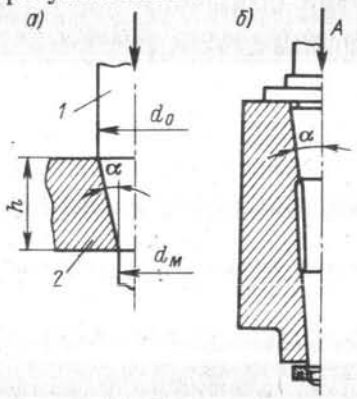


Рис. 9.27. Конические опоры с осью без заплечика и с заплечиком

Моменты силы трения в конических опорах рассчитывают с учетом вида нагрузки. При действии на опору осевой нагрузки A момент силы трения равен

$$M_{тр} = \mu\,(A/\sin\alpha)\,(d_{ср}/2),$$

а при действии радиальной нагрузки R

$$M_{тр} = (\pi/2)\mu R d_{ср}/(2\cos\alpha),$$

где $d_{ср} = (d_0 + d_м)/2$.

Кроме того, рассчитывают удельное давление p и сравнивают его с допускаемым $[p]$:

$$p = A/(\pi d_{ср} h) \leqslant [p].$$

Опоры на центрах. Применяют в тех случаях, когда необходимо центрировать ось подвижной системы с точностью до 1—2 мкм и иметь малые потери на трение. Наименьший момент трения и наилучшее центрирование будут при угле «центра» $2\alpha = 60°$, а конического отверстия-вкладыша — $2\alpha = 90°$ (рис. 9.28, *а*). Опоры на центрах допускают нагрузки от 1 до 20 Н.

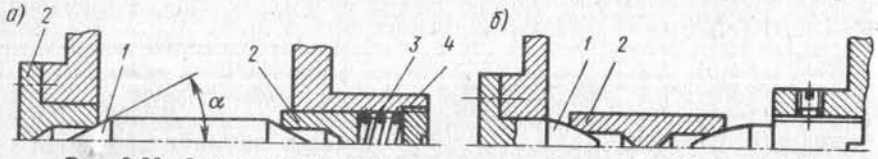
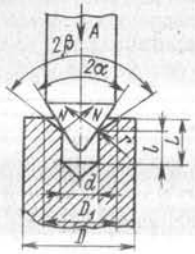


Рис. 9.28. Опоры на центрах с упругим элементом (*а*) и без него (*б*):
1 — ось; *2* — подшипник; *3* — упругий элемент; *4* — корпус

При проектировании опор на центрах для работы в условиях резких перепадов температуры выбирают материалы с одинаковыми значениями коэффициента линейного расширения или предусматривают поджим одного из подшипников пружиной (рис. 9.28, *а*). В опорах на центрах возможна регулировка положения оси за счет перемещения одного или двух подшипников (рис. 9.28, *б*). В табл. 9.38 в качестве примера приведены основные размеры элементов опор на центрах.

Опоры на центрах изготавливают из кобальт-вольфрамовых сплавов, титана марок ВТ4, ВТ1, из сталей марок У10, У12, Ст40, Ст50 и т. д. и для уменьшения износа закаливают до твердости 50—60 $HRC_э$, бронзы марки БрОФ, латуни ЛАЖ 60-1-1Л, ЛКС 80-3-3, нейзильбера МНЦ, МНЦО; кроме того, применяют специальные сплавы, обладающие высокой коррозионной устойчивостью.

9.38. Основные размеры элементов опор на центрах, мм



Диаметр подшипника D	Диаметр отверстий d	Диаметр основания D_1	Глубина сверления L	Минимальный размер цилиндрической части l
От 1 до 2,5	0,5	1,2	1,5	0,8
» 2,5 » 5	0,75	2,0	2,5	1,0
» 5 » 10	1,0	2,5	3,0	1,2
» 10 » 20	1,5	4,0	4,5	1,8

Для уменьшения потерь на трение и увеличения ресурса работы опор в приборах некоторых конструкций центр делают из стали, а подшипники — из искусственного агата или рубина, но наиболее часто — из бронзы и латуни вышеуказанных марок. Размеры опоры на центрах назначают конструктивно, исходя из следующих соображений: диаметр отверстия подшипника $d = 0{,}5 \div 1{,}5$ мм, глубина сверления $L = 3d$, длина цилиндрической части $l \approx 1{,}5\,d$, диаметр основания конуса зенкования $D = 2{,}5d$, угол раствора конуса цапфы $2\alpha = 60°$, угол раствора конуса зенковки $2\beta = 90°$.

Моменты трения в опорах на центрах рассчитывают, используя выражения:

при действии на опору только радиального усилия R (рис. 9.29)

$$M_{тр1} = 1{,}7\,(\pi/2)\,\mu\,(d_р/2) \times (R/\cos\alpha),$$

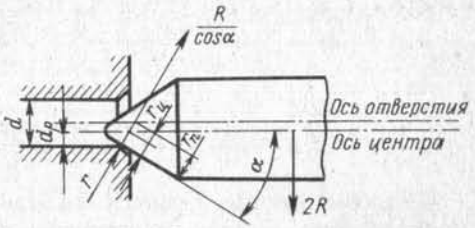


Рис. 9.29. Схема опоры на центрах

при действии на опору только осевого усилия A

$$M_{тр2} = 1{,}7\mu\,(A/\sin\alpha)\,(d/2),$$

при одновременном действии R и A

$$M_{тр} = M_{тр1} + M_{тр2}.$$

Расчет на прочность опор на центрах производят по контактным напряжениям.

1. При действии на опору радиального усилия R

$$\sigma_{к\,max} = n_0 \sqrt{\frac{RE_{пр}^2}{\rho^2\cos\alpha}} \leqslant [\sigma_к]. \qquad (9.5)$$

Здесь $E_{пр} = 2E_ц E_п/(E_ц + E_п)$, где $E_ц$, $E_п$ — соответственно модуль упругости материала центра и подшипника; $1/\rho$ — приведенная кривизна опоры на центрах (рис. 9.29). Если $1/r \leqslant 1/r_ц - 1/r_п$, то $1/\rho = 1/r$; $A/B = (1/r)/(1/r_ц - 1/r_п)$. Если $1/r \geqslant 1/r_ц - 1/r_п$, то $1/\rho = 1/r_ц - 1/r_п$; $A/B = (1/r_к - 1/r_п)/(1/r)$. Коэффициент n_0 выбирают в зависимости от отношения A/B по кривым, приведенным на рис. 9.22.

2. При действии на опору осевого усилия A

$$\sigma_{к\,max} = 0{,}59 \sqrt{\frac{N'}{r\,(1/E_к - 1/E_п)}} \leqslant [\sigma_к], \qquad (9.6)$$

где $N' = A/(\pi d \sin\alpha)$.

Опоры, у которых угол раствора конуса и центра зенковки подшипника равен 60°, рассчитывают так же, как и опоры с конической рабочей поверхностью.

Сферические опоры. Сферические опоры применяют в том случае, когда ось прибора должна отклоняться на некоторый угол в направлении, перпендикулярном к оси вращения. Эти опоры состоят из шаровой цапфы и подшипника и могут воспринимать радиальные и осевые нагрузки, обеспечивая при этом центрирование подвижной системы прибора.

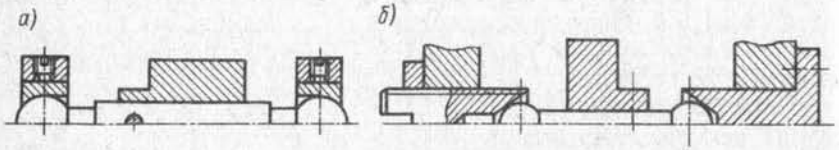


Рис. 9.30. Сферические подшипники с рабочей поверхностью в виде широкого (*а*) и узкого (*б*) шарового пояса

Шаровые опоры. Конструктивно они разделяются на две подгруппы (рис. 9.30). У опоры, изображенной на рис. 9.30, *а*, касание цапфы и подшипника происходит по сферической поверхности, а у опоры на рис. 3.30, *б* — по узкому шаровому поясу (угол раствора конуса подшипника обычно равен 90°). Опоры второй подгруппы (рис. 9.30, *б*) по сравнению с первой, имеют меньшие потери на трение, проще в изготовлении, однако воспринимаемые ими нагрузки и частоты вращения меньше.

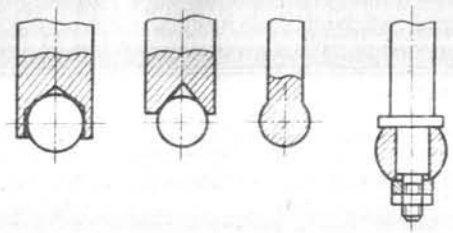


Рис. 9.31. Конструкции цапф

Для регулировки зазоров в подшипниках (одного или двух) они могут перемещаться относительно корпуса и фиксируются винтами, гайками, крышками или другими способами. Схемы конструктивных разновидностей сферических опор приведены на рис. 9.30, конструкции шаровых цапф — на рис. 9.31. Цапфы сферических опор изготавливают из стали марок Ст40, Ст50, У10, У12, а при вставных шариках — из сталей марок ШХ10, ШХ15. Для уменьшения потерь на трение цапфы или подшипники изготавливают из бронзы.

Расчет моментов силы трения в сферических опорах производят в зависимости от характера действия нагрузки:

при действии только радиального усилия R (рис. 9.32, *а*)

$$M_{тр} = (\pi/2)\,\mu\,(d_р/2)\,(R/\cos\alpha),$$

при действии только осевого усилия A (рис. 9.32, *б*)

$$M_{тр} = \mu\,(A/\sin\alpha)\,(d_р/2),$$

где $d_р = 2r\cos\alpha$.

Расчет сферических опор на прочность зависит от характера действия нагрузки и конструкции опоры. При действии на опору осевых сил расчет ее на прочность производят по тем же формулам (9.5), (9.6), что и опоры на центрах.

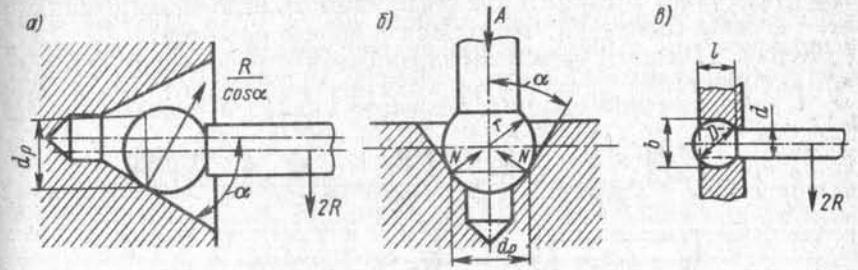


Рис. 9.32. Схемы сил, действующих на шаровую опору

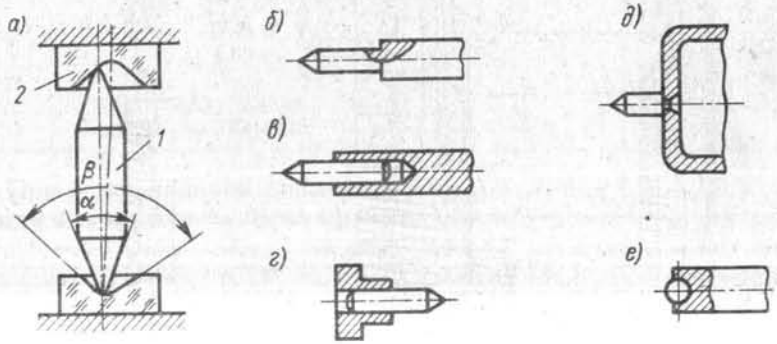


Рис. 9.33. Конструкции опоры на кернах (*а*) и цапф (*б*—*е*)

Для опоры, конструкция которой изображена на рис. 9.32, *в*, диаметр D цапфы определяют из выражения

$$D = \sqrt{R/(\varphi\,[p])},$$

где R — радиальная нагрузка; $\varphi = l/D \approx 1$; $[p]$ — допускаемое удельное давление. Цапфу на изгиб проверяют по формуле

$$\sigma_и = \frac{Rl/2}{0{,}1d^3} \leqslant [\sigma_и].$$

Если угловая скорость цапфы превышает 100 об/мин, проверяют влияние нагрева на изменение диаметра цапфы (при $\varphi = 1$), используя формулу

$$D' = Rn/[pv],$$

где v — линейная скорость вращения цапфы. Из двух значений D и D' диаметра выбирают максимальное, округляют его до ближайшего целого и принимают за исходный диаметр цапфы.

Диаметры применяемых в сферических подшипниках шариков (ГОСТ 3722—81) $D_ш$, мм: 0,68; 1,0; 1,588; 2,0; 2,381; 2,5; 3; 3,5.

Опоры на кернах. Состоят из оси-цапфы *1* (керна) и подпятника *2* с внутренним конусом (рис. 9.33, *а*). Опоры отличаются малыми моментами силы трения, могут воспринимать небольшие радиальные и осевые нагрузки, вращаться с малой частотой.

Керны помещают между подпятниками с небольшим зазором (для компенсации температурных изменений длин), а поэтому

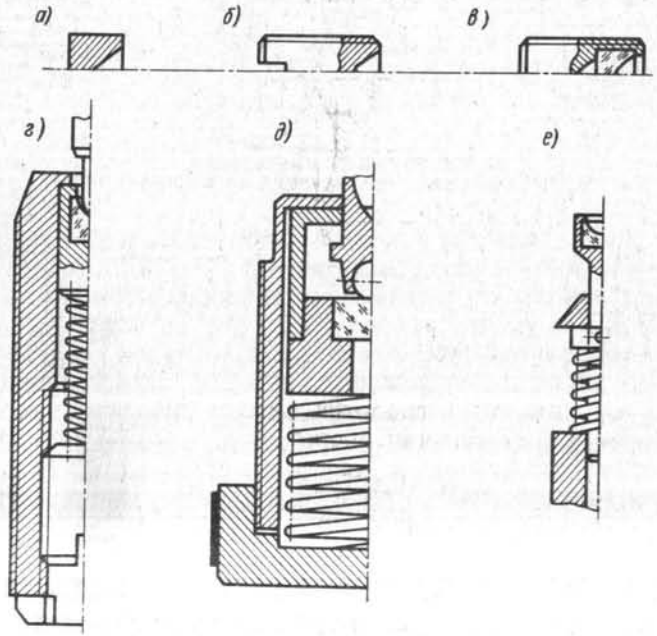


Рис. 9.34. Конструкции подпятников (*а—в*) и опор с упругими элементами (*г—е*)

имеют малую точность центрирования оси. Керн изготавливают заодно целое с осью (рис. 9.33, *б*) или как отдельную деталь, которую запрессовывают в ось подвижной системы прибора (рис. 9.33, *в—е*). При действии значительных нагрузок в качестве керна используют шарик, запрессованный в цапфу, однако в этом случае резко возрастают потери на трение по сравнению с опорами, у которых на концах цапфы имеется сферическая полированная поверхность. Радиус керна равен $r_к = 0{,}01 \div 0{,}15$ мм, радиус подпятника $r_п = 0{,}04 \div 1{,}8$ мм.

Конструкции подпятников приведены на рис. 9.34, *а—в*. Регулировки зазоров в опорах на кернах (рис. 9.34, *г, д, е*) производят с помощью винтов или другими способами. В приборах с опорами на кернах, работающих в условиях вибрации, ударов, тряски или при резких перепадах температуры, применяют конструкции с амортизаторами, в качестве которых используют плоские или цилиндрические пружины.

Материалами керна являются стали марок У10А, У8А, У12А, закаленные кобальт-вольфрамовые сплавы и сплавы титана ВТ4, ВТ1 (титан), коррозионно-стойкие сплавы марок 40КНХМР, К40НХМ. Материалами подпятников служат искусственные агаты, рубины, корунды, сапфиры, стекло специальных сортов, бронзы, латуни и сплавы бериллия с медью или никелем.

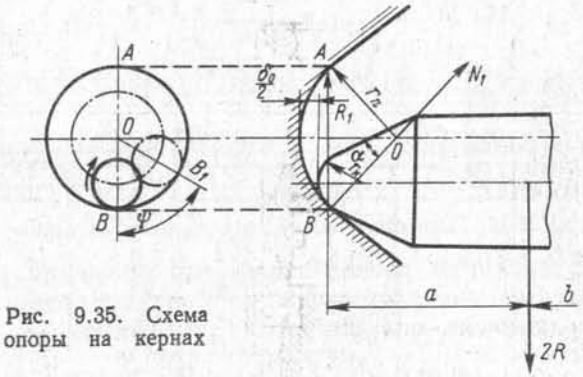


Рис. 9.35. Схема опоры на кернах

При вертикальном расположении оси вращения подвижной системы момент силы трения в опорах на кернах рассчитывают как

$$M_{тр} = 0{,}407 \mu A^{3/2} / \sqrt{\sigma_{max}},$$

где μ — коэффициент трения, при наличии смазки $\mu = 0{,}07 \div 0{,}09$; A — осевая нагрузка; σ_{max} — максимальные контактные напряжения на площадке соприкосновения керна с подпятником, $\sigma_{max} = 0{,}617 \sqrt[3]{\frac{A\,(1/r_к - 1/r_п)^2}{(1/E_п + 1/E_к)^2}}$ ($r_к$, $r_п$ — радиусы закругления керна и подпятника соответственно).

При горизонтальном расположении (рис. 9.35) и при наличии зазора в опоре керн вкатывается по подпятнику и при определенном угле ψ он проскальзывает по подпятнику (буксует). С момента начала буксования между керном и подпятником возникает трение скольжения.

До начала буксования подвижная система прибора находится под действием противодействующего момента

$$M_{пр} = N_1 r_к \sin^2 \alpha \operatorname{tg} \psi,$$

где $N_1 = R_1/\sin\alpha$; $R_1 = Rb/(a + b)$ (для опоры, конструкция которой приведена на рис. 9.35, для второй опоры $N_2 = R_2/\sin\alpha_2$, где R — радиальная нагрузка на опору; a, b — расстояния от точки приложения силы R до точки касания кернов с подшипниками);

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\mu}{\sin\alpha}; \quad \sin\alpha = \sqrt{1 - \frac{\delta_0/2}{r_к\,(k-1)}};$$

δ_0 — осевой зазор; $k = r_п/r_к = 3 \div 10$, для улучшения работы опоры на кернах желательно соотношение $k \leqslant 0{,}293\ (r_п - r_к)$.

С момента начала буксования в опоре возникает момент силы трения, который равен

$$M_{тр} = N_1 r_к \mu \sin \alpha.$$

Опоры на кернах могут работать успешно в статических и динамических условиях.

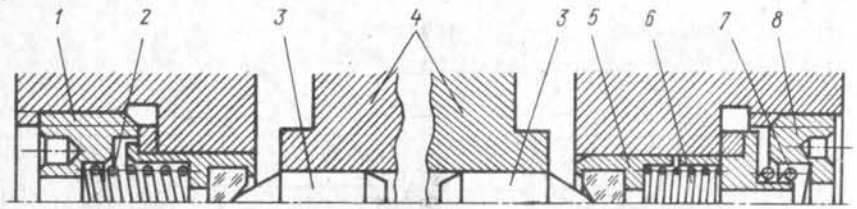


Рис. 9.36. Подшипниковые узлы с опорами на кернах

При вертикальном расположении оси вращения подвижной системы максимальное напряжение на площадке соприкосновения керна и подпятника определяют из выражения

$$\sigma_{max} = 0{,}617 \sqrt{A \frac{(1/r_к - 1/r_п)^2}{(1/E_к + 1/E_п)^2}} \leqslant [\sigma]_к,$$

где $E_к$, $E_п$ — модули упругости материалов керна и подпятника, для стали $E_к = 2{,}1 \cdot 10^5$ Н/мм², для корунда $E_п = 5 \cdot 10^5$ Н/мм², для рубина $E_п = 4{,}5 \cdot 10^5$ Н/мм²; $[\sigma_к]$ — допускаемое контактное напряжение. Для кернов, изготовленных из стали и кобальт-вольфрамовых сплавов и подпятников из агата, корунда, рубина, сапфира, допускаемое контактное напряжение составляет 2000—3000 Н/мм². Если задать величину k в пределах от 2,5 до 5 и $[\sigma_к]$, то

$$r_к = 0{,}485\,(1 - 1/k)\,\frac{\sqrt{A/[\sigma]_к}}{\sigma_к(1/E_к + 1/E_п)}.$$

При горизонтальном расположении оси

$$\sigma_к = 0{,}617 \sqrt[3]{N \frac{(1/r_к - 1/r_п)^2}{(1/E_к + 1/E_п)^2}} \leqslant [\sigma_к].$$

При вертикальном расположении оси

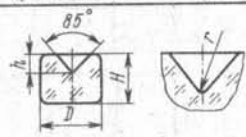
$$\sigma_к = 0{,}779 \sqrt[5]{Q \frac{(1/r_к - 1/r_п)^3}{(1/E_к + 1/E_п)^4}} \leqslant [\sigma]_к,$$

где $Q = mv^2/2$ — кинетическая энергия; m — масса подвижной части прибора, приходящаяся на один керн; $v = (8{,}8fa_0 + \sqrt{2\delta g})/(1 - a)$ — максимальная относительная скорость соударения керна с подпятником; $a = 0{,}6$ — коэффициент восстановления; δ — осевой или радиальный зазор в опоре; f и a_0 — частота и амплитуда вибрации соответственно; g — ускорение силы тяжести; $[\sigma_к]$ — допускаемое напряжение, для

стальных кернов в статических условиях $[\sigma_к] = 4000$ МПа, в динамических—3000 МПа.

Параметры стандартных каменных конических и сферических подпятников приведены в табл. 9.39—9.42. Типовая конструкция с применением конических подпятников показана на рис. 9.36.

9.39. Размеры конических подпятников типов ПАК, ПКК, ПСК * (ГОСТ 8898—78 *), мм



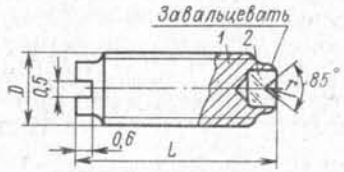
Типоразмер	$D_{-0,04}$	r	δr	H	δH	h
1,0×0,06	1,0	0,06	+0,030	0,8	—0,05	0,25
1,0×0,08		0,08				
1,0×0,10		0,10	+0,050			
1,2×0,06	1,2	0,06	+0,030	1,0	—0,06	0,36
1,2×0,08		0,08				
1,2×0,10		0,10	+0,050			
1,2×0,15		0,15				
1,5×0,06	1,5	0,06	+0,030			
1,5×0,08		0,08				
1,5×0,10		0,10	+0,050			
1,5×0,15		0,15				
1,5×0,20		0,20				
1,5×0,25		0,25				
1,8×0,15	1,8	0,15		1,2		0,60
1,8×0,25		0,25				
2,0×0,20	2,0	0,20				
2,0×0,30		0,30				
2,5×0,10	2,5	0,10		2,0		
2,5×0,15		0,15				
2,5×0,25		0,25				
2,5×0,40		0,40				
3,0×0,30	3,0	0,30		2,5		0,80

Примечания: 1. Обозначены через δr, δH предельные отклонения размеров r и H. 2. Условное обозначение подпятника типа ПАК с размерами $D = 1{,}2$ мм, $H = 1{,}0$ мм:

*Подпятник ПАК 1,2×1,0 ГОСТ 8898—78 **.*

* ПАК — подпятник агатовый конический; ПКК — подпятник корундовый конический; ПСК — подпятник ситалловый конический.

9.40. Размеры армированных конических подпятников типа ПК *, мм



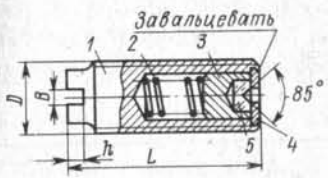
Типоразмер подпятника 2 (ГОСТ 8898—78 *)	r	D	L
ПАК 1,5×0,06 ПКК 1,5×0,06 ПСК 1,5×0,06	0,06	М3×0,35	1,7 2
ПАК 1,5×0,08 ПКК 1,5×0,08 ПСК 1,5×0,08	0,08	М2,5×0,35 М3×0,35	1,7; 2; 3; 4; 6
ПАК 1,5×0,10 ПКК 1,5×0,10 ПСК 1,5×0,10	0,10	М2,5×0,35 М3×0,35	3; 4; 5; 6; 7 5; 6; 7; 8; 10
ПАК 1,5×0,10 ПКК 1,5×0,10 ПСК 1,5×0,10	0,15	М2,5×0,35 М3×0,35	3; 4; 5; 6; 7 4; 5; 6; 7; 8; 10; 12
ПАК 1,5×0,20 ПКК 1,5×0,20 ПСК 1,5×0,20	0,20	М2,5×0,35 М3×0,35	7 4; 5; 6; 8; 10; 12
ПАК 1,5×0,25 ПКК 1,5×0,25 ПСК 1,5×0,25	0,25	М3×0,35	4; 5; 6; 8; 10; 12

Примечания: 1. Размеры подпятников ПАК, ПКК и ПСК даны в табл. 9.39. 2. Предельное отклонение длины L по j_s14. 3. Армированный подпятник состоит из винта *1* и подпятника *2*.

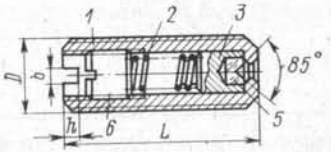
* ПК — с завальцованным коническим подпятником.

9.41. Размеры армированных пружинных конических подпятников типа ППН, ППР *, мм

Тип ППН



Тип ППР



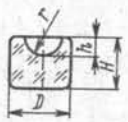
Типоразмер подпятника (ГОСТ 8898—78*)	r	D	L		b	h
			Тип ППН	Тип ППР		
ПАК 1,5×0,06 ПКК 1,5×0,06 ПСК 1,5×0,06	0,06	М3,5×0,35	8; 10; 12; 14; 16	—	0,5	0,6
ПАК 1,5×0,08 ПКК 1,5×0,08 ПСК 1,5×0,08	0,08		8; 10; 12; 14; 16	9; 12		
ПАК 1,5×0,10 ПКК 1,5×0,10 ПСК 1,5×0,10	0,10		5; 7; 8; 10; 12; 14; 16			
ПАК 1,5×0,15 ПКК 1,5×0,15 ПСК 1,5×0,15	0,15		8; 10; 12; 14; 16			
ПАК 1,5×0,20 ПКК 1,5×0,20 ПСК 1,5×0,20	0,20					
ПАК 1,5×0,25 ПКК 1,5×0,25 ПСК 1,5×0,25	0,25					
ПКК 2,5×0,40	0,40	М6×0,5	12		1,0	1,2

Примечания: 1. Размеры подпятников даны в табл. 9.39. 2. Предельное отклонение длины L по j_s14. 3. Армированный подпятник состоит из винта *1*, пружины *2*, пробки *3*, шайбы *4*, подпятника *5*, резьбовой пробки *6*.

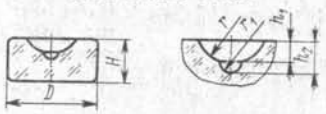
* Типы: ППН — подпятники пружинные неразъемные; ППР — подпятники пружинные разъемные.

9.42. Размеры сферических подпятников типа ПАС и ПКС * (ГОСТ 8898—78*), мм

Типы ПАС, ПКС



Типы ПА2С, ПК2С



Типоразмер	D	δD	r	δr	H	δH	h	δH
				Тип ПАС				
1,5×0,6	1,5		0,6		1,2		0,30	
1,8×0,6	1,8		0,6		1,6		0,50	
1,8×0,8	1,8		0,8	+0,06	1,4			
2,0×0,6	2,0		0,6					
2,0×1,0			1,0					
2,5×1,0			1,0				0,40	
2,5×1,2	2,5	−0,040	1,2		1,6			
2,5×1,3			1,3			−0,10		+0,10
2,5×1,5			1,5				0,30	
3,0×1,2	3,0		1,2	+0,10				
3,0×1,5			1,5				0,65	
3,0×1,6			1,6					
3,5×1,7	3,5		1,7		2,0		0,60	
3,5×1,8		−0,048	1,8					
4,0×1,8	4,0						0,75	
				Тип ПКС				
1,5×0,6	1,5		0,6		1,2	−0,04	0,30	+0,04
1,8×0,8	1,8		0,8	+0,06	1,4	−0,06	0,40	+0,10
2,0×0,6	2,0		0,6		1,6	−0,04	0,30	+0,04
2,5×0,9			0,9		1,2		0,40	
2,5×1,2	2,5	−0,040	1,2				0,40	
2,5×1,5			1,5			−0,06	0,30	+0,10
3,0×1,2	3,0		1,2	+0,10	1,6		0,65	
3,0×1,6			1,6				0,40	
				Типы ПА2С, ПК2С				
2,5×1,2	2,5		1,2		1,5			
3,0×1,5	3,0	−0,040	1,5	+0,10	1,6	−0,10	0,5	+0,10
3,0×1,7	3,0		1,7		1,3			

Примечание. Условное обозначение подпятника типа ПАС с размерами $d = 1{,}5$ мм, $r = 0{,}6$ мм:

*Подпятник ПАС 1,5×0,6 ГОСТ 8898—78 **.

* ПАС — подпятник агатовый сферический; ПКС — подпятник корундовый сферический.

Керны *3*, запрессованы в подвижную систему *4* прибора. Конические подпятники закреплены во втулках *5* (установлены с натягом 2—6 мкм и завальцованы). Регулировку положения подвижной системы в осевом направлении осуществляют с помощью резьбовых пробок *1* и *8*. Цилиндрические пружины *2*, *6*, *7* являются амортизаторами.

9.5. Упругие опоры

Классификация опор. Опоры с трением упругости применяют в тех случаях, когда угол поворота подвижной системы прибора ограничен. Такие опоры обладают малым моментом сопротивления. Они имеют невысокую точность фиксации направления оси, при этом масса подвижной системы может быть значительной. Основные недостатки опор этого типа: чувствительность к перекосам, вибрации, ограничение перемещения подвижных звеньев приборов.

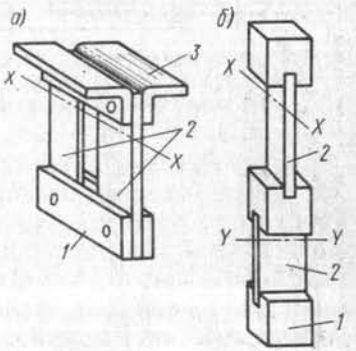


Рис. 9.37. Ленточный шарнир, допускающий поворот относительно осей X, Y

Опоры с трением упругости можно разделить на две группы: 1) работающие на изгиб; 2) работающие на кручение. Конструктивно опоры с трением упругости представляют собой тонкую металлическую ленту или проволоку, закрепленную одним или двумя концами на неподвижном основании. К ленте или проволоке прикрепляется подвижная система прибора.

Материалы. К материалам опор с трением упругости предъявляется ряд специфических требований; например, они должны обладать высокой механической прочностью, упругостью, спо-

9.43. Материалы, применяемые для изготовления опор с трением упругости, и их механические характеристики

Материал	Марка	E, Н/мм²	σ, Н/мм²	$\sigma_в$, Н/мм²	$k_ц = \frac{\sigma_п}{\sigma_в}$
Сталь	65	$2 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	750—1200	0,6
	60С2А	$2 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	800—1200	0,6
Бронза оловянисто-цинковая	БрОЦ4-3	$11{,}5 \cdot 10^4$	$4{,}5 \cdot 10^4$	1150	0,7
Бронза бериллиевая	БрБ2	$13 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	1600	0,62
Платиносеребряный сплав	ПлСр-20	$1{,}8 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^4$	2000	0,8
Кобальт-никелевый сплав	К40НХМВ	$2 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^4$	3000	0,63

собностью прокатываться в тонкие ленты и т. д. Материалами для опор служат: сталь марок 60С2А, 65, платиносеребряный сплав ОВС; бронзы фосфористая ПлСр20, меднохромистая БрХ0,5, меднокадмиевая БрКд-2, бериллиевая БрБ2, оловянисто-цинковая БрОЦ4-3 (табл. 9.43), кварц, серебро.

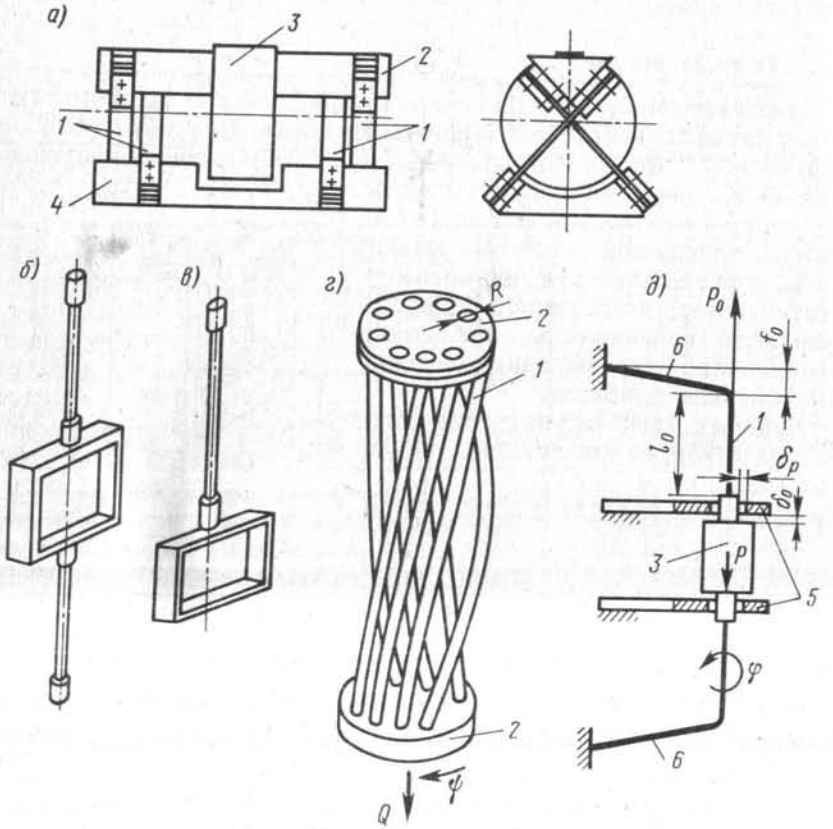


Рис. 9.38. Упругие подвесы

Конструкции опор. На рис. 9.37 приведены конструкции опор некоторых типов. Упругий ленточный шарнир (рис. 9.37, *а*) состоит из упругой пластины *2*, один конец которой закреплен неподвижно в звене *3*, а второй связан с подвижным звеном *1*, которое может перемещаться вокруг оси $X—X$. Сложный ленточный шарнир (рис. 9.37, *б*), допускающий перемещения вокруг осей $X—X$ и $Y—Y$, состоит из двух плоских пружин *2*.

На рис. 9.38, *а* показан перекрестный шарнир из четырех упругих пластин *1*, пересекающихся под углом 60—90° и прикрепленных к основанию *4* и плате *2*. На пластинах

крепится подвижная часть прибора *3*. Угол поворота шарнира до 30°. На рис. 9.38, *б*, *в* изображены рамки приборов, укрепленные соответственно на растяжке и подвесе.

На рис. 9.38, *д* дана схема упругой опоры на растяжках. Подвижная часть *3* прибора подвешена к корпусу с помощью упругих растяжек *1*. Крепление растяжек производится с помо-

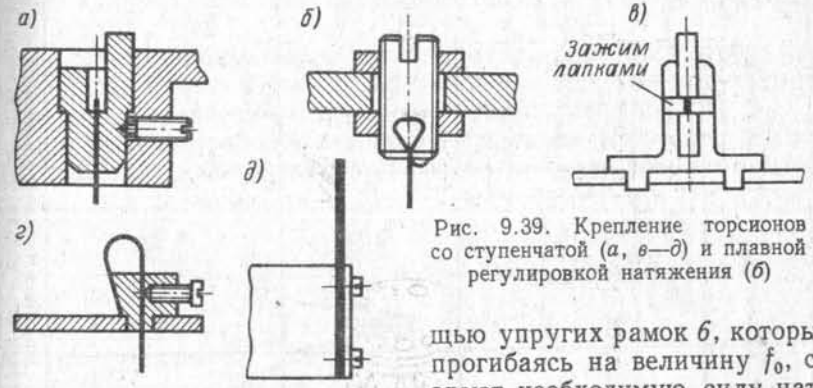


Рис. 9.39. Крепление торсионов со ступенчатой (*а*, *в*—*д*) и плавной регулировкой натяжения (*б*)

щью упругих рамок *6*, которые, прогибаясь на величину f_0, создают необходимую силу натяжения растяжки P_0. Для ограничения перемещений подвижной части применяют специальные ограничители *5*, устанавливаемые с зазорами δ_0 и $\delta_р$. При большой массе подвижной системы (рис. 9.38, *г*) ее укрепляют на опоре, состоящей из нескольких тонких торсионов *1*, закрепленных между двумя платами *2*. Крепление опор с трением упругости производят или непосредственно на неподвижном основании (рис. 9.39), или с помощью промежуточных упругих элементов (рис. 9.40), предохраняющих опоры от обрыва при работе в условиях вибрации, возможных

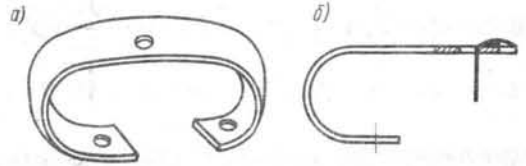


Рис. 9.40. Упругие элементы с закрепляемыми двумя (*а*) и одним (*б*) концами

ударов и т. д. Торсионы закрепляют механическим способом (рис. 9.39, *а*, *б*, *г*, *д*), пайкой (рис. 9.39, *в*) или сваркой. Регулировку натяжения опоры производят перемещением одной из опор. При креплении опор следует избегать их перекашивания, так как натяжение ленты и наличие остаточной деформации со временем могут привести к смещению нуля прибора. Это может быть вызвано также тем, что при креплении ленты с помощью пайки или сварки иногда происходит отжиг верхней части опоры, что приводит к остаточным деформациям. При креплении с помощью пайки и сварки получают хороший электрический контакт. Для избежания отжига опоры место пайки или сварки от-

9.44. Формулы для расчета противодействующего момента и напряжений в опорах с трением упругости

Схема	Прямоугольное сечение		Круглое сечение	
	Противодействующий момент $M_п$	Напряжение	Противодействующий момент $M_п$	Напряжение
	$M_п = \frac{bh^3}{4l} E\alpha$	$\sigma_и = \frac{3}{2}\frac{h}{l} E\alpha;\ \sigma_р = \frac{P}{bh};$ $\sigma_\Sigma = \sigma_и + \sigma_р \leqslant [\sigma]_и$	$M_п = \frac{\pi d^4}{21l} E\alpha$	$\sigma_и = \frac{3}{2}\frac{d}{l} E\alpha;\ \sigma_р = \frac{4P}{\pi d^2};$ $\sigma_\Sigma = \sigma_и + \sigma_р \leqslant [\sigma]_и$
	$M_п = \frac{bh\varphi}{12l}\left(4Gh^2 + \frac{b}{L}P\right)$	$\sigma_{max} = E\varphi^2\frac{b^2}{12l^2} + \frac{P}{bh};$ $\tau_к = \frac{h}{l} G\varphi;$ $\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_к^2} \leqslant [\sigma]_и$	$M_п = \frac{\pi d^4}{32l} G\varphi$	$\sigma_{max} = \frac{E\varphi^2 d^2}{16l^2} + \frac{4P}{\pi d^2};$ $\tau_к = \frac{d}{2l} G\varphi$
	$M_п = \frac{bh\varphi}{6l}\left(4Gh^2 + \frac{b}{h}P_0\right)$	$\sigma_{max} = E\varphi^2\frac{b^2}{12l^2} + \frac{P_0 + P}{bh};$ $\tau_к = \frac{h}{l} G\varphi;$ $\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_к^2} \leqslant [\sigma]_и$	$M_п = \frac{\pi d^4}{16l} G\varphi$	$\sigma_{max} = \frac{E\varphi^2 d^2}{8l^2} + \frac{4(P_0 + P)}{\pi d^2};$ $\tau_к = \frac{d}{2l} G\varphi$

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: b и h — ширина и толщина пластины; l — длина пластины или проволоки; P — растягивающая нагрузка (сила тяжести подвешенного звена); E — модуль упругости ленты или проволоки; φ — угол закручивания; G — модуль упругости материала ленты или проволоки при сдвиге; d — диаметр проволоки; α — угол отклонения подвижной системы прибора; P_0 — сила предварительного натяжения ленты (проволоки).

носят от ее рабочей части. При креплении ленты к неподвижному основанию механическим способом возможно нарушение электрического контакта. Наиболее надежное крепление — совмещение механического способа с пайкой и сваркой.

Расчет упругих опор. Расчет опор с трением упругости зависит от их конструктивного исполнения. Расчетные формулы для определения противодействующих моментов $M_п$ и условия прочности даны в табл. 9.44.

Опоры с прямоугольным сечением ленты более целесообразны, так как при одном и том же значении момента они могут иметь бóльшую по сравнению с круглым площадь сечения.

При работе приборов с опорами с трением упругости в условиях вибрации или тряски необходимо учитывать дополнительные усилия, действующие на опоры. Так, если подвижная система

Рис. 9.41. Схема сил, действующих на растяжки

прибора с упругими опорами в процессе работы подвергается ударной нагрузке с ускорением $a = ng$ (n — перегрузка; g — ускорение свободного падения), то максимальное усилие, действующее на опору, будет равно

$$Q_{max} = Q\,(n + 1),$$

где Q — сила тяжести подвижной системы.

Силу предварительного натяга P_0 при сборке определяют из выражения [91]

$$P_0 \leqslant k_п Q_в.$$

Здесь $k_п = \sigma_п/\sigma_в$ — коэффициент, характеризующий упругие свойства материала ($\sigma_п$ — предел пропорциональности; $\sigma_в$ — временное сопротивление разрыву); $Q_в$ — усилие, при котором наступает разрыв растяжки.

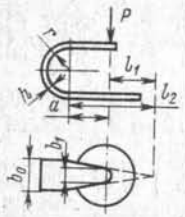
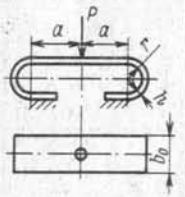
При горизонтальном расположении растяжки (рис. 9.41) под действием силы тяжести подвижной системы возникает прогиб, который не должен превышать 0,05 мм, для чего растяжку предварительно натягивают силой P_{01}, создающей удлинение $\Delta l = P_{01}l/(ES)$. Величину P_{01} можно рассчитать по формуле

$$P_{01} = ESf^2/(2l^2) - Ql/(2f),$$

где S — площадь сечения растяжки.

Расчет растяжки при горизонтальном расположении производят по аналогии с расчетом ее при вертикальном расположении

9.45. Формулы для расчета прогиба рессор и напряжения изгиба в опасном сечении

Схема	Прогиб	Напряжение
	$f = \frac{Pl_2}{EJ}\left[l_1^2 \ln\frac{l_2}{l_1} - \frac{1}{2}a \times (2l_1 + a)\right] + \frac{Pr}{FJ} \times \left[\pi a^2 + 4ar + \frac{\pi r^2}{2}\right]$	$\sigma_и = \frac{6P(a+r)}{b_0 h^2} \leqslant [\sigma]_и$
	$f = \frac{P}{EJ}\left[\frac{a^3}{12}(3a + 4\pi r) + \frac{ar^2}{2}(4a + 3\pi r) + r^3 \times (0{,}935r + 2{,}55a) \times \frac{1}{4(3a + \pi r)}\right.$	$\sigma_и = \frac{1{,}5P(3a^2 + 2\pi ar + 4r^2)}{b_0 h^2 (3a + \pi r)} \leqslant [\sigma]_и$

Примечания: 1. J — момент инерции сечения ленты или проволоки. 2. Допускаемое напряжение для бронз марок БрКМц3-1; БрОФ6,5—1,5 равно $[\sigma]_и = 200$ Н/мм².

(табл. 9.44). Допустимые напряжения для упругих элементов определяют по формуле

$$[\sigma] = \sigma_в/n,$$

где $n = 2 \div 5$ — запас прочности; значения величины $\sigma_в$ находят по табл. 9.43. Формулы для расчета рессор для крепления упругих опор приведены в табл. 9.45 [18, 98].

Растяжки и подвесы изготавливают шириной 0,08—0,35 мм. Они рассчитаны на восприятие осевой нагрузки от 0,1 до 20 Н и создают упругий (противодействующий) момент $M_п$ от 0,001 до 0,020 мкН·м.

9.6. Опоры с газовой смазкой

Общие сведения. Использование подшипников скольжения с газовой смазкой для приборов и электромеханических устройств дает существенные преимущества по сравнению с другими типами опор [106].

Опорами с газовой смазкой называются подшипники скольжения, в которых между трущимися поверхностями находится слой газа, препятствующий соприкосновению шипа и втулки

подшипника благодаря повышенному давлению слоя газовой смазки. Несущая способность опор с газовой смазкой создается либо за счет внешнего нагнетания (наддува) газа в рабочий зазор между шипом и втулкой подшипника (опоры газостатического типа), либо за счет нагнетания газа в зазор подшипника вследствие большой скорости относительного движения при вращении втулки в шипе или шипа во втулке (опоры газодинамического типа).

Подшипники с газовой смазкой имеют широкое промышленное применение в ряде скоростных узлов вращения современных приборов: в гироскопах, устройствах ввода-вывода в современных электронно-вычислительных машинах, оптико-механических сканирующих устройствах, в системах лазерной записи и считывания информации, микронагнетателях, специальном медицинском оборудовании и др. Эффективное использование опор скольжения с газовой смазкой в приборостроении объясняется низким уровнем вибрации при работе опор, высокой точностью положения подвижной части прибора на опорах с газовой смазкой, высокой износостойкостью и малыми потерями на трение. По сравнению с опорами на жидкостной смазке опоры с газовой смазкой имеют существенные эксплуатационные преимущества: отсутствие загрязнения, устранение необходимости применения громоздкого оборудования дренажа и нагнетания жидкостной смазки.

Для приборных устройств, где не допускаются следы смазки или продукты испарения обычных смазочных материалов (скоростные приводы вращающихся зеркал лазерных фоторегистраторов и систем записи изображения, замкнутые системы технологических процессов с газами высокой чистоты), подшипники с газовой смазкой имеют большие преимущества перед другими типами опор. В приборостроении нашли распространение аэростатические подшипники (с поддувом воздуха) в качестве опор подвеса чувствительных элементов измерительных приборов (воздушные подвесы по осям прецессии гироскопов, опоры кругломеров и делительных столов), а также газодинамические подшипники для узлов скоростного вращения (опоры главных осей гироскопов, оптико-механических сканеров, скоростных приводов видеомагнитофонов, дисководов).

Газодинамические подшипники автономны, для их работы не требуются компрессоры или другие источники внешнего давления. Использование в качестве газовой смазки воздуха обусловливает экономичность и простоту конструкции. При необходимости обеспечения хорошего теплоотвода в высокоскоростных приводах в качестве газовой среды выбирают водород, гелий или смесь газов, в этом случае конструкция привода должна быть с герметичным газонаполненным корпусом. Существуют конструкции газодинамических опор с вращающимся шипом и неподвижной втулкой, а также конструкции обращенного типа, когда вращается втулка, а шип неподвижен.

Параметры опор. Газовые опоры характеризуются параметрами: моментом трения, ресурсом работы, жесткостью, несущей способностью, предельной быстроходностью, шумообразованием, точностью, устойчивостью.

Момент трения вследствие малой вязкости газа между слоями газовой смазочной среды крайне мал. Предельно низкое значение потерь на трение — основное техническое преимущество опор с газовой смазкой. Газостатические подшипники (с внешним поддувом газа в смазочный зазор) ввиду низких потерь на трение применяют для подвески чувствительных элементов приборов, измерительных машин (в опорах чувствительных осей акселерометров и др.). Немаловажную роль при этом играет стабильность момента трения в опорах с газовой смазкой и устранение благодаря применению опор этого типа распространенного недостатка многих измерительных механических систем — неравномерности хода чувствительного элемента вследствие скачкообразного движения при опорах с сухим или полужидкостным трением скольжения. Момент трения в газодинамических подшипниках, обеспечивающих самоподдержание вращающейся части скоростного привода, также имеет малое значение, однако в этом случае его трудно выделить в моменте аэродинамического сопротивления вращающейся части, которая, как правило, несет на себе рабочий элемент устройства, значительно превосходящий по своим размерам габаритные размеры опоры и вращающийся в той же газовой среде, в которой работает опора.

Ресурс работы газовых опор практически неограничен. При работе подшипниковых узлов на газовой смазке отсутствует взаимное касание рабочих поверхностей в установившемся режиме, но в кратковременные периоды пуска и останова в газодинамическом подшипнике скольжения имеет место сухое трение и касание поверхностей шипа и втулки при трогании с места и при снижении подъемной силы при выбеге, когда вращающаяся часть садится на неподвижную часть опоры. Однако благодаря высокому качеству геометрии поверхностей, образующих пару скольжения, наличию микроканавок, которые выполняются практически во всех конструкциях газодинамической опоры в целях повышения устойчивости, сухое трение составляет незначительную часть пускового периода и периода останова. Поэтому опору с газовой смазкой считают практически лишенной износа. Ресурс работы опор с газовой смазкой оценивают не числом часов работы, а количеством пусков-остановов. Известны конструкции приборов на газодинамических опорах, которые после 250 000 таких циклов не показали заметного изменения напряжения трогания приводного электродвигателя.

Жесткость опоры с газовой смазкой значительно больше жесткости опоры на шарикоподшипниках, ввиду того что в опорах с газовой смазкой нагрузка от вала на корпус передается неизмеримо бóльшими площадями, чем в опорах качения. Так, для прибор-

борного шарикоподшипника типа 2076083 радиальная жесткость составляет $14 \cdot 10^3$ Н/мм, а для подшипников с газовой смазкой скоростного прецизионного привода с частотой вращения до 48 000 об/мин динамическая жесткость достигает $20 \cdot 10^4$ Н/мм. Однако сравнение по нагрузочной способности дает другую качественную характеристику.

Несущая способность газовых опор оценивается по грузоподъемной силе. Шариковые подшипники имеют существенно бóльшую динамическую грузоподъемную силу, чем подшипники с газовой смазкой. Например, динамическая грузоподъемная сила шарикоподшипника типоразмера 36205 $C = 13{,}1$ кН, а газостатического подшипника с тем же наружным диаметром при давлении наддува 0,6 МПа $C = 0{,}37$ кН. Повышения несущей способности подшипников с газовой смазкой достигают разными способами: увеличением поддува воздуха, уменьшением зазоров между рабочими поверхностями опор (для опор гироскопов зазор составляет 3—4 мкм).

Предельная быстроходность воздушных и газовых подшипников значительно выше, чем для опор других типов. Предельно допустимая линейная скорость на шейках вала, установленного на шарикоподшипниках, не превышает 30 м/с, в то время как для подшипников с воздушной смазкой допустимы скорости 150 м/с. Имеются отечественные разработки скоростных прецизионных приводов на опорах с газовой смазкой с угловой скоростью вращения 30 000 рад/с.

Шумообразование характеризует динамику работы подшипника. По сравнению с подшипниками качения газовые подшипники при работе имеют очень низкий уровень шума. Шариковый подшипник в процессе работы возбуждает колебания широкого спектра, причиной возникновения которых являются огранка и разноразмерность шариков, отклонения форм поверхностей качения. Подшипники с газовой смазкой работают практически бесшумно.

Точность вращения ротора в подшипниках имеет существенное значение. Конструктивная работоспособность подшипника определяется не только его долговечностью, но и точностью положения оси вращения. Сравнительные исследования, проводимые для высокоскоростных опор вращения [50, 99], установленных на шарикоподшипниковых и воздушных опорах, показывают, что амплитуда колебаний оси ротора в процессе работы для шариковых опор в 3—4 раза больше, чем для аэродинамических.

Устойчивость — один из важных критериев при разработке конструкций газовых опор. Малое демпфирование газовой смазки, наряду с преимуществами, имеет существенный недостаток — неустойчивость работы, повышенную тенденцию к возникновению колебаний вала в подшипниках. Для газодинамических подшипников наиболее характерна неустойчивость типа «полускоростного вихря». При подходе к некоторой угловой скорости вращения

9.46. Свойства материалов для подшипников с газовой смазкой

Материал	Способ изготовления	$E \cdot 10^{-3}$, Н/мм²	$\rho \cdot 10^{-3}$, кг/м³	$\alpha \cdot 10^{6}$, град$^{-1}$
Окись алюминия	Спекание, напыление расплава	3,9	4,0	7,2
Окись хрома	Напыление расплава	—	5,2	5,4
Карбид вольфрама	Спекание, напыление расплава	7,4	14,9	5,0
Окись бериллия	Спекание, анодированное покрытие	3,9	3,0	6,8
Технические ситаллы *	Литье	1,2	2,9	9,5
Ферротик **	Спекание	3,1	6,6	7,2
Хромовое покрытие	Гальваническое покрытие	—	7,5	6,3
Карбид бора	Спекание	4,6	2,5	3,8
Нитрид кремния	»	2,1	3,2	1,8

* Химический состав: $MgO - Al_2O_3 - SiO_2 - TiO_2$; ** Химический состав: Fe, TiC.

вала наступает явление вихревого движения шипа. Эту угловую скорость вращения вала называют критической угловой скоростью. При этом вихревое движение шипа (орбитальное движение шипа относительно геометрической оси неподвижной втулки подшипника) происходит с частотой, равной половине частоты вращения, соответствующей критической угловой скорости вала. Для газостатических упорных подшипников характерна неустойчивость, получившая название «пневмомолоток». В настоящее время разработан ряд конструктивных мер по устранению неустойчивости подшипников с газовой смазкой (спиральные и шевронные микроканавки, карманы и т. п.). Основное конструктивное отличие существующих опор с газовой смазкой как раз и заключается в способе устранения неустойчивости. Следует отметить, что опоры с газовой смазкой не существуют автономно, отдельно, как другие типы опор (например, шарикоподшипники), без связи с устройством, в котором они работают. Поэтому рассмотрение конструкций опор с газовой смазкой неизменно связывают с особенностями работы и эксплуатации конкретных механических устройств.

Материал деталей. Материалы подшипников с газовой смазкой подбираются таким образом, чтобы исключить истирание деталей при пусках и остановах. Наиболее эффективны с этой точки зрения окись алюминия, карбид вольфрама.

Качественное сравнение свойств материалов для подшипников с газовой смазкой может быть проведено на основе табл. 9.46. Для подшипников с поддувом воздуха применяют пористые материалы (бронзу, спеченную из порошка коррозионно-стойкую

9.47. Допустимые погрешности изготовления подшипников

Диаметр подшипника D, мм	Элемент опоры	Отклонение от круглости, мкм	Конусообразность на длине подшипника, мкм	Параметр шероховатости поверхности R_a, мкм	Отклонение от соосности на всей длине подшипника, мкм	Изогнутость вала, мкм
10—25	Вал Подшипник	0,3 2,0	0,5 1,5	0,08—0,063 0,16—0,125	2	0,5
25—30	Вал Подшипник	0,5 3,0	0,8 2,5	0,08—0,063 0,32—0,25	3	0,8

сталь, углеграфит, керамику, тефлон) в сочетании с термообработанным валом из азотированной стали. Наиболее удобным пористым материалом является углеграфит, так как деталь из углеграфита не меняется при механической обработке, кроме того, углеграфит служит естественной сухой смазкой в режимах пуска и останова.

Точность изготовления деталей. Технология изготовления деталей подшипников с газовой смазкой и контроль их геометрии не имеют существенных отличий от технологии изготовления и контроля прецизионных деталей опор приборов других типов. Сравнение показывает, что точность изготовления деталей подшипников качения примерно в 3 раза выше точности изготовления деталей подшипников с газовой смазкой. Так, овальность желоба кольца шарикоподшипника не должна превышать 1 мкм при шероховатости поверхности $R_a = 0{,}04—0{,}032$ мкм, а допустимая погрешность формы втулки цилиндрического воздушного подшипника составляет 2—3 мкм при $R_a = 0{,}16—0{,}125$ мкм. Отечественный и зарубежный опыт производства и эксплуатации скоростных узлов с газовыми подшипниками показывает, что погрешности их изготовления могут достигать значений, приведенных в табл. 9.47.

Конструкции газостатических опор. Применяемые газостатические опоры конструктивно отличаются по геометрической конфигурации рабочих поверхностей (плоские, цилиндрические, конические и сферические) и по типу ограничителей расхода воздуха, автоматически регулирующих давление в смазочном газовом слое в зависимости от изменения зазора. Наиболее распространены газостатические опоры с цилиндрическими и плоскими рабочими поверхностями в комбинации двустороннего подпятника (плоские рабочие поверхности) с двумя радиальными подшипниками (цилиндрические рабочие поверхности). На рис. 9.42 представлена типовая конструкция газостатических (воздушных) опор скоростного электропривода. Вал *1* установлен во втулках *6* и *7* радиальных подшипников, к которым через штуцер *8* и сопла подводится

сжатый воздух. Упорный подшипник образуется гребнем *2*, запрессованным в вал, соплами *5* в кольцевой полости втулки *6*, а также во вкладыше *3*. Осевой зазор в упорном подшипнике обеспечивается дистанционным кольцом *4* путем его притирки при



Рис. 9.42. Скоростной электропривод на воздушных подшипниках

сборке. На консольной части вала запрессован ротор *12* электродвигателя. Охлаждение статора *11* производится водой, поступающей по винтовым каналам *10* через штуцер *9*. Сжатый воздух подается в кольцевые камеры втулок *6* и *7* через два ряда отверстий, расположенных симметрично по окружности. Отверстия для

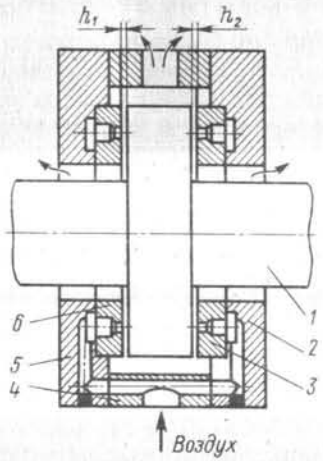


Рис. 9.43. Газостатический подпятник

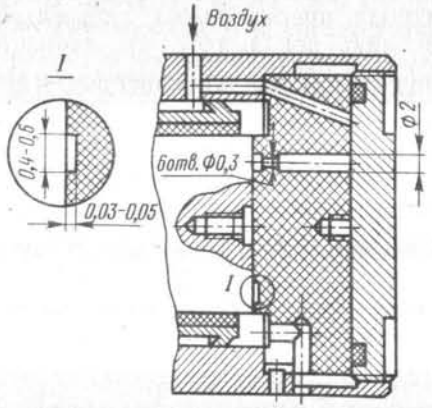


Рис. 9.44. Конструктивные формы кольцевых микроканавок и ограничителей расхода в упорных подшипниках

поддува воздуха имеют ступенчатую форму: диаметр выходной части равен 0,1—0,3 мм, а входной части — 1,5—3 мм. Выходное отверстие окружают карманом глубиной 0,15—0,20 мм, повышающим жесткость смазочного слоя. Подаваемый в подшипники сжатый очищенный воздух предотвращает возникновение типичной неустойчивости в опорах с газовой смазкой типа «полускоростного вихря», исключает возможность попадания в смазочный зазор пыли, воды и агрессивных газов и одновременно устраняет необходимость защиты подшипников какими-либо уплотняющими устройствами и возможность появления трения при пуске и останове. Типовая конструкция упорного газостатического подпятника (рис. 9.43) состоит из пяты в виде диска, выполненного как единое целое с валом *1*, двух газостатических подпятников *3* и *6* кольцевого типа и дистанционного кольца *4*, с помощью которого выдерживается суммарный осевой зазор $h = h_1 + h_2$ (соотношение между h_1 и h_2 изменяется в зависимости от рабочей осевой нагрузки).

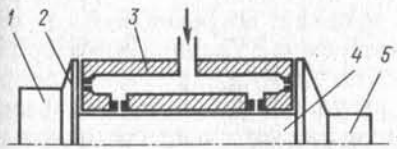


Рис. 9.45. Конструктивная схема газостатического подшипника с разнесенными подпятниками

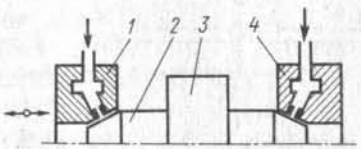


Рис. 9.46. Конструктивная схема опоры на конических подшипниках газостатического типа

Газ через распределительные каналы и кольцевые камеры (питатели) в кольцах *2* и *5*, крепящих подпятники, поступает через ограничители расхода (жиклеры) в рабочий зазор, а затем выходит в атмосферу. Для газостатических подпятников характерна неустойчивость типа «пневмомолотка». Стабилизация устойчивости достигается заменой карманов на подпятниках микроканавками (рис. 9.44), которые сводят к минимуму массу воздуха, заключенного между пятой и подпятником. Этому же способствует и заделка центрового отверстия вала в зоне пяты специальными заглушками, обработанными заподлицо с пятой.

В качестве ограничителей расхода наиболее часто применяются сопловые ограничители, представляющие собой отверстия малого диаметра (0,1—1,0 мм). Кольцевые микроканавки, соединяющие между собой отверстия жиклеров со стороны пяты, также имеют критическое значение сечения с точки зрения устойчивости работы: при прямоугольной форме сечения микроканавки ее оптимальные размеры составляют по ширине 0,4—0,6 мм, по глубине 0,03—0,05 мм [99].

Другая распространенная конструктивная схема газостатического подшипника представлена на рис. 9.45. Вал *4* с насаженными на него упорными шайбами *2*, разнесенными на максимальную длину, вращается относительно корпуса *3* в цилиндрических радиально-упорных подшипниках катушечного типа. Приводная часть ротора *1* и посадочная поверхность *5* рабочего элемента выполнены с противоположных сторон подшипника. В корпусе *3* имеются кольцевые питатели к ограничителям расхода упорных и цилиндрических радиальных подшипников. Распределение вращающейся массы с противоположных сторон подшипника кон-

структивно более приемлемо, чем в случае конструктивной схемы на рис. 9.42 с точки зрения динамической балансировки устройства, так как за счет высверливания металла быстрее достигается приведение масс вращающейся части к оси подшипника. Цилиндрические газостатические подшипники требуют тщательного исполнения геометрии шипа, втулки, торцовых поверхностей кольцевых пят; рабочую часть вала предпочтительно выполнять одного диаметра, без уступов и выточек, что способствует равномерности термической обработки и возможности получения меньших погрешностей формы.

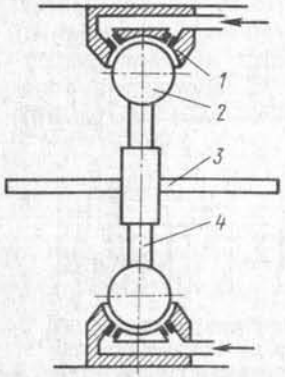


Рис. 9.47. Конструктивная схема полусферических газостатических подшипников

Газостатические радиально-упорные конические и полусферические опоры допускают регулировку суммарного зазора в подшипнике за счет смещения одной из них вдоль оси вращения при сборке и регулировке путем пригонки деталей компенсаторов. На рис. 9.46 представлена конструктивная схема устройства на конических подшипниках газостатического типа. Вал *2*, имеющий привод *3* в средней части, установлен в неподвижном *4* и подвижном *1* конических подшипниках, в которые через кольцевые питатели подается воздух к сопловым ограничителям расхода воздуха на конических поверхностях. Газостатические подшипники применяют в основном для прецизионных чувствительных осей приборов (акселерометров, поплавковых гироскопов). На рис. 9.47 представлена конструктивная схема полусферических газостатических подшипников для

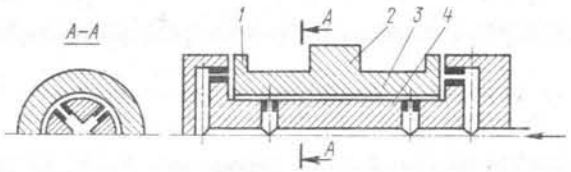


Рис. 9.48. Конструктивная схема газостатической опоры с неподвижным шипом и вращающейся втулкой

вертикальной оси магнитных весов. Вертикальная ось *4* с укрепленным на ней рычагом *3* измерительной части прибора установлена полусферами *2* в сферических чашах *1*, в которые по соплам диаметром 0,5 мм (3—4 сопла в каждой чаше) подается сжатый воздух давлением 0,15—0,2 МПа [37].

Применяются также конструкции газостатических подшипников с неподвижным шипом. Конструктивная схема такого устройства представлена на рис. 9.48. Воздух подается по каналам

неподвижной оси *4*, на вращающейся втулке *3* подшипника имеются две кольцевые пяты *1* упорного газостатического подшипника. Приводная часть *2* устройства выполнена в средней части втулки.

Подшипники скольжения газодинамического типа являются скоростными подшипниками, которые обеспечивают всплытие подвижной части привода при значительной угловой скорости вращения.

Конструкции газодинамических опор. Конструктивные исполнения газодинамических опор отличаются по геометрической форме поверхностей шипа и подшипника: конусной (рис. 9.49, *а*), цилиндрической (рис. 9.49, *б*), сферической (рис. 9.49, *в*) и полусферической (рис. 9.49, *г*). Подвижная часть опор *2* поддерживается на оси *1* с укрепленными на ней неподвижными частями *3*

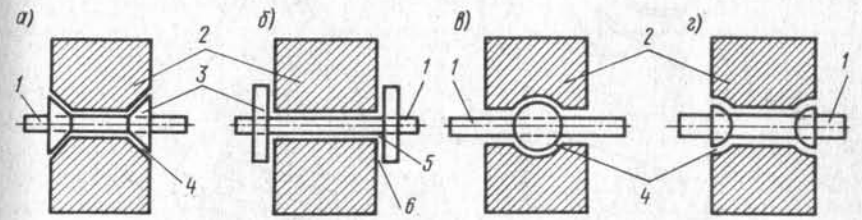


Рис. 9.49. Основные типы газодинамических подшипников

за счет избыточного давления газа в рабочем зазоре *4*, создаваемого при работе подшипника вследствие нагнетания газа самой подвижной частью. В опорах катушечного типа (рис. 9.49, *б*) рабочие зазоры для радиального подшипника *5* и подпятника *6* могут быть разными.

Улучшение работы малонагруженных подшипников с газовой смазкой, направленное на устранение или уменьшение вредных явлений вихревой неустойчивости и увеличение несущей способности подшипников, достигается различными путями: 1) применением самоустанавливающихся вкладышей, при этом удается избежать вихревой неустойчивости, пороговая скорость вихря превышает рабочий диапазон угловых скоростей вращения; 2) тщательным подбором материалов цапфы и подшипника; 3) совершенствованием технологии изготовления деталей газовых подшипников; 4) расчетом и подбором формы и размеров питающих канавок на элементах подшипников; 5) применением комбинированных подшипников.

За последние годы изучены причины нестабильности гладких цилиндрических газодинамических подшипников, особенно при вибрационных нагрузках. Для обеспечения устойчивости работы подшипника используются продольные канавки, лопасти, ступеньки, лыски, карманы и спиральные канавки. Наибольшая динамическая симметрия достигается при расположении канавок на вращающейся части, однако по конструктивным соображениям

во многих случаях целесообразно иметь канавки на неподвижной части. Наибольший эффект стабилизации газодинамических подшипников наблюдается при применении спиральных канавок, карманов и ступенек на упорных подшипниках (рис. 9.50, *а*), а также винтовых, шевронных канавок и уступов на радиальных

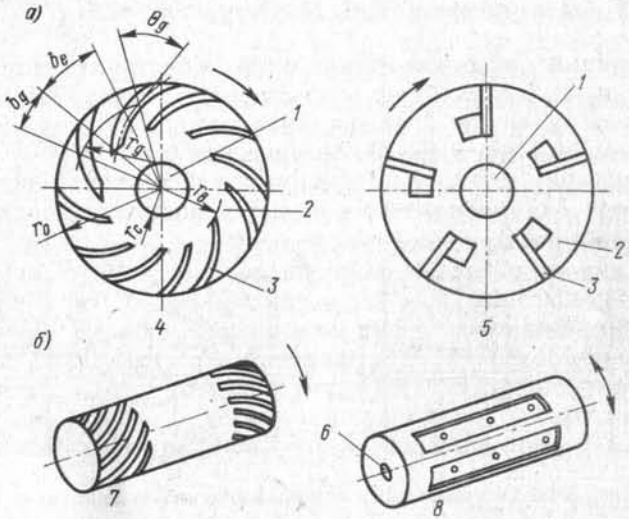


Рис. 9.50. Типы канавок и карманов на деталях газодинамических подшипников

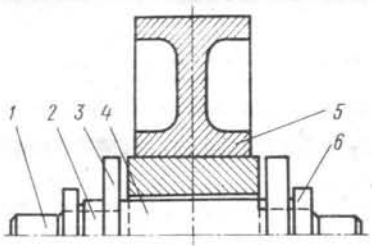


Рис. 9.51. Конструкция подшипника катушечного типа для гироскопа

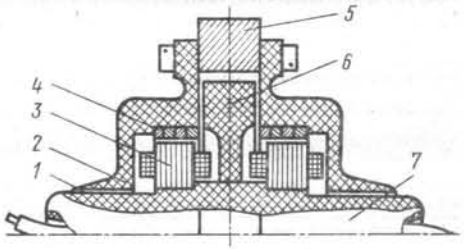


Рис. 9.52. Конструкция гироскопа на керамических газодинамических подшипниках цилиндрического типа

подшипниках (рис. 9.50, *б*). На упорных подшипниках зона уплотнения *2* образуется на плоской поверхности между отверстием *1* и кромкой канавок *3* и в промежутках между канавками. При этом упорная пластина *4* со спиральными канавками более технологична, чем пластина с карманами *5*. Для газостатических опор поддув воздуха осуществляется через питающие отверстия *6*. Радиальный шип с винтовыми канавками *7* более технологичен, чем шип с карманами *8*.

Конструктивной особенностью газодинамических подшипников является отсутствие реверса, вращение возможно только в том направлении, при котором увлекаемые канавками частицы воздуха нагнетаются в зазор подшипника. Нанесение канавок или карманов определенной ширины и глубины (для приборных газодинамических подшипников глубина составляет 3—10 мкм) производится способом фототравления, ультразвуковых воздействий с абразивной суспензией, ионной бомбардировки (вакуумного «фрезерования»). Не исключается и механическая обработка (шлифование).

Газодинамические подшипники используются в конструкциях гироскопов в качестве опор главной оси (оси собственного вра-

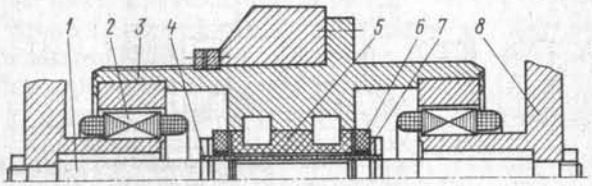


Рис. 9.53. Пример конструкции скоростного электропривода на газодинамических подшипниках с самоустанавливающимися подпятниками

щения). Наиболее простая по форме конструкция газодинамического подшипника катушечного типа (рис. 9.51) широко применяется для изготовления гироскопов навигационных приборов. На оси *1* с помощью кольца *2* и гайки *6* крепятся упорные пластины *3* к торцовым поверхностям шипа *4*. Радиальный подшипник образован цилиндрической поверхностью шипа и подвижной частью с маховиком *5*. Конструкция гироскопа на керамических газодинамических подшипниках представлена на рис. 9.52. Массивный обод *5* ротора охватывает упорную пластину *6* подшипника со спиральными канавками. Радиальные подшипники *1* образованы центральной керамической осью *7* (шип в данном случае неподвижен) и двумя керамическими чашами *2* ротора, в которых размещены две магнитные активные части *4* симметричного двухстаторного электродвигателя обращенной конструкции. Статоры *3* закреплены на средней утолщенной части керамической оси.

К деталям газодинамических подшипников катушечного типа предъявляются жесткие технологические требования по перпендикулярности упорных пластин к оси цилиндрической поверхности шипа. Разработан способ приклейки пластин подпятников в рабочем режиме электропривода, когда обеспечивается самоустановка упорных пластин до момента полимеризации клея [1]. Конструкция скоростного электропривода на таких подшипниках показана на рис. 9.53. Ось *1* и шип *4* образуют радиальный под-

[1] А. с. № 838132 (СССР).

шипник с подвижной частью *5*. Упорный подшипник образован пластинами *6* за счет клеевого соединения *7* с полимеризацией клея в работающем электроприводе. Статоры *2* закреплены на втулках корпуса *8* концентрично проточкам ротора *3*. Полусферический, а также сферический подшипники по сравнению с подшипником катушечного типа предъявляют менее жесткие требования к погрешностям формы деталей. В конусных подшипниках требования к соосности близки к требованиям по перпендикулярности катушечных подшипников. Для сферических и полусферических подшипников необходим контроль поверхности с двойной кривизной, чтобы обеспечить точность геометрии, в то время как цилиндрическая и упорная плоскости контролируются общепринятыми в машиностроении приборами. Поэтому при выборе того или иного варианта конструкции необходимо учитывать технологические условия при изготовлении, сборке и контроле.

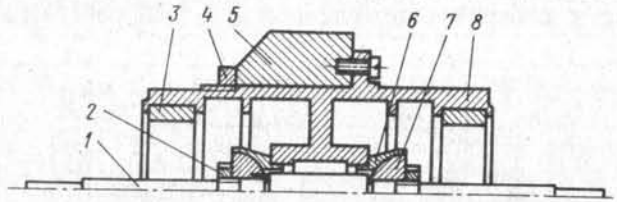


Рис. 9.54. Конструкция узла сканирующего устройства на полусферических опорах

В целях обеспечения достаточного запаса устойчивости газовых подшипников канавки и карманы выполняют не только на упорных подшипниках, но и на поверхности шипа радиального подшипника. Первоначально применялись преимущественно карманы из-за сравнительной легкости изготовления, однако использование в микронагревателях упорных газовых подшипников со спиральными канавками доказало их явное преимущество по ряду признаков.

Обычно конструкция упорного подшипника выполняется таким образом, что спиральные канавки на упорной пластине начинаются не сразу от радиального подшипника, а отстоят от нее на некоторую величину, так что образуется площадка уплотнения в зоне перехода к радиальному подшипнику. Когда же упорный подшипник имеет канавки на всю длину опорной поверхности без какого-либо уплотнения, и радиальный подшипник в этом случае фактически является уплотнением для упорного, достигается максимальное повышение давления в радиальном подшипнике. Вибрационные испытания показывают, что объем газа в камере, образованной радиальным подшипником, резонирует на низкой частоте. Это явление может быть исключено введением уплотнения на диаметре, несколько превышающем диаметр радиального подшипника, прерывающего сообщения полости канавок радиального и упорного подшипников.

Полусферические газодинамические подшипники обладают свойством самоустанавливающихся подшипников и менее чувствительны к погрешностям сборки. Конструкция узла на полусферических опорах с газовой смазкой представлена на рис. 9.54. Неподвижная часть подшипника образуется осью *1* и полусферами *7*, поджимаемыми к утолщенной части оси гайками *2*. Вращающаяся часть состоит из сферических чашек *6*, ротора *8* с закрепленными в нем магнитными активными частями *3* электропривода и маховиком *5* сканирующего устройства, закрепленным гайкой *4*.

В последнее время находят применение лепестковые подшипники с газовой смазкой (рис. 9.55), позволяющие заменить дорогостоящие микроканавки упругими лепестками *3* определенной конфигурации, изготавливаемыми отдельно и монтируемыми затем при сборке во втулке подшипника *2*. Между вращающимся валом *1* и линейчатой поверхностью, образованной лепестками *3*, создается профилированный рабочий зазор, в котором при вращении шипа развивается избыточное давление газового слоя.

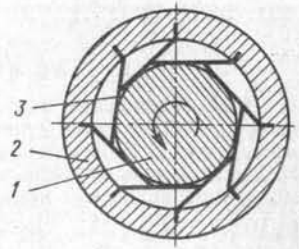


Рис. 9.55. Конструктивная схема лепесткового подшипника

Расчет опор. Расчет опор производят с учетом радиальной и осевой нагрузки.

Радиальные подшипники. Методика расчета подшипника построена на законе подобия газовой смазки, согласно которому эпюры давлений подобны, если равны три безразмерных критерия подобия:

1) отношение эксцентриситета e к среднему (радиальному) зазору C : $\varepsilon = e/C$;

2) число сжимаемости газового смазочного слоя

$$\Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{r}{C}\right)^2,$$

где μ — вязкость газа, Па·с; ω — угловая скорость вращения ротора, рад/с; r — радиус подшипника, мм; C — средний зазор, мм; p_a — атмосферное давление;

3) относительная длина подшипника $\lambda = L/D$, где L — длина подшипника; D — диаметр.

Критерии Λ (для удобства расчетов целесообразнее применять $\Lambda/6$), ε и λ вычисляют по заданным размерам и условиям работы подшипника. Каждой группе значений критериев подобия соответствуют единственные значения параметров: удельной подъемной силы $K_н$, по которой определяют подъемную силу $W = DLp_aK_н$, угла смещения эксцентриситета и коэффициента трения.

Зависимости между критериями подобия ε, Λ, λ и расчетным параметром $K_н$ приводятся в справочных таблицах работы [17].

Для случая $\lambda = 1{,}5$ по данным зависимости $K_н$ от критериев подобия построен график, представленный на рис. 9.56.

Пример расчета газодинамического подшипника. Заданы размеры подшипников ротора гиромотора: диаметр шипа $D = 2r = 10$ мм; длина подшипника $L = \lambda D = 15$ мм; радиальный зазор $C = 5$ мкм; минимальный зазор в опоре $h_{0\,min} = 2$ мкм; давление среды $p_a = 1{,}013 \cdot 10^5$ Па (нормальное атмосферное давление); вязкость воздуха $\mu = 1{,}9 \cdot 10^{-5}$ Па·с (при 30 °С); частота вращения $n = 37\,500$ об/мин, следовательно, угловая скорость вращения ротора $\omega = 3925$ рад/с.

Требуется определить: 1) зависимость между нагрузкой W и положением шипа в подшипнике; 2) жесткость смазочного слоя при эксцентриситете $\varepsilon = 0{,}3$.

Число сжимаемости смазочного слоя:

$$\Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{r}{C}\right)^2 = \frac{6 \cdot 1{,}9 \cdot 10^{-5} \cdot 3{,}925 \cdot 10^3}{1{,}013 \cdot 10^5}\left(\frac{0{,}5 \cdot 10^{-2}}{0{,}5 \cdot 10^{-6}}\right)^2 =$$

$$= 6 \cdot 1{,}9 \cdot 3{,}925 \cdot 1 \cdot 10^{-1} = 4{,}4745.$$

Для нахождения значений удельной подъемной силы проводим на графике рис. 9.56 через отметку на оси абсцисс, соответствующую $\Lambda/6 = 0{,}75$, вертикальную линию и определяем ординаты точек пересечения с кривыми графика. Значения коэффициента $K_н$ и удельной подъемной силы W в зависимости от ε приведены ниже:

ε	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$K_н$	0,15	0,26	0,4	0,58	0,8	1,1	1,55
$W \cdot 10^3$, Н	0,225	0,39	0,6	0,87	1,2	1,65	2,35

По найденным расчетным параметрам находим нагрузку $W = DLp_aK_н = \doteq 1 \cdot 1{,}5 \cdot 1 \cdot K_н = 1{,}5K_н$.

Малая вязкость газов, применяемых в качестве смазочного материала в газодинамических подшипниках, дает возможность создания устройств, работающих с высокими частотами вращения при незначительных потерях на трение. В то же время с уменьшением вязкости газа снижается несущая способность газодинамических подшипников. Поэтому вопрос определения несущей способности газодинамических подшипников — один из важнейших при выборе его параметров.

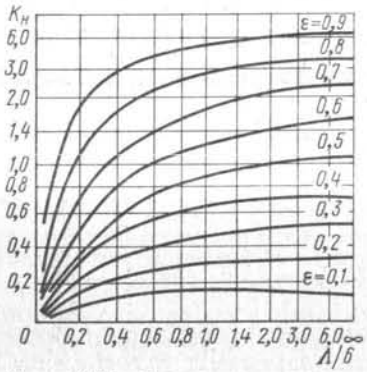


Рис. 9.56. Зависимость удельной подъемной силы $K_н$ ($\lambda = 1{,}5$) от числа сжимаемости смазки $\Lambda/6$

Упорные подшипники. При рассмотрении упорных газодинамических подшипников различают два типа их исполнения: открытого и замкнутого. В подшипниках первого типа зона утечки газовой смазки граничит с окружающей средой, тогда как для подшипников второго типа расход газа в направлении, перпендикулярном к вектору скорости скольжения, равен нулю.

Несущая способность подшипника определяется распределением давления газа в плоскости пластин подшипника. Распределение давления описывается следующим уравнением:

$$\frac{\partial}{\partial R}\left(AR\,\frac{\partial p}{\partial R} - B\Lambda_h R^2\right) = 0,$$

где A и B — постоянные; $R = r/r_0$ — отношение текущего радиуса пластины к внешнему радиусу (рис. 9.50, *а*); $P = p/p_a$ — отношение давления в подшипнике на радиусе r к давлению окружающей среды; $\Lambda_h = \frac{6\mu\omega r_0^2}{p_a h^2}$ — число сжимаемости смазочного слоя; μ — вязкость газа; ω — угловая скорость вращения вала подшипника; h — зазор между пластинами; p_a — давление окружающей среды.

Постоянные A и B определяют по формулам:

в зоне нагнетания

$$A = \frac{H^3 + \alpha(1-\alpha)(H^3-1)\cos^2\theta_g}{\alpha + H^3(1-\alpha)}; \qquad (9.7)$$

$$B = \frac{\alpha(1-\alpha)(H^3-1)(H-1)\sin\theta_g\cos\theta_g}{\alpha + H^3(1-\alpha)}; \qquad (9.8)$$

в зоне утечки $A = 1$, $B = 0$.

Здесь $H = (h + h_g)/h$ — коэффициент относительной глубины канавки (h — зазор, h_g — глубина канавки); $\alpha = b_g/(b_g + b_e)$ — коэффициент относительной ширины канавок; b_g, b_e — соответственно ширина канавки и перемычки по окружности; θ_g — угол канавки в подшипнике (рис. 9.50, *а*).

Решение указанного уравнения имеет вид:

для открытой конструкции

$$\frac{p - p_a}{p_a} = \begin{cases} \frac{\Lambda_h}{A}\left[C\ln R + \frac{B}{2}(1 - R^2)\right], & R_b \leqslant R \leqslant 1; \\ \Lambda_h C \ln\frac{R}{R_i}, & R_i \leqslant R \leqslant R_b. \end{cases}$$

где $R_b = r_b/r_0$; $R_i = r_i/r_0$; r_b — внутренний радиус пояса канавок; r_i — внутренний радиус пластин;

$$C = \frac{B\left(1 - R_в^2\right)}{2\left(A\ln R_b/R_i - \ln R_b\right)}; \qquad (9.9)$$

для замкнутой конструкции

$$\frac{p - p_a}{p_a} = \begin{cases} \frac{B\Lambda_h}{2A}(1 - R^2), & R_b \leqslant R \leqslant 1; \\ \frac{B\Lambda_h}{2A}\left(1 - R_b^2\right), & R_i \leqslant R \leqslant R_b. \end{cases}$$

Несущую способность F упорного подшипника определяют интегрированием распределения давления по поверхности пластины подшипника [8]

$$F = \pi r_0^2 p_a \Lambda_h \left[\frac{B}{4A}(1 - R_b)^2 - \frac{C}{A}\left(R_b^2 \ln R_b + \frac{1 - R_b^2}{2} \right) - \right.$$
$$\left. - C\left(\frac{R_b^2 - R_i^2}{2} - R_b^2 \ln \frac{R_b}{R_i} \right) \right]. \qquad (9.10)$$

Для замкнутой конструкции имеем

$$F = \pi r_0^2 p_a \Lambda_h \frac{B}{4A}(1 - R_b^2)(1 + R_b^2 - 2R_i^2). \qquad (9.11)$$

Пример расчета газодинамического упорного подшипника (рис. 9.50). Примем рекомендуемые в [12] оптимальные параметры для подшипника, изображенного на рис. 9.50:

$$\frac{b_g}{b_e} = 1{,}93; \quad H = \frac{h + h_g}{h} = 4{,}05; \quad \theta_g = 71{,}2°; \quad \frac{r_0 - r_b}{r_0 - r_i} = 0{,}73.$$

При этом заданы: $r_0 = 14{,}75$ мм, $r_i = 8$ мм, $h = 5$ мкм, $\mu = 1{,}82 \cdot 10^{-5}$ Н·с·м$^{-2}$, $n = 81\,000$ об/мин, $p_a = 1{,}013$ Па.

Из оптимального соотношения [12] для канавок подшипника получим:

$$r_b = 9{,}82 \text{ мм}; \quad \alpha = \frac{b_g}{b_g + b_e} = \frac{1{,}93}{1{,}93 + 1} = 0{,}66;$$

$$\Lambda_h = \frac{6\mu\omega r_0^2}{p_a h^2} = \frac{6 \cdot 1{,}82 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}475^2 \cdot 8100 \cdot 3{,}14 \cdot 10^4}{1 \cdot 5^2 \cdot 10^{-12} \cdot 30} = 80{,}61.$$

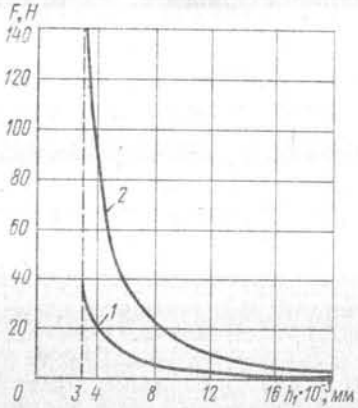


Рис. 9.57. Зависимость несущей способности газодинамического подшипника от зазора

Из (9.7) и (9.8) находим $A = 7{,}13$; $B = 0{,}59$. Подставляя в (9.9) найденные A, B и $R_i = r_i/r_0 = 0{,}54$, $R_b = r_b/r_0 = 0{,}67$, получим $C = 0{,}087$. Тогда для открытой конструкции подшипника по (9.10) имеем $F = 13{,}89$ Н, для замкнутой по (9.11) получим $F = 53{,}93$ Н.

Упорный подшипник замкнутого типа обладает существенно более высокой несущей способностью. Несущая способность газодинамического подшипника возрастает с увеличением скорости скольжения и площади несущих поверхностей. Например, для подшипников с параметрами: $r_0 = 14{,}75$ мм, $r_i = 8$ мм, $\mu = 1{,}82 \cdot 10^{-9}$ Н·с·м$^{-2}$, $\omega = 8100$ с$^{-1}$, $p_a = 1{,}013$ Па, $\theta_g = 71°$, 2, $b_g/b_e = 1{,}93$, $h_{min} = 3 \cdot 10^{-3}$ мм, $h_{max} = 20 \cdot 10^{-3}$ мм, $\Delta h = 10^{-3}$ мм, получаем несущую способность, представленную в виде графика на рис. 9.57. Как видно из графика, как для открытой конструкции подшипника (кривая *1*), так и для замкнутой (кривая *2*) несущая способность подшипника резко уменьшается с увеличением зазора. Несущая способность подшипника лежит в пределах 40—4 Н в зависимости от рабочего зазора подшипника в диапазоне 3—16 мкм.

9.7. Направляющие для поступательного движения

Общие положения. Направляющие для поступательного движения применяют при необходимости перемещения одной детали относительно другой с заданной точностью. К направляющим предъявляются следующие требования: обеспечение плавности перемещения, незначительность момента силы трения, большой ресурс работы, износоустойчивость, способность к перемещению при резких перепадах температуры.

В зависимости от вида трения различают: направляющие с трением скольжения, качения, упругости, с воздушным или газовым трением. Выбор типа направляющих и конструктивных схем зависит от их назначения, а также от требований к точности направления движения, допускаемой нагрузки, значений моментов силы трения, стоимости изготовления и т. д.

Направляющие с трением скольжения, качения и газовым по характеру (виду) воспринимаемой нагрузки подразделяются на открытые и закрытые. К открытым относятся такие направляющие, у которых для замыкания силовой цепи используются дополнительные прижимные усилия (масса подвижной детали, усилие плоской или спиральной пружины, мембраны и т. д.). Закрытыми являются направляющие, у которых замыкание силовой цепи происходит с использованием конструктивных факторов.

Направляющие различают по форме (цилиндрические и призматические).

Направляющие с трением скольжения. По конструкции направляющие с трением скольжения проще направляющих с трением качения и меньше их по габаритным размерам. При соответствующем выборе материалов они испытывают незначительное влияние температурных перепадов. Основной их недостаток — относительно большие потери на трение.

В качестве материалов для направляющих применяют сталь марок 40, 50, У8А, У10А, чугун марок СЧ12-28, СЧ15-32, бронзы БрОС10-2, БрОФ 10-1, БрОЦС, латунь. Предпочтительны следующие сочетания материалов: сталь—бронза, сталь—латунь, сталь—чугун. Если устройство с направляющими работает при резких перепадах температуры, то для сопряжения их деталей рекомендуется выбирать материалы с близкими значениями теплового коэффициента линейного расширения.

На рис. 9.58, *а*, *б* приведены конструктивные схемы цилиндрических и призматических открытых направляющих, а на рис. 9.58, *в*—*м* — схемы тех же направляющих, но закрытого типа. На рис. 9.58, *г*, *д* изображены направляющие типа «ласточкин хвост» и его разновидности (рис. 9.58, *е*), для которых тре-

буется более тщательная сборка и регулировка, так как при незначительном перекосе деталей возможно заедание направляющих. Цилиндрические направляющие изготавливают без предохранения (рис. 9.58, *ж*) и с предохранением от проворачивания (рис. 9.58, *з*—*к*). В последнем случае используют планки (рис. 9.58, *з*, *и*), направляющие стержни (рис. 9.58, *к*) и т. д.

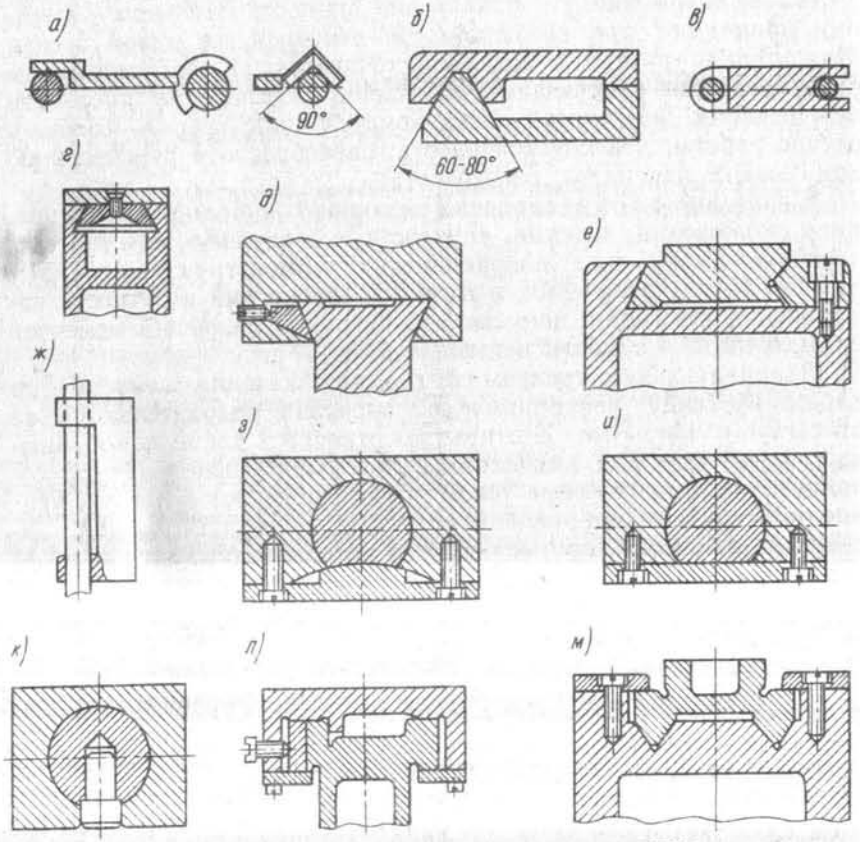


Рис. 9.58. Направляющие с трением скольжения

В призматических направляющих применяют призмы с прямоугольным, трапециевидным или треугольным сечением (рис. 9.58, *м*).

Регулировку зазоров в направляющих производят с помощью планок, одну из которых крепят к основанию винтами, а другую — наглухо. После установки подвижной планки ее фиксируют штифтом. В направляющих, изображенных на рис. 9.58, *д*, *л*, регулировка зазора производится с помощью «сухариков».

Для проверки правильности выбора посадки и класса точности направляющих проводят проверочный расчет по формуле

$$\Delta = D_1\,[(1 \pm \alpha_1\,(t - t_0))] - D_2\,[(1 \pm \alpha_2\,(t - t_0))],$$

где Δ — минимальный зазор при данной температуре, мм; D_1 — наименьший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватывающей детали, мм; D_2 — наибольший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватываемой детали, мм; t_0 и t — соответственно начальная и конечная температура, °; α_1 и α_2 — коэффициенты линейного расширения материалов сопрягаемых деталей. Знак «плюс» берется в том случае, когда $t > t_0$, а знак «минус» — при $t < t_0$. Посадка считается допустимой, если $\Delta \geqslant 0$, в противном случае наступит защемление детали в направляющей.

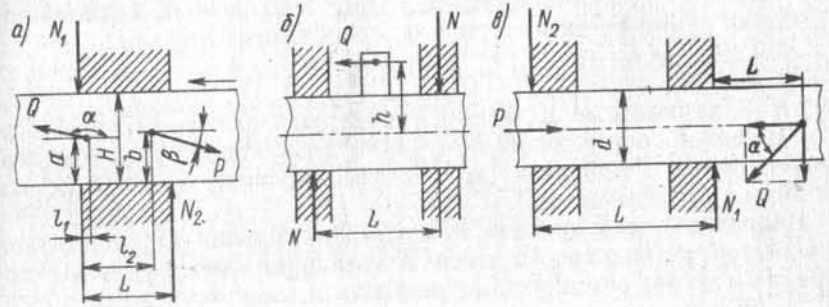


Рис. 9.59. Реакции в направляющих при приложении нагрузки

Для уменьшения потерь на трение в направляющей и предупреждения возможности заклинивания необходимо, чтобы выполнялись следующие требования.

1. Равнодействующая P всех сил сопротивления движению (кроме сил трения) и движущая сила Q (рис. 9.59, *а*) должны действовать по одной линии в плоскости направляющих. При этом отношения a/L и b/L должны быть малыми.

2. Длина ползуна должна превышать ширину H направляющих в несколько раз.

3. Углы α и β должны быть малыми или равными 0° или 180°.

4. Точки приложения сил P и Q не должны располагаться за пределами ползуна ($l_1 \leqslant L$, $l_2 \leqslant L$).

Если сила Q приложена к направляющей на плече h, то нормальную реакцию N (рис. 9.59, *б*) и силу трения $F_{тр}$ можно рассчитать по формулам:

$$N = Qh/L;\ F_{тр} = N\mu = \mu Qh/L,$$

где μ — коэффициент трения скольжения. Защемления не будет при условии, что $|\mu h/L| < 1$. При приложении силы Q под углом защемление будет отсутствовать при условии (рис. 9.59, *в*)

$$\mu\,(N_1 + N_2) < Q\cos\alpha,$$

где $N_1 = (Q\sin\alpha)\,(h + L)/L$; $N_2 = (Q\sin\alpha)h/L$.

Обозначив $h/L = k$, получим

$$\operatorname{tg}\alpha < \frac{k}{(2+k)\,\mu}.$$

Силу Q, необходимую для перемещения детали, можно определить по формуле

$$Q = \frac{P}{\cos\alpha - \dfrac{\mu \sin\alpha\,(L + 2h - \mu\alpha)}{L}}.$$

Приведенные выше расчеты и соображения справедливы и для направляющих с трением качения, только вместо коэффициента трения скольжения в формулы подставляется коэффициент трения качения. В направляющих с трением качения определяют удельное давление между соприкасающимися деталями

$$p = N/F \leqslant [p],$$

где N — нормальное давление к поверхности соприкосновения; F — площадь соприкосновения; $[p]$ — допускаемое удельное давление. Затем сравнивают полученное значение с допускаемым удельным давлением.

Направляющие с трением качения. По сравнению с направляющими трения скольжения эти направляющие имеют меньшие потери на трение, обеспечивают легкость и плавность хода, долговечны, перепады температуры оказывают на них меньшее влияние.

В качестве промежуточных элементов качения в направляющих используют шарики (реже — цилиндрические и конические ролики), которые помещаются между подвижной и неподвижной деталями направляющих. В некоторых случаях в качестве промежуточных элементов применяют стандартные шариковые или роликовые подшипники.

В шариковых и роликовых направляющих материалом для изготовления направляющих деталей служат закаленные стали марок ШХ15, 40Х, У8А, У10А, ХВГ, 38ХМЮА.

На рис. 9.60, *а* приведена конструктивная схема открытой направляющей, а на рис. 9.60, *б—ж* — закрытых. В направляющих для удержания шариков или роликов на определенном расстоянии друг от друга применяют сепараторы, изготовленные из латуни или текстолита. В открытой направляющей на шариках (рис. 9.60, *а*) перемещение сепаратора *1* ограничено штифтом *2*, входящим в паз сепаратора. Регулировка зазоров в закрытых направляющих производится путем перемещения одной или двух планок *3* с последующим их закреплением винтами (рис. 9.60, *б*).

В конструкции, схема которой приведена на рис. 9.60, *в*, шарики *4* катятся по стальным полированным прутькам *5*, помещенным в специальные стаканы *6*. При износе рабочих поверхностей прутков направляющие разбираются, а прутки поворачивают на некоторый угол, при этом происходит смена рабочих участков прутков. На рис. 9.60, *г*, *д*, *ж* приведена конструкция

направляющей, у которой шарики, опираясь на насыпные или стандартные подшипники, вращаются вокруг своей оси.

На рис. 9.61, *а*, *б* приведена конструктивная схема роликовых направляющих открытого типа, а на рис. 9.61, *в—ж* — закрытого. В качестве роликов используют стандартные радиальные шарикоподшипники. Для обеспечения контакта всех роликов с направляющими должна быть предусмотрена специальная регулировка, один из вариантов которой приведен на рис. 9.61, *г*.

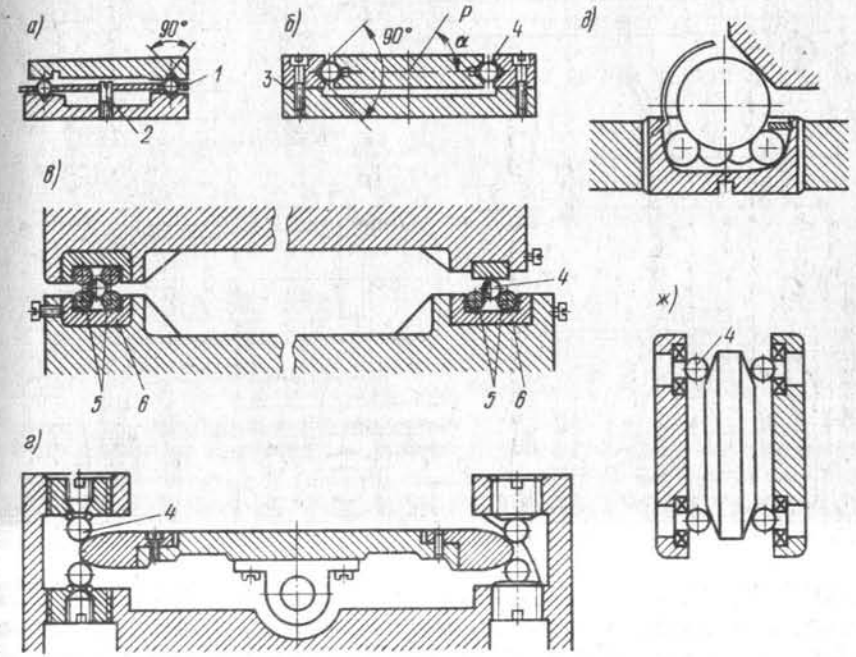


Рис. 9.60. Направляющие с трением качения

Ролик укрепляется на оси с эксцентриситетом $e = 0{,}2 \div 0{,}4$ мм, предназначенным для его регулировки.

Направляющие с трением качения проверяют по контактным напряжениям, для случаев касания в точке (шарик с направляющим) или по линии (для направляющих с роликами).

В последнее время для резкого уменьшения потерь на трение вместо опор скольжения все шире применяют более экономичные подшипники линейного перемещения, которые уменьшают габаритные размеры конструкции, массу и общую стоимость механизмов и затраты по их уходу (рис. 9.62). В подшипнике имеется несколько цепей шариков. Одна из прямых сторон каждой цепи соприкасается с внутренней поверхностью втулки и вала. Нагрузка приходится на шарики этой части цепи. В остальной части цепи шарики катятся свободно. Эти подшипники применяют при комбинированном (вращательном и линейном) перемещении.

Подшипники линейного перемещения (рис. 9.62) изготавливают с нерегулируемым (исполнение *1*) и регулируемым наружным диаметром (исполнение *2*). При монтировании в корпусе не рекомендуется тугая посадка нерегулируемых подшипников. Они имеют жесткий допуск на посадочный диаметр и применяются там, где необходима особая точность.

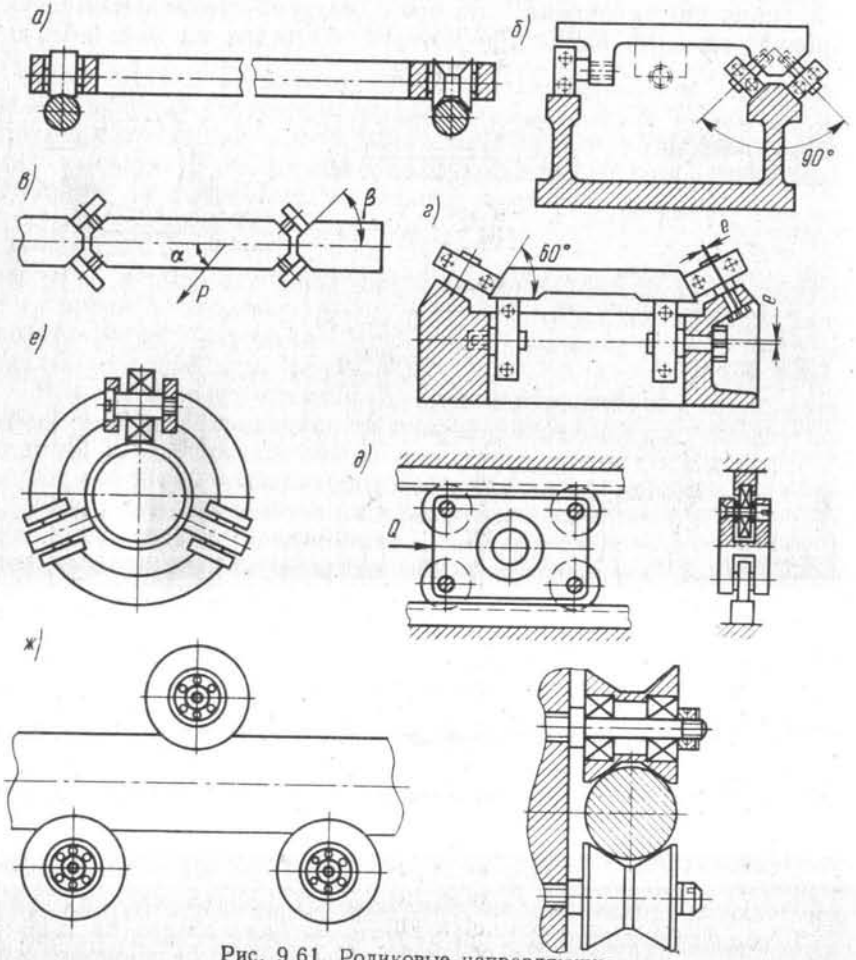


Рис. 9.61. Роликовые направляющие

Подшипники с регулируемым наружным диаметром, имеющие продольный разрез для обеспечения легкости монтажа или небольшого предварительного натяга, монтируются в отверстие регулируемого диаметра. Для них не нужна селективная сборка. Они применяются там, где весь зазор должен быть устранен. Прорезь в подшипнике должна располагаться под углом 90° к прорези корпуса.

Направляющие с трением упругости. Эти направляющие применяют при очень малых перемещениях подвижной системы приборов. Такие направляющие состоят из двух плоских упругих пластин (пружин), к которым прикрепляется подвижная часть прибора. На рис. 9.63 в качестве примера приведены некоторые конструктивные схемы направляющих с трением упругости.

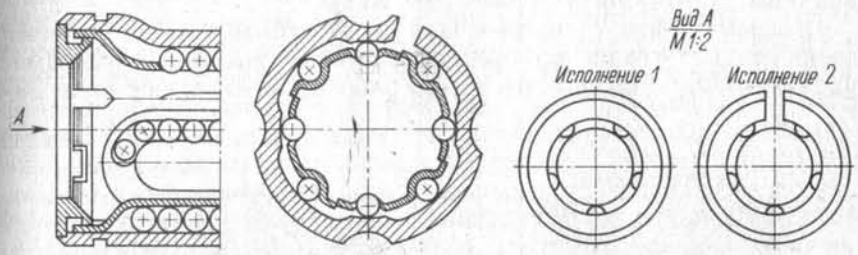


Рис. 9.62. Шарикоподшипник линейного перемещения

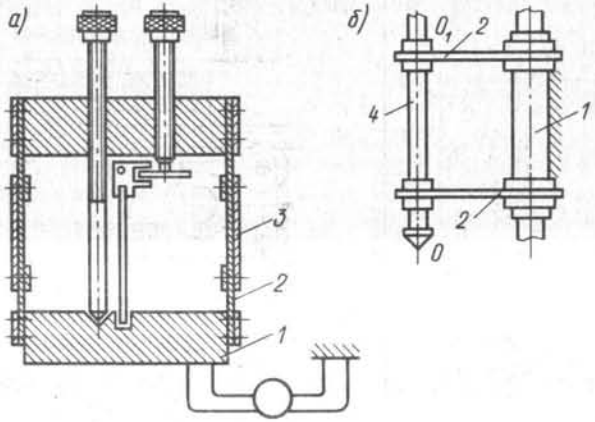


Рис. 9.63. Направляющие с трением упругости

На рис. 9.63, *а* изображена схема прибора для контроля диаметров шариков [91]. Подвижная часть прибора подвешена к корпусу *1* на двух параллельных упругих пластинах *2*, на которые поставлены накладки *3*, обеспечивающие изгиб пластин у мест крепления. Пластины при измерениях имеют очень небольшие перемещения. На рис. 9.63, *б* дана схема упругой опоры, у которой деталь *4*, как и в предыдущем случае, подвешена на двух параллельных пластинах *2*, прикрепленных к неподвижному основанию *1*.

Направляющие с трением упругости изготавливают из стали, обладающей высокой прочностью и упругостью, бронзы и специальных сплавов, т. е. из тех же материалов, что и опоры с трением

упругости. Перемещение детали (прогиб) можно рассчитать по формуле

$$f = \frac{Ql^3}{3EJ},$$

где Q — нагрузка, прикладываемая к детали; l — длина пластины; E — модуль упругости материала пружины; J — момент инерции поперечного сечения пружины.

Направляющие с газовым или жидкостным трением. Имеют очень малые потери на трение, обладают высокой точностью, надежностью, большим ресурсом работы, устойчивостью к ди-

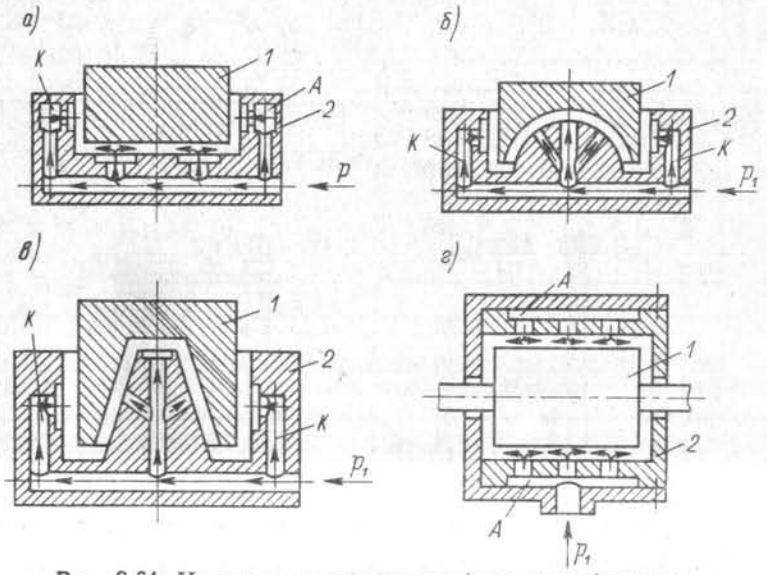


Рис. 9.64. Направляющие с газовым (жидкостным) трением

намическим воздействиям, могут работать при резких перепадах температуры. Конструктивные схемы некоторых направляющих приведены на рис. 9.64.

В газовых или жидкостных направляющих жидкость или газ под давлением подается в канал K или кольцевую камеру A (рис. 9.64), а оттуда через капиллярные отверстия в зазор между подвижной *1* и неподвижной *2* деталями. В зазоре образуется жидкостный или газовый слой, который поддерживает подвижную систему во взвешенном состоянии, давая ей возможность совершать возвратно-поступательные движения.

В зависимости от формы тел, между которыми подается жидкость или газ, направляющие разделяют на плоские (рис. 9.64, *а*), сферические (рис. 9.64, *б*), конусообразные (рис. 9.84, *в*) и цилиндрические (рис. 9.64, *г*). Зазор между деталями *1* и *2* у направляющих сферической формы колеблется в пределах 20—75 мкм, у плоских — в пределах 100—150 мкм, а радиальный зазор из-

меняется в диапазоне 30—60 мкм. Смазывающее вещество, подающееся в зазоры между деталями *1* и *2* (рис. 9.64), должно иметь малую вязкость, его свойства не должны изменяться при резких колебаниях температуры и т. д. В качестве смазывающих веществ применяют воздух, гелий, масло веретенное, керосин и другие. Несмотря на то что направляющие с жидкостным трением выдерживают большие нагрузки, обладают значительной несущей способностью, хорошо работают при пуске и остановке, не требуют специальных предохранительных устройств при внезапном прекращении подачи смазки, они не получили в приборостроении широкого распространения, так как необходима особая герметизация направляющих, большие запасы смазывающего вещества, увеличиваются потери на трение. Детали направляющих изготавливают из стали и подвергают тщательной обработке. Поверхности деталей с газовой смазкой должны иметь чистоту обработки не ниже $R_a = 0{,}08$—$0{,}04$, а в жидкостных — не ниже $R_a = 0{,}32$—$0{,}16$. Для предохранения деталей от повреждения при внезапном прекращении подачи смазки на их поверхности наносят тонкий слой твердой смазки, антифрикционные пластмассы или металлокерамику.

Глава 10

ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ, ДЕМПФИРУЮЩИЕ И СИЛОВЫЕ УСТРОЙСТВА

10.1. Общие сведения

В современных приборах и системах навигации, стабилизации и управления движением объектов различного класса, управления автоматическими технологическими процессами, гибкими автоматизированными производствами, а также в автоматизированных системах научных исследований широкое распространение получили преобразователи измеряемых физических (неэлектрических) величин в электрические аналоговые и дискретные (кодовые) сигналы. Среди большого многообразия преобразователей первичной информации, отличающихся по принципу действия и конструктивному исполнению в области приборостроения наиболее часто применяются потенциометрические, электромагнитные, емкостные, фотоэлектрические преобразователи. При построении замкнутых систем управления используют не только измерительные преобразователи первичной информации, но и силовые устройства для воспроизведения управляющих воздействий (сил и моментов), а также демпфирующие устройства для обеспечения устойчивости движения и исключения резонансных режимов в процессе функционирования. При этом рассматри-

ваются электромагнитные моментные (силовые), магнитоэлектрические, ферродинамические устройства, получившие наибольшее распространение в приборостроительной технике. Для различных типов прямых и косвенных способов, применяемых для обеспечения требуемых запасов устойчивости движения, в приборах и системах используют пневматические, жидкостные, фрикционные, комбинированные демпфирующие устройства и магнитоиндукционные успокоители. Представленные сведения о типах, конструктивных схемах, характеристиках преобразователей первичной информации, демпфирующих и силовых устройствах и способах расчета их основных параметров позволяют оценивать качество функционирования существующих унифицированных и стандартных узлов и элементов, а также осуществлять подбор необходимых параметров рассматриваемых узлов и элементов в процессе проектирования.

При изложении материала использованы следующие обозначения физических величин: B_m — магнитная индукция в воздушном зазоре; C — емкость; E — ЭДС самоиндукции; F — сила; C_δ — проводимость воздушного зазора; I — сила тока; J — момент инерции; L — индуктивность; M — вращающий момент; P — потребляемая мощность; $P_{ст}$ — мощность потерь; R — активное сопротивление; S — площадь; T — температура; U — напряжение; Y — электрическое сопротивление; X — реактивное сопротивление; v — скорость линейного движения; b — ширина элемента; d — диаметр провода; $k_д$ — силовой коэффициент демпфирования; l — длина элемента; r — радиус рамки; w — число витков; Δ — постоянная составляющая воздушного зазора; Φ — магнитный поток; ψ — число потокосцеплений; α — угол поворота якоря; γ — погрешность; δ — переменная составляющая воздушного зазора; ε — относительная ошибка; λ — магнитная проводимость; $\mu_д$ — моментный коэффициент демпфирования; ξ — степень успокоения; ρ — удельное электрическое сопротивление; τ — относительное время; ω — круговая частота колебания.

10.2. Преобразователи механических перемещений

Выбор типа преобразователя перемещения или угла зависит от назначения прибора, характера решаемых функциональных задач информации, регулирования, навигации, стабилизации или управления при его использовании, а также воздействия окружающей среды. В приборах повышенной точности необходимо снижать погрешности за счет воздействия сил трения либо использовать бесконтактные элементы с минимальными силами или моментами обратного воздействия.

Характеристику преобразователя (датчика), отражающую зависимость электрического параметра (силы тока, напряжения) от измеряемой механической величины желательно иметь линейной. Практика проектирования преобразователей показала, что

искажения исходной характеристики имеют два вида вносимых нелинейных зависимостей: наличие порога чувствительности и насыщение (рис. 10.1).

Потенциометрический датчик (рис. 101, *д*) состоит из корпуса и обмотки с зачищенной контактной дорожкой и скользящего контакта (движка), связанного механически с чувствительным элементом прибора посредством щеткодержателя. Разновидностью потенциометрических датчиков является контактно-потенциометрический датчик, в котором скользящий контакт перемещается по контактным отводам от секций сопротивлений, образующих обмотку потенциометра.

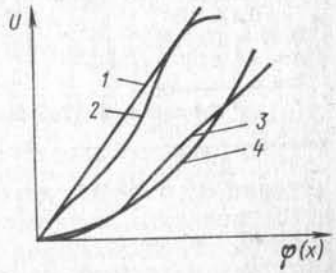


Рис. 10.1. Характеристики преобразователей:
1 — идеальная; *2* — реальная; *3* — нелинейная; *4* — усредненная

Каркасы потенциометров изготовляют из керамики, гетинакса, текстолита, эбонита, пластмасс марок К-21-22, К-18-2, АГ-4, алюминиевых сплавов АМц, АД1, Д16 (ГОСТ 4784—74*), которые для получения электроизоляционной пленки анодирует. Использование металлического корпуса позволяет увеличить плотность тока в обмотке потенциометра вследствие более высокой его теплопроводности по сравнению с изоляционными материалами, повышает надежность изоляции (пробивное напряжение 500—600 В), уменьшает предварительное натяжение провода обмотки,

10.1. Параметры обмоточных материалов потенциометров

Сплав	$\rho \cdot 10^6$ при 20 °С, Ом·м	α, °С$^{-1} \cdot 10^3$	$\sigma_в$, МПа	ε, %
Константан МНМц 40-1,5	0,48—0,52	—0,005·10^{-3}	40—50	15—35
Нихром	1,05—1,12	—0,13	70—75	30
Платина—иридий:				
ПлИ-10	0,22—0,24	1,33	35—40	25
ПлИ-25	0,33	0,65	80—100	—
Платина—никель ПлН-4,5	0,10—0,50	0,22—0,71	50—70	30—35
Платина—медь ПМ-2,5	0,45—0,57	0,2—1,8	85—90	—
Палладий—серебро ПдСр-40	0,40—0,46	0,32—0,41	30—40	—
Палладий—вольфрам ПдВ-20 (ТУ 261—65)	0,85—1,1	0,075	88—176	—
Золото—никель—хром—медь ЗлХ-2,8 (ТУ 244—65)	0,493	2,8	99	—
Золото—никель—хром ЗлХ-0,5 (ТУ 244—65)	0,272	0,5	10,6	—

10.2. Благоприятные сочетания материалов контакта (щетки) и обмотки

Материал обмоток (сплав)	Материал щеток (сплав)	Материал обмоток (сплав)	Материал щеток (сплав)
Константан, нихром ПлМ-2,5; ПлМ-8,5; ПлИ-10; ПдВ-20	ПдИ-18; ПлН-5; АПдС-70	ПдСр-40; ПлМ-8; ПлИ-10 АПдНС-70; АПдС-70	ПдИ-10; ПлН-5; НПдИС-70 АПдС-70; МСПдЗ-17
ПдВ-20; ЗлХ-0,5; ЗлХ-2,8 ЗлН-5; ЗлНМ5-1	ЗлМ-80; АПдС-70; МСПдЗ-17 ПлИ-25	БрБ * АРЗ-80 * АРЗ-90 * МСЦ-80 *	СКСд-5 АРЗ-80 АРЗ-90 МСЦ-3

* Данные сплавы используют при релейном управлении.

которое необходимо для предупреждения ослабления и возможного сползания витков при изменении температуры [128]. Для обмоток потенциометров применяют нихром, манганин, константан, золото с небольшим содержанием меди, никеля и хрома, платину и платино-иридиевые сплавы. Значения удельного электрического сопротивления материалов ρ, температурного коэффициента сопротивления α, временного сопротивления $\sigma_в$ и относительного удлинения ε приведены в табл. 10.1 [128]. Скользящие контакты (щетки) изготовляют из платино-иридиевых сплавов,

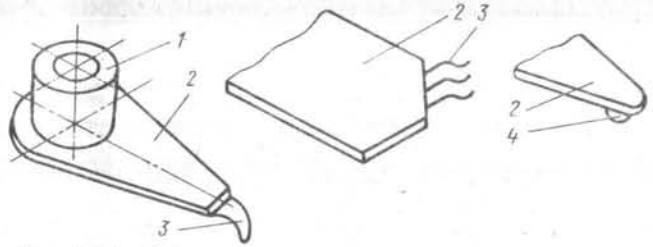


Рис. 10.2. Конструктивные формы движков потенциометрических датчиков:
1 — втулка; *2* — пластина; *3* — щетка; *4* — контакт

серебра с палладием, серебра с платиной и других сочетаний материалов, благоприятных с точки зрения уменьшения износа и обеспечения надежности электрического контакта (табл. 10.2) [128].

В датчиках с малым моментом трения получили распространение три конструктивных формы выполнения скользящих контактов (рис. 10.2). Диаметр проволоки для скользящих контактов рекомендуется выбирать равным 0,05—0,1 мм. Контактное давление $P_к \geqslant kma$ (m — масса щетки, приведенная к точке контакта; a — линейное или вибрационное ускорение; k — коэффи-

10.3. Методы расчета выходных параметров и погрешностей потенциометрических датчиков

Метод	Рассчитываемые параметры	Расчетные формулы
Эквивалентного генератора (см. рис. 10.4, *а*)	Входное сопротивление генератора	$R_{вх} = \Delta R\left(1 - \dfrac{\Delta R}{R}\right)$
	Сила тока в цепи	$I = \dfrac{U_с}{R_{вх} + R_н}\dfrac{\Delta R}{R}$
	Напряжение на нагрузке	$U_н = \dfrac{\alpha U_с}{1 + \alpha(1-\alpha)\gamma}$, где $\alpha = \Delta R/R$; $\gamma = \dfrac{R}{R_н}$
	Погрешность значения управляющего напряжения	$\Delta U = \dfrac{\alpha^2\gamma(1-\alpha)U_с}{1 + \alpha(1-\alpha)\gamma}$
Контурных токов (см. рис. 10.4, *б*)	Исходная система уравнений	$I_1(Z_1 + Z_2 + Z_5) - I_2Z_5 - I_3Z_2 = 0$; $-I_1Z_5 + I_2(Z_3 + Z_4 + Z_5) - I_3Z_3 = 0$; $-I_1Z_2 - I_2Z_3 + I_3(Z_2 + Z_3 + Z_6 = -E$
	Напряжение на нагрузке	$U_н = \dfrac{\alpha U_с}{1 + \gamma(1/4 + \beta - \alpha^2)}$, где $\beta = R_3/2R$
	Погрешность значения управляющего напряжения	$\Delta U = \dfrac{\gamma\alpha(1/4 + \beta - \alpha^2)U_с}{1 + \gamma(1/4 + \beta - \alpha^2)}$
Узловых напряжений (см. рис. 10.4, *в*)	Исходная система уравнений	$Y_6E = (Y_1 + Y_2 + Y_6)U_1 - Y_3U_2 - Y_6U_3$; $0 = -Y_2U_1 + (Y_2 + Y_3 + Y_5)U_2 - Y_3U_3$; $-Y_6E = -Y_6U_1 - Y_3U_2 + (Y_3 + Y_4 + Y_6)U_3$.
	Значения проводимостей	$Y_1 = \dfrac{1}{R/2 + \Delta R}$; $Y_2 = \dfrac{1}{R/2 - \Delta R}$; $Y_3 = \dfrac{1}{R/2 + \Delta R}$; $Y_4 = \dfrac{1}{R/2 - \Delta R}$; $Y_5 = \dfrac{1}{R_н}$
	Напряжение на нагрузке	$U_н = \dfrac{2\alpha U_с}{1 + \gamma/2(1 - 4\alpha^2)}$

Продолжение табл. 10.3

Метод	Рассчитываемые параметры	Расчетные формулы
Узловых напряжений (см. рис. 10.4, *в*)	Погрешность значения управляющего напряжения	$\Delta U = \dfrac{2\alpha U_c \gamma (1-4\alpha^2)}{1+\gamma/2\,(1-4\alpha^2)}$
Контурных токов (см. рис. 10.3, *г*)	Напряжение на нагрузке	$U_н = \dfrac{2\alpha U_c}{1+\frac{1}{8\beta}+2\beta-\alpha\sigma+\gamma\times\left(\frac{1}{2}+2\beta-2\alpha\sigma\right)}$
	Погрешность значения управляющего напряжения	$\Delta U = \dfrac{2\alpha U_c\left[\frac{1}{8\beta}+2\beta-\alpha\sigma+\gamma\times\left(\frac{1}{2}+2\beta-2\alpha\sigma\right)\right]}{1+\frac{1}{8\beta}+2\beta-\alpha\sigma+\gamma\times\left(\frac{1}{2}+2\beta-2\alpha\sigma\right)}$
	Напряжение на нагрузке $R_н$ при $\beta = 0{,}25$ и $\sigma = 2\alpha$	$U_н = \dfrac{\alpha U_c}{1-\alpha^2+\gamma/2\,(1-4\alpha^2)}$
	Погрешность значения управляющего напряжения	$\Delta U = \dfrac{0{,}5\alpha\,[\gamma\,(1-4\alpha^2)-2\alpha^2]\,U_c}{1-\alpha^2+\gamma/2\,(1-4\alpha^2)}$
Контурных токов (см. рис. 10.3, *д*)	Напряжение на нагрузке	$U_н = \dfrac{2\alpha U_c}{1+\gamma\,(1-2\alpha)\,2\alpha}$
	Погрешность значения управляющего напряжения	$\Delta U = \dfrac{\gamma\,(1-2\alpha)\,2\alpha^2 U_c}{1+\gamma\,(1-2\alpha)\,2\alpha^2}$
Узловых напряжений (см. рис. 10.3, *е*)	Напряжение на нагрузке	$U_н = \dfrac{\alpha U_c}{1+\gamma\,(1/4-\alpha^2)}$
	Погрешность значения управляющего напряжения	$\Delta U = \dfrac{\alpha\gamma\,(1/4-\alpha^2)\,U_c}{1+\gamma\,(1/4-\alpha^2)}$

циент, запаса для обеспечения устойчивого контактирования, $k = 1{,}5 \div 3{,}0$). Для обеспечения надежности работы контакта напряжение в материале щетки не должно превышать $\sigma \leqslant (0{,}4 \div 0{,}6)\,[\sigma_в]$.

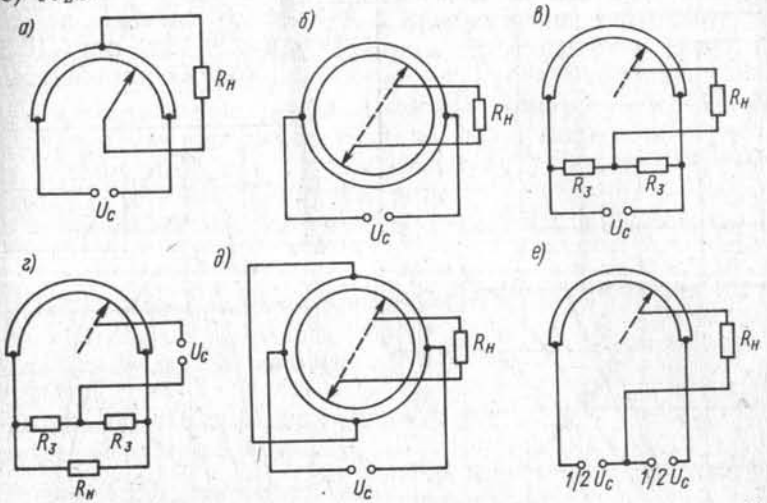


Рис. 10.3. Схемы включения потенциометрических датчиков: *а* — простейшая; *б* — кольцевая; *в* — с искусственной средней точкой; *г* — обращенная схема с искусственной средней точкой; *д* — кольцевая с соединением точек равных потенциалов; *е* — с искусственной средней точкой на источниках питания

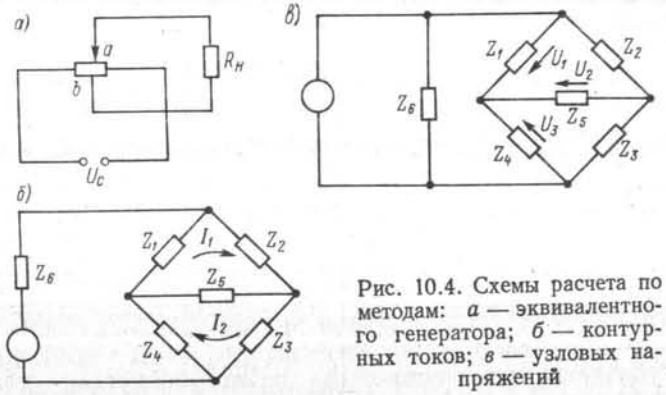


Рис. 10.4. Схемы расчета по методам: *а* — эквивалентного генератора; *б* — контурных токов; *в* — узловых напряжений

Для типовых схем включения потенциометрических датчиков (рис. 10,3, *а*—*е*) в табл. 10.3 приведены основные методы расчета с использованием расчетных схем (рис. 10.4, *а*—*в*), а полученные расчетные зависимости представлены на рис. 10.5—10.7 [14].

Порядок расчета датчика с линейным распределением сопротивления вдоль каркаса потенциометра может быть различным

в зависимости от того, какие параметры датчика заданы в качестве исходных. Для примера рассмотрим расчет датчика по заданному напряжению U_c и максимальному углу перемещения щетки $\pm\varphi_{max}$ в предположении включения датчика по схеме, приведенной на рис. 10.3, *а*. Угол обмотки потенциометра

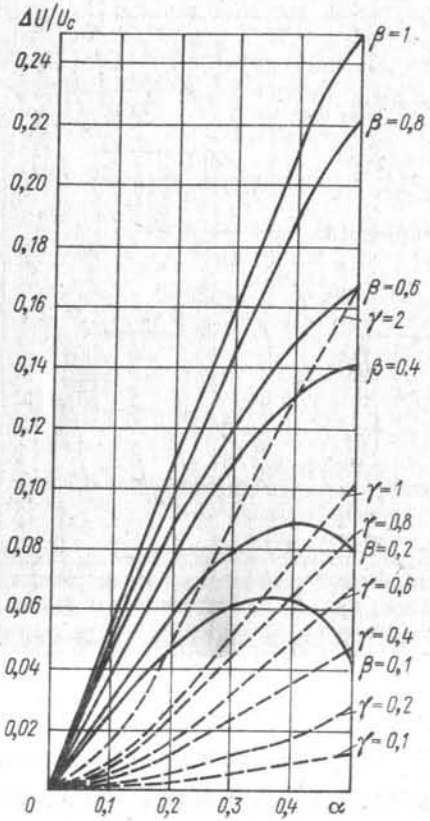


Рис. 10.5. Зависимость погрешности от коэффициента α (сплошная линия — при различных β и $\gamma = 1$ для мостовой схемы включения датчика, штриховая линия — при различных γ для датчика со средней точкой

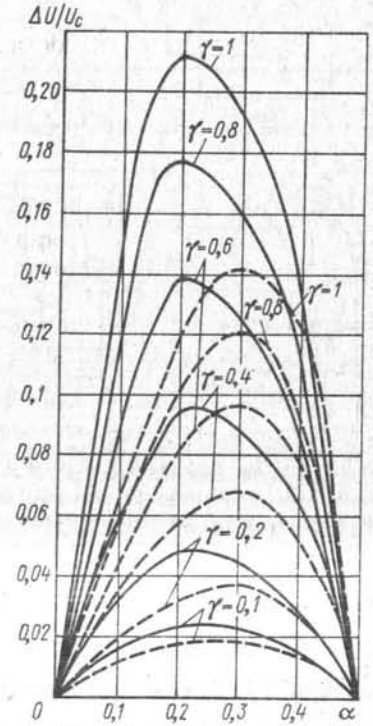


Рис. 10.6. Зависимость погрешности от коэффициента α (сплошная линия — при различных γ для схемы включения нагрузки (рис. 10.3, *в*), штриховая линия — при различных γ для схемы включения нагрузки (рис. 10.3, *г*))

должен удовлетворять условию $\varphi_{об} \geqslant 2\varphi_{max}$. Крутизну характеристики потенциометра k устанавливают из соотношения

$$U_c/\varphi_{об} = \Delta U_м/\Delta\varphi = k.$$

Сопротивление обмотки определяют по выражению

$$R = \frac{\rho l_w w}{g 10^3} = \frac{2\pi\rho l_w r \varphi_{об}}{360 g d_{из} 10^3},$$

где ρ — удельное сопротивление обмотки, Ом·мм²/м; l_w — средняя длина витка, мм; w — число витков на каркасе; S — площадь

поперечного сечения обмоточного провода, мм²; $d_{из}$ — диаметр обмоточного провода с изоляцией, мм; l — длина обмотки на каркасе по рабочей дорожке, мм; r — рабочий радиус движка, мм.

Для полного исключения перегрева необходимо выполнить условие $U_c/R \leqslant I_{доп}$, где $I_{доп}$ — максимально допустимая сила тока с точки зрения нагрева обмотки, $I_{доп} = q\delta$ (δ — допустимая плотность тока, выбираемая в зависимости от материала каркаса, условий теплоотвода, допустимого перегрева, $\delta = 5 \div 30$ а/мм²).

Погрешность нелинейности находят по формулам, приведенным в табл. 10.3, и из графиков (см. далее рис. 10.8—10.12). Момент сил сухого трения в датчике определяют по формуле

$$M_{тр} = P_к f r,$$

где $P_к$ — сила прижатия движка, $P_к \approx 0{,}01 \div 0{,}1$ Н; f — коэффициент трения щетки по обмотке ($f \approx 0{,}2 \div 0{,}3$).

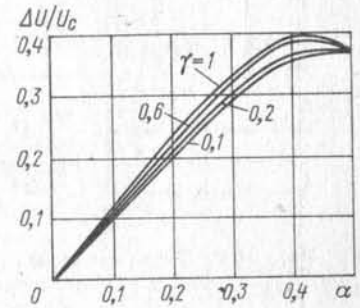


Рис. 10.7. Зависимость погрешности от коэффициента α при $\beta = 0{,}25$ и $\sigma = 2\alpha$

Необходимую силу при намотке провода находят из условия

$$\Delta l_{пр}/l_{пр} \geqslant (a_{пр} - a_к)\,\Delta t_{max},$$

где $\Delta l_{пр}$ — относительное удлинение провода при намотке на каркасе датчика; $a_{пр}$ и $a_к$ — температурные коэффициенты линейного расширения материала провода и каркаса соответственно; Δt_{max} — максимальное отклонение температуры потенциометра от нормальной, при которой проводилась намотка потенциометра.

Тип каркаса потенциометра выбирают исходя из условия функционирования потенциометрического датчика, используя при этом наиболее распространенные их виды (рис. 10.8, *а*—*г*). Сопротивление изготовленного потенциометра R и погрешность ΔR определяют по выражениям:

$$R = \pi R_0 w (D + d_{из})\,10^{-3}; \quad \Delta R = \pi w [(D + d_{из}\,\Delta R_0 + R_0\,\Delta D]\,10^{-2},$$

где $R_0 = \rho/s = 4\rho/\pi d^2$ — сопротивление 1 м провода; D — диаметр каркаса; d — диаметр провода без изоляции; $\Delta R_0 = f \times (\Delta\rho,\ \Delta d)$ — поле рассеивания сопротивления 1 м провода; ΔD — поле допуска на размер каркаса.

Погрешности изготовления каркасов характеризуются отклонением от параллельности и отклонением от соосности.

Число витков намотки и поправку Δw рассчитывают по формулам:

$$w = \frac{R 10^3}{\pi R_{0\,ср}(D + d_{из})}; \quad \Delta w = -\frac{\Delta R_0}{R_{0\,ср}} w.$$

Требуемую точность воспроизведения сопротивления потенциометра R обеспечивают корректировкой диаметра корпуса D.

При изготовлении потенциометров контролируются следующие основные параметры: точность шага намотки, цельность межвитковой изоляции, качество зачистки контактной дорожки, общее сопротивление, линейность характеристики по точкам и непрерывным методом по сравнению с эталонным потенциометром

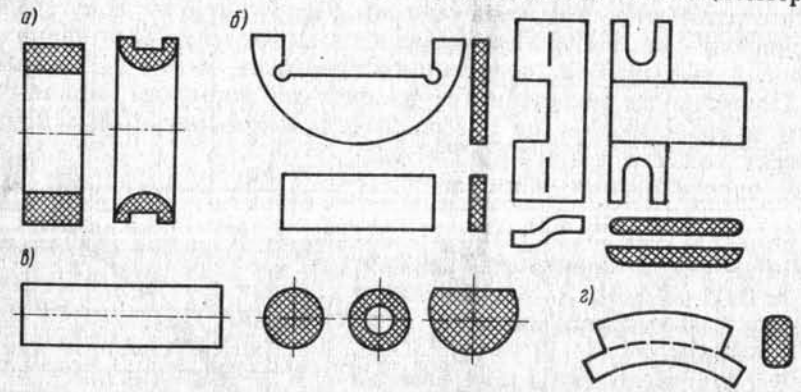


Рис. 10.8. Типы каркасов потенциометрических датчиков: *а* — кольцевые; *б* — пластинчатые; *в* — стержневые; *г* — дуговые

(рис. 10.9). При непрерывном методе контроля вместо гальванометра можно использовать самописец для накопления статистических данных о погрешностях изготовления.

Электромагнитные преобразователи (датчики) основаны на принципе преобразования перемещения или поворота в электрический сигнал с использованием изменения индуктивности или магнитного потока. Преобразователи, в которых перемещение преобразуется в изменение индуктивности обмотки, получили название индуктивных датчиков. Преобразователи, в которых перемещение преобразуется в изменение магнитного потока, как правило, во вторичных обмотках, получили название трансформаторных (взаимно-индукционных) датчиков. Поскольку схемы работы индуктивных и трансформаторных датчиков одинаковы, то рассмотрим две наиболее распространенные схемы включения (рис. 10.10, *а*, *б*): мостовую и дифференциальную соответственно. Электромагнитные преобразователи имеют ряд преимуществ по сравнению с устройствами других типов для съема показаний приборов, а именно: надежность и относительную простоту конструкции; высокую крутизну характеристики и достаточно большую мощность снимаемого сигнала; малую зону нечувствительности (с помощью индуктивных датчиков можно замерять углы

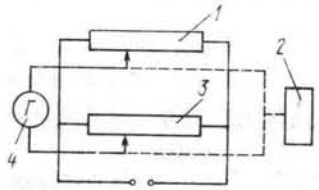


Рис. 10.9. Схема контроля параметров потенциометра:
1 — контролируемый потенциометр; *2* — привод; *3* — эталонный потенциометр; *4* — гальванометр (самописец)

в пределах угловых секунд). Недостатки индуктивных датчиков (электромагнитных преобразователей) следующие: зависимость характеристики датчика от частоты питающего напряжения; необходимость усиления сигнала, снимаемого с датчика; наличие остаточного напряжения на выходе датчика при исходном (нулевом) положении движущегося элемента (сердечника, поворотной обмотки, перемещающегося ротора) [14, 24, 44, 141].

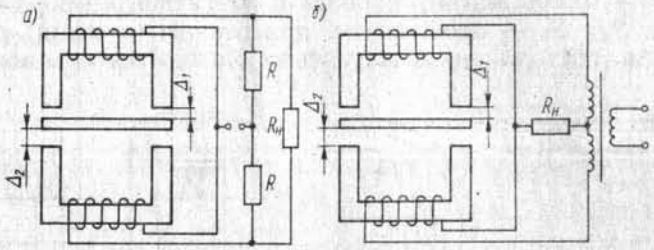


Рис. 10.10. Схемы включения датчиков

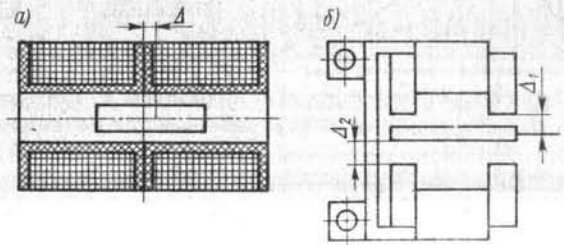


Рис. 10.11. Индуктивные датчики с линейным перемещением якоря: *а* — осевым; *б* — радиальным

Конструктивные схемы индуктивных датчиков приведены на рис. 10.11, трансформаторных — на рис. 10.12, вращающихся трансформаторов — на рис. 10.13. Основная расчетная схема магнитной цепи представлена на рис. 10.14, а расчет проводимостей участков дается в табл. 10.4. Расчет индуктивных датчиков (электромагнитных преобразователей) начинается с выбора максимальной индукции в среднем стержне B_m. Для уменьшения нелинейных искажений выходного сигнала и снижения обратного воздействия $B_m \leqslant 0{,}2 \div 0{,}3$ Тл. Далее определяют амплитудное значение потока Φ_0 в среднем стержне; $\Phi_0 = B_m s$, где s — площадь прохождения потока. Определение ампер-витков $AW\delta$ для проведения магнитного потока осуществляется по участкам с использованием кривой намагничивания $B = f\left(\frac{AW}{l}\right)$. Определение числа витков для создания ЭДС самоиндукции E_1 в пределах 0,8—0,9 от напряжения питания датчика осуществляется из выражения $w = E_1/4{,}44\Phi_0 f$ (f — частота питающего напряжения).

В индуктивных датчиках используется зависимость индуктивности катушки от изменения сопротивления магнитной цепи

$$L = \frac{w^2}{Z_m} = \frac{w^2}{\sqrt{\left(\frac{l_м}{\mu_0 \mu S_м} + \frac{\delta}{\mu_0 s_\delta}\right)^2 + \left(\frac{2P_м}{\omega \Phi_м^2}\right)^2}},$$

где $l_м$, δ — длины магнитопровода и воздушного зазора соответственно; $S_м$, S_δ — площади их поперечного сечения; μ_0, μ — магнитная постоянная и магнитная проницаемость материала

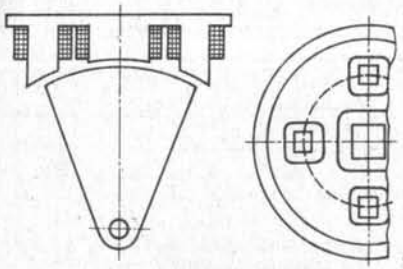


Рис. 10.12. Трансформаторный датчик

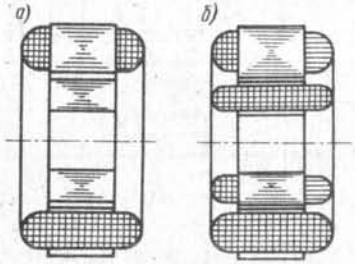


Рис. 10.13. Вращающиеся трансформаторы с поворотным ротором: *а* — короткозамкнутым; *б* — с обмоткой

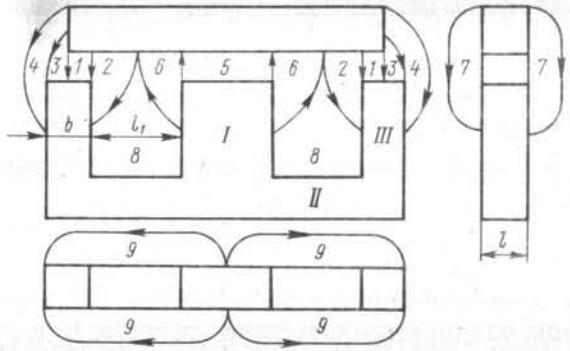


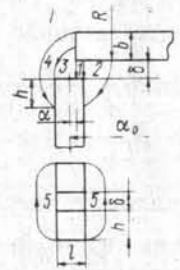
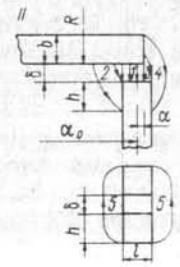
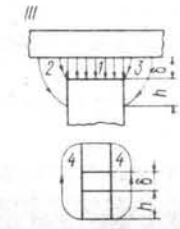
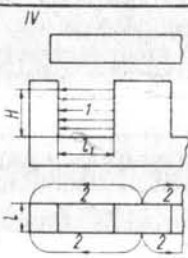
Рис. 10.14. Расчетная схема магнитной цепи

магнитопровода; $P_м$ — потери в магнитопроводе; $\Phi_м$, ω — амплитуда и частота магнитного потока.

Расчет выходных параметров дифференциальной схемы осуществляется следующим образом. Сила тока в сопротивлении нагрузки $R_н$

$$I_н = I_1 - I_2 = \frac{U_0}{R_н + j\omega h_1} - \frac{U_0}{R_н + j\omega h_2}.$$

10.4. Формула для расчета проводимостей

Номер участка	Расчетная схема	Расчетная формула
I — зазор левого стержня		$\lambda_1 = \frac{lR(\alpha_0 - \alpha)}{\delta}$; $\lambda_2 = 1{,}46l \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$; $\lambda_3 = 1{,}46l \lg\left[1 + \frac{\pi R}{2\delta}(\alpha_0 + \alpha)\right]$; $\lambda_4 = 0{,}73l \times$ $\times \lg\left[1 + \frac{\pi R(\alpha_0 + \alpha)}{\delta + \pi/2R(\alpha_0 + \alpha)}\right]$; $\lambda_5 = 1{,}46R(\alpha_0 - \alpha)\lg(1 + \pi h/\delta)$
II — зазор правого стержня		$\lambda_1'' = \frac{lR(\alpha_0 + \alpha)}{\delta}$; $\lambda_2'' = 1{,}46l \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$; $\lambda_3' = 1{,}46l \lg\left[1 + \frac{\pi R}{2\delta}(\alpha_0 - \alpha)\right]$; $\lambda_4' = 0{,}73l \times$ $\times \lg\left[1 + \frac{\pi R(\alpha_0 - \alpha)}{\delta + \pi/2R(\alpha_0 - \alpha)}\right]$; $\lambda_5' = 1{,}46R(\alpha_0 - \alpha)\lg(1 + \pi h/\delta)$
III — зазор среднего стержня		$\lambda_1''' = 2\frac{lb}{\delta}$; $\lambda_2''' = 1{,}46l \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$; $\lambda_3''' = 1{,}46l \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$; $\lambda_4''' = 2{,}92b \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$
IV — проводимость магнитопровода		$\lambda_1''' = \frac{Hl}{l_1}$; $\lambda_2''' = 2{,}92H \lg\left(1 + \frac{\pi b}{l}\right)$

Напряжение на нагрузке $R_н$ равно $U_н = I_н R_н$. Если воспользоваться приближенными выражениями для определения индуктивностей катушек L_1 и L_2, то:

$$L_1 = \frac{a}{\Delta_1}; \quad L_2 \frac{a}{\Delta_2}; \quad a = \frac{2\pi 10^{-5} w^2 s}{2}; \quad \Delta_1 = \Delta_0 + \delta; \quad \Delta_2 = \Delta_0 - \delta.$$

Выходные параметры индуктивного датчика равны:

$$|I_н| = \frac{2U_0\omega_0 L_0 \delta}{\Delta\left(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2\right)}; \quad |U_н| = \frac{2U_0\omega_0 L_0 \delta R_н}{\Delta\left(R_н + \omega_0^2 L_0^2\right)}$$

$$\text{при } \Delta L = \frac{a}{\Delta^2}\delta \ll L_0.$$

При $\omega_0 h_0 = R_н$ получают максимальную крутизну характеристик датчика:

$$|I_н| = U_0 \frac{\delta}{\Delta_0}; \quad |U_н| = U_0 R_н \frac{\delta}{\Delta_0}.$$

Расчет выходных параметров мостовой схемы проводится на основе расчетной схемы (см. далее рис. 10.20). Если пренебречь магнитным сопротивлением железа, то индуктивности L_1, L_2 и сопротивления воздушных зазоров $R_{вI}$, $R_{вII}$ первой и второй катушек определяются по выражениям:

$$L_1 = \frac{4\pi 10^{-5} w^2}{R_{вI}}; \quad L_2 = \frac{4\pi 10^{-5} w^2}{R_{вII}}; \quad R_{вI} = R_{в1} + \frac{R_{в2} R_{в3}}{R_{в2} + R_{в3}};$$

$$R_{в\,II} = R_{в3} + \frac{R_{в1} R_{в2}}{R_{в1} + R_{в2}},$$

где $R_{в1}$, $R_{в2}$, $R_{в3}$ — сопротивления левого, среднего и правого воздушного зазоров.

При смещении якоря на угол φ сопротивления будут равны:

$$R_{в1} = \frac{\Delta}{(\varphi_0 + \varphi) rb}; \quad R_{в2} = \frac{\Delta}{2\varphi_0 rb}; \quad R_{в3} = \frac{\Delta}{(\varphi_0 - \varphi) rb};$$

$$R_{в\,I} = \frac{4\,\Delta\varphi_0}{br\left(3\varphi_0^2 + 2\varphi\varphi_0 - \varphi^2\right)}; \quad R_{в\,II} = \frac{4\,\Delta\varphi_0}{br\left(3\varphi_0^2 - 2\varphi\varphi_0 - \varphi^2\right)},$$

где r, b — внешний радиус и толщина сердечника соответственно.

Значения индуктивностей L_0 и ΔL при $\varphi^2 \ll 3\varphi_0^2$ имеют вид:

$$L_0 = \frac{3\pi w^2 br\varphi_0}{\Delta}; \quad \Delta L = \frac{2\pi 10^{-5} w^2 br\varphi}{\Delta} = \frac{3}{2}\frac{L_0}{\varphi_0}\varphi.$$

Выходные параметры мостовой схемы равны:

$$|I_н| = \frac{4}{3}\frac{U_0\omega_0 L_0}{\left(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2\right)}\frac{\varphi}{\varphi_0}; \quad |U_н| = \frac{4}{3}\frac{U_0\omega_0 L_0 R_н}{\left(R_н + \omega_0^2 L_0^2\right)}\frac{\varphi}{\varphi_0}.$$

При $\omega_0 L_0 = R_н$ крутизна характеристики индуктивного датчика максимальна и выходные параметры составляют:

$$|I_н| = \frac{2}{3}\frac{U}{R_н}\frac{\varphi}{\varphi_0}; \quad |U_н| = \frac{2}{3}\frac{U}{\varphi_0}\varphi_0.$$

Трансформаторные датчики рассчитывают по числу потокосцеплений в соответствующих частях вторичной обмотки по выражениям:

$$\psi_1 = B_m \sin \omega_0 t\,(s/2 - \Delta s)\, w_2;$$

$$\psi_2 = B_m \sin \omega_0 t\,(s/2 + \Delta s)\, w_2;$$

$$\Delta s = rb\varphi.$$

Выходные напряжение и сила тока вторичной обмотки:

$$|U| = 4{,}44\,(\psi_2 - \psi_1) f w_2 = 8{,}88 B_m rb w_2 \omega_0 \varphi; \quad |I| = \frac{8{,}88 B_m rb w_2 \omega_0 \varphi}{R_н},$$

где w_2 — число витков каждой из половинок вторичной обмотки.

Важной характеристикой индуктивных датчиков (электромагнитных преобразователей) является обратное усилие, или обратный момент, которое рассчитывают по выражениям:

$$F_{max} = \frac{1{,}28\cdot 10^{-4} s\,\Delta_0 U_{0\,max}^2 w^2 \delta}{\left(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2\right)\left(\Delta_0^2 - \delta^2\right)}; \quad M = 0{,}5\,\frac{\Phi^2}{\lambda_\Sigma^2}\frac{d\lambda_\Sigma}{d\varphi}.$$

При использовании ЭВМ в схемах управления и стабилизации применяют цифровые трансформаторные датчики, которые, как следует из схемы, приведенной на рис. 10.15, при изменении проводимости зазора выдают импульс на вторичной обмотке считывания катушки КС. Импульс является ответом на сигнал катушки опроса КО. Для увеличения точности работы цифровых датчиков используют достаточное число КО и КС для воспроизведения требуемого числа разрядов.

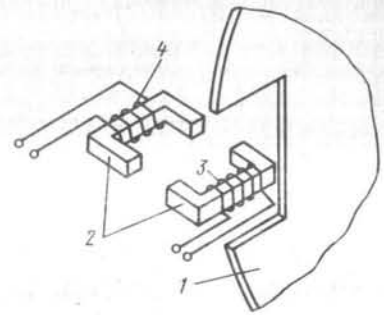


Рис. 10.15. Цифровой трансформаторный датчик:

1 — кодирующий диск; *2* — магнитопровод съемного элемента; *3* — катушка опроса; *4* — катушка считывания

Трансформаторные датчики с поворотной обмоткой нашли широкое применение в синхронных передачах, где используются сельсины, магнесины, синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы, линейные вращающиеся трансформаторы, электрические схемы которых представлены на рис. 10.16, *а—г* [14, 86, 145]. Технические характеристики сельсинов, вращающихся трансформаторов, датчиков углов с поворотной обмоткой приведены в табл. 10.5—10.7 [15, 98, 141].

Емкостные преобразователи (датчики) используют для преобразования перемещения или угла поворота в электрический сигнал, а также для получения модулированных сигналов C (динамический конденсатор) пропорциональных углу колебаний, либо скорости колебаний (рис. 10.17). Наибольшее распростра-

нение получили мостовая и резонансные схемы включения емкостных датчиков, а также емкостные модуляторы. Емкость плоского конденсатора C, ф, определяется из выражения [14, 86, 145]

$$G = \frac{\varepsilon_c s}{3{,}6\pi\Delta}\,10^{-12},$$

где ε_c — диэлектрическая постоянная (для воздуха $\varepsilon_c = 1$); s — площадь пластины; Δ — расстояние между пластинами.

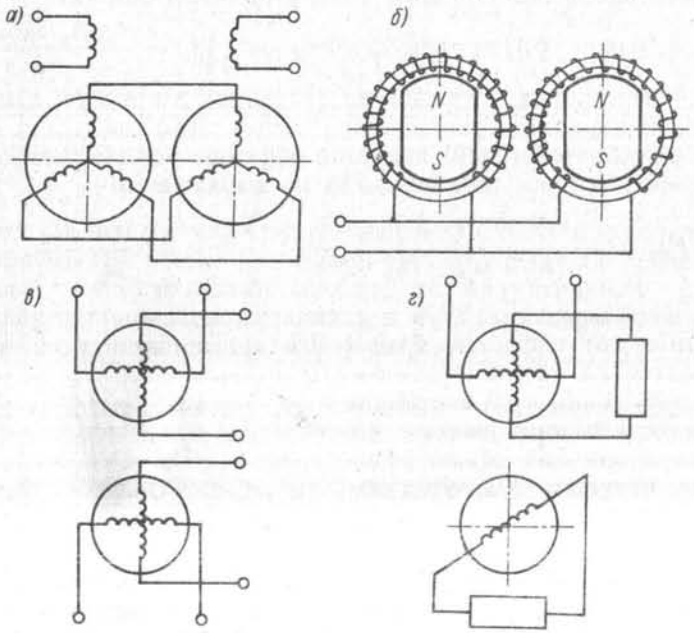


Рис. 10.16. Электрические схемы трансформаторных датчиков с поворотной обмоткой: *а* — сельсины; *б* — магнесины; *в* — синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы; *г* — линейные вращающиеся трансформаторы

Емкости участков, соответствующих уменьшению и увеличению зазора при перемещении на величину δ и при повороте на угол φ, соответственно равны:

$$C_{1,2} = \frac{\varepsilon_c s}{3{,}6\pi\,(\Delta_0 - \delta)}; \quad C_{1,2} = \frac{\varepsilon_c s_m}{3{,}6\pi\,\Delta}(0{,}5 + \varphi/\pi);$$

$$C_{1,3} = \frac{\varepsilon_c s}{3{,}6\pi\,(\Delta_0 + \delta)}; \quad C_{1,3} = \frac{\varepsilon_c s_m}{3{,}6\pi\,\Delta}(0{,}5 - \varphi/\pi).$$

Выходное напряжение для мостовой схемы

$$|U_{вых}| = \frac{2R_н\omega\varepsilon_c\delta U_0}{3{,}6\pi\,\Delta^2\sqrt{(1+\omega_0^2C_0^2R_н^2)^2 + 4R_н^2\omega_0^2C_0^2}}.$$

10.5. Технические данные сельсинов

Тип сельсина	Назначение	f, Гц	U, В	Погрешность слежения Δ, угл. мин	Асимметрия напряжений Δ_A, угл. мин	I, А	U_0, В	$M_{тр}$, г·см	M_c, г·см	n, об/мин	Посадочный диаметр d, мм	Длина с выходными концами вала L, мм	m, кг
НД-204	СД	400	110	—	±15	0,350	110	10	—	500	45	101,5	0,34
		500				0,280							
СГ-1	СД	400	36	—	±12	0,115	41	—	—	500	37	61	0,14
БД-160А	СД	400	110	—	±2,5	0,300	100	3,5	—	—	45	106,5	0,42
		500				0,260							
СБ-32-1ВД	СД	400	36	—	±6,5	0,145	6,2	—	—	—	32	—	0,16
СБ-20-1ВД	СД	400	36	—	±6,5	0,090	25	—	—	—	20	—	0,07
СТ-1	СПТ	400	36	±20′	±12	0,035	31	—	—	500	37	61	0,14
БС-151А	СПИ	400	110	±45′	—	0,300	30	—	65	—	45	61	0,47
БС-155А	СПТ	400	100	±5′	—	0,150	100	3	—	—	45	61	0,33
СБ-32-1ВП	СПТ	400	36	±10′	±10	0,020	21	—	—	—	32	—	0,16
СБ-20-1ВП	СПТ	400	36	±10′	±8	0,012	11	—	—	—	20	—	0,07
СГСМ-1А	СП	400	115	—	±12	0,185	58	—	45	1800	36	72,5	0,25
СМСМ-1А	СД	400	115	—	±18	0,080	58	—	45	500	36	62,5	0,15
СД-1	СДД	400	41	±30′	±40	0,070	38	—	—	500	37	61	0,14
ДФС-32-133	СДД	400	36	—	±6	0,018	28	—	—	—	32	—	0,17

Примечание. СД — сельсин-датчик; СПТ — сельсин-приемник трансформаторный; СПИ — сельсин-приемник индикаторный; СП — сельсин-приемник; СДД — сельсин-датчик дифференциальный; f — частота; U — напряжение питания; U_c — напряжение синхронизации; $M_{тр}$ — момент трения; M_c — момент синхронизирующий; n — допустимая частота вращения; I — потребляемая сила тока; d — посадочный диаметр; L — длина с выходным кольцом вала; m — масса.

10.6. Технические данные вращающихся трансформаторов (ВТ)

Модификация трансформатора	Назначение	U, В	$R_в$, Ом	$K_т$	$\Delta^г$	Режим СКТВ				Режим ЛВТ		$K_тU$, %	$K_тφ$, %
						Δ_0, %	$\Delta'_д$, угл. мин	$U_{кв}$, %	U_0, %	$\Delta_{от}$, %	U_0, %		
Тип МВТ-2 (наибольший диаметр 38 мм, длина 72 мм, масса 0,35 кг)													
5МВТ-2-53	СКВТ	30	500	0,56	±6			—			—	0,15	0,15
5МВТ-2-53	ЛЦТ	—	—	—	±10			—			—	0,15	0,15
5МВТ-2-10Э	СКВТ	30	500	1,00	—	0,02—	±1—	—	0,05—	0,20—	—	0,15	0,15
10МВТ-2-5П	СКВТ	28	1000	0,56	—	0,10	±3,5	—	0,19	0,30	—	0,15	0,15
10МВТ-2-10П	СКВТ	28	1000	1,00	—			—			—	0,15	0,15
20МВТ-2-5П	СКВТ	28	2000	0,56	—			—			—	0,15	0,15
20МВТ-2-10П	СКВТ	28	2000	1,00	—			—			—	0,15	0,15
Тип МВТ-Б (наибольший диаметр 35 мм, длина 85 мм, масса 0,22 кг)													
8МВТ-Б-5П	СКВТ	50	800	0,56	—	±0,2	±6,0	—	0,04	—	—	—	—
8МВТ-Б-10П	СКВТ	50	800	1,00	—	±0,2	±6,0	—	0,08	—	—	—	—
15МВТ-Б-10П	СКВТ	50	1500	1,00	—	±0,2	±6,0	—	0,08	—	—	—	—
30МВТ-Б-5П	СКВТ	50	3000	0,56	—	±0,2	±6,0	—	0,09	—	—	—	—
Тип 2,5 ВТ (наибольший диаметр 25 мм, длина 64 мм, масса 0,12 кг)													
ЛШ.3.10.392	СКВТ	12	200	0,56	—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.392	МВТ	40	500		—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.393	СКВТ	12	200	1,00	—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.393	МВТ	40	500	1,00	—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.394	СКВТ	27	400	0,56	—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.394	МВТ	40	1000	0,56	—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.395	СКВТ	27	400	1,00	—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.395	МВТ	40	1000	1,00	—	0,05—0,1	1,67—3,33	0,6—1,2	0,05—0,1	0,2—0,3	0,2—0,3	0,03	0,20

Продолжение табл. 10.6

Модификация трансформатора	Назначение	U, В	$R_в$, Ом	$K_т$	$\Delta^г$	Режим СКТВ				Режим ЛВТ		$K_тU$, %	$K_тφ$, %
						Δ_0, %	$\Delta'_д$, угл. мин	$U_{кв}$, %	U_0, %	$\Delta_{от}$, %	U_0, %		
ЛШ.3.10.396	СКВТ	27	800	0,56	—	0,05—0,1	1,67—3,33	0,6—1,2	0,05—0,1	0,2—0,3	0,2—0,3	0,03	0,20
ЛШ.3.10.396	МВТ	40	2000	0,56	—	—	—	—	—	—	—	0,03	0,20
ЛШ.3.10.406	МВТ	27/40	400/1000	0,16	—	—	—	—	—	—	—	0,03	Уход нулевого положения ±2
ЛШ.3.10.407	МВТ	27/40	400/1000	0,6	—	—	—	—	—	—	—	0,03	
ЛШ.3.10.408	МВТ	27/40	400/1000	1,1/0,8	—	—	—	—	—	—	—	0,03	
ЛШ.3.10.409	МВТ	27/40	800/2000	0,16	—	—	—	—	—	—	—	0,03	
ЛШ.3.10.410	МВТ	27/40	800/2000	0,6	—	—	—	—	—	—	—	0,03	
ЛШ.3.10.411	МВТ	27/40	800/2000	1,1	—	—	—	—	—	—	—	0,03	
ЛШ.3.10.412	МВТ	27/40	1600/4000	0,16	—	—	—	—	—	—	—	0,03	
Тип СКТ-225-2 (наибольший диаметр 25 мм, масса 0,09 кг)													
СКТ-225-2Д	Д	36	1330	1,00	5—10	0,1—0,2	2,5—5,0	0,56—0,83	0,14—0,21	—	—	—	1,50
СКТ-225-2ДВ	Д	36	1330	0,22						—	—	—	1,50
СКТ-225-2П	П	36	1000	1,00						—	—	—	1,50

Продолжение табл. 10.6

Модификация трансформатора	Назначение	U_1, В	$R_в$, Ом	$K_т$	Δ°	Режим СКТВ				Режим ЛВТ		$K_тU$, %	$K_тt$, %
						Δ_0, %	Δ'_A, угл. мин	$U_{кв}$, %	U_0, %	$\Delta_{от}$, %	U_0, %		
Тип СКТ-220-1 (наибольший диаметр 20 мм, масса 0,04 кг)													
СКТ-220-1Д	Д	36	1700	0,22	10—	0,2—0,35	5—10	0,83—	0,21—	—	—	—	2,00
СКТ-220-1П	П	36	2770	0,56	20			1,48	0,28	—	—	—	3,0
Тип БВСКТ-220-1 (наибольший диаметр 20 мм, масса 0,07 кг)													
БСКТ-220-1Д	Д	36	380	0,56	20—	0,2—0,5	7—17	—	0,21—	—	—	—	10,0
БСКТ-220-1Д8	Д	36	380	0,22	30			—	0,42	—	—	—	10,0
БСКТ-220-1П	П	36	1200	0,83	30	0,35—0,5	12—17	—	0,18— 0,42	—	—	—	10,0
Тип ЭВТ-2ВТ (наибольший диаметр 25 мм, масса 0,115 кг)													
ЭВТ-ВТ-1	СКВТ	27	800	0,56	—	—	—	—	0,13	—	—	0,2	0,5
ЭВТ-2ВТ-2	СКВТ	27	800	1,00	—	—	—	—	0,07	—	—	0,2	0,5
ЭВТ-2ВТ-3	СКВТ	27	400	0,59	±5—	0,05—	2—7	—	0,13	—	—	0,2	0,5
ЭВТ-2ВТ-3	МВТ	27	400	0,59	±10	0,20		—					
ЭВТ-2ВТ-4	МВТ	27	400	1,00	—	—	—	—	0,07	—	—	0,2	0,5
ЭВТ-2ВТ-5	МВТ	12	200	0,56	—	—	—	—	0,40	—	—	0,2	0,5
ЭВТ-2ВТ-6	МВТ	12	200	1,00	—	—	—	—	0,20	—	—	0,2	0,5
ЭВТ-2ВТ-7	МВТ	12	200	0,56	—	—	—	—	0,40	—	—	0,2	0,5
ЭВТ-2ВТ-8	МВТ	12	200	1,00	—	—	—	—	0,20	—	—	0,2	0,5

Примечание. СКВТ — синусно-косинусный ВТ; МВТ — масштабный ВТ; Д — датчик; П — приемник; $R_в$ — полное выходное сопротивление; $K_т$ — коэффициент трансформации; Δ — погрешность следования; Δ_0 — погрешность отображения синусоидального сигнала; Δ_A — асимметрия нулевых точек; $U_{кв}$ — ЭДС квадратурной составляющей; U_0 — остаточная ЭДС; $\Delta_{от}$ — погрешность отображения линейных значений; $K_тU$ — изменение коэффициента трансформации при изменении напряжения; $K_тt$ — изменение коэффициента трансформации при изменении температуры обмоток на 40 °С.

10.7. Технические параметры датчиков угла с поворотной обмоткой [97]

Тип датчика	U, в	f, Гц	I, мА	K, мв/угл. мин	φ, °	λ, %	U_0, мВ	M_0, в·см	$\Delta\varphi'_0$	K_c, мв/угл. мин	$d_c/d_р$, мм	L, мм	m, кг
ЛДУ-49	40	1000	40	5,6	±60	3	140	0,05	—	—	72/42	20,0	0,17
ЛДУ-52	40	1000	20	5,75	±60	6	25	0,01	—	—	72/42	18,0	0,15
ДУ-50	40	4000/1000	5/15	2,94	±7	—	3	$7\cdot10^{-4}$/$7\cdot10^{3}$	—	—	72/38	18,0	0,15
ДУ-41	40	500	50	2,4	±6	—	5	0,04	—	—	56/42	13,3	0,10
ДУ-43	40	500	120	7,4	±12	—	30	0,05	10	3	66/42	13,3	0,10
ДУ-45	40	500/1000	140	16,8/19,5	±360	—	200	0,13	25	5	68/36	20,0	0,15
ДУ-46	40	1000	100	15,7	±14	—	40	0,05	5	6	70/42	13,0	0,15
ДУ-47	40	1000	350	44	±14	—	120	0,08	—	—	70/42	15,0	0,15
ДУ-49	40	1000	120	47	±12	—	100	0,05	5	—	72/42	20,0	0,15
ДУ-78-2	40	1000	—	183,5	±6	—	400	—	—	—	78/40	37,0	0,40

Примечание. I — сила тока возбуждения; K — крутизна характеристики холостого хода; φ — рабочий угол; λ — линейность в пределах рабочего угла; U_0 — остаточное напряжение; M_0 — обратный момент при угле 5°; $\Delta\varphi_c$ — ошибка слежения; K_c — крутизна в режиме слежения; d_c, $d_р$ — посадочные диаметры статора, ротора; L — длина с обмоткой.

При $R_н = 1/\omega_0 C_0$ наибольшие значения крутизны характеристики датчика следующие:

для линейного перемещения $|U_{вых}| = \frac{\delta}{\Delta} U$;

для угла поворота $|U_{вых}| = \frac{2}{\pi} U_0 \varphi^3$.

При использовании резонансной схемы модуль или амплитуду выходного напряжения определяют по формуле

$$|U_{вых}| = \frac{2U_0 \sqrt{R_н^2 + \omega^2 L^2 \omega \Delta C}}{\sqrt{[(1-2\omega^2 LC_0) + (R_н\omega^2 - \omega^4 L^2)\omega^2 (C_0^2 - \Delta C^2)]^2 + 4R_н^2\omega^2 [L\omega^2 (C_0^2 - \beta C^2) - G^0]}}.$$

Максимальная крутизна характеристики преобразователя имеет место при $R_н = \omega L$ и $\omega L = 0{,}5/\omega C_0$ и равна $|U_{вых}| = 2\sqrt{2} U_0 \frac{\Delta C}{C_0}$.

Динамический конденсатор (см. далее рис. 10.23) может работать в режиме заданного заряда при $\omega RC \gg 1$, при этом $q = C_0 U_x = \text{const}$, и напряжение U_c равно

$$U_c = \frac{q}{C} = \frac{C_0 U_x}{C_0 + \Delta C \sin \omega t} = U_x \left(1 - \frac{\Delta C}{C_0} \sin \omega t\right).$$

При $\omega RC \ll 1$ динамический конденсатор работает в режиме заданного напряжения $U_c \approx U_q$, при этом $q = (C_0 + \Delta C \sin \omega t) \times U_x$, а сила тока равна

$$I = \frac{dq}{dt} = U_x \omega \Delta C \cos \omega t.$$

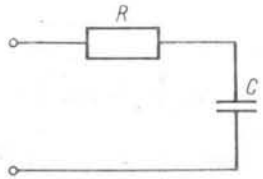


Рис. 10.17. Электрическая схема емкостного преобразователя

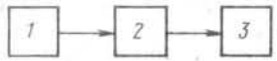


Рис. 10.18. Обобщенная схема фотоэлектрического преобразователя: *1* — источник излучения; *2* — оптический канал; *3* — приемник излучения

В данном случае выходная величина пропорциональна скорости изменения перемещения. В промежуточных случаях можно формировать выходной сигнал, пропорциональный перемещению и скорости изменения перемещения, что часто используется в системах управления.

Фотоэлектрические преобразователи (датчики) содержат источник излучения, оптический канал и приемник (рис. 10.18), в котором энергия излучения преобразуется в изменение электрического параметра [34, 85, 137, 138]. По видам излучений источники оптического излучения разделяют на тепловые (пламя, электрические лампы накаливания, стержневые и плоскостные излучатели с электронагревом, модели абсолютно черного тела, излучатели с газовым нагревом (калильные сетки). Они имеют сплошной спектр, положение максимума которого зависит от температуры вещества, с ростом которой общая энергия теплового излучения возрастает, а ее максимум смещается в область коротких длин волн. В люминесцирующих источниках используется люминесценция газов или твердых тел (кристаллофосфоров), возбуждаемая электрическим полем, например, при электрическом разряде (дуговом, искровом, тлеющем, безэлектродном). Различают спектры испускания большинства газоразрядных источников оптического излучения (линейчатые, характерные для возбужденных атомов газа или пара, в котором происходит разряд). Во многих случаях источником излучения служит сам объект (например, в оптических пирометрах, люксметрах и фотоэкспонометрах и т. п.). Разновидность источников излучения представлена на рис. 10.19, *а*, *б* [34, 138].

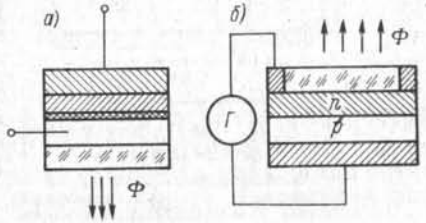


Рис. 10.19. Источники излучения: *а* — электролюминесцентный конденсатор; *б* — инжекционный светодиод

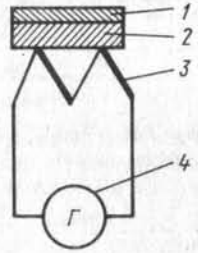


Рис. 10.20. Тепловой приемник оптического излучения: *1* — темный слой; *2* — нагреваемый элемент; *3* — термопара; *4* — индикатор

Приемники оптического излучения разделяются на тепловые (рис. 10.20) и фотоэлектронные (рис. 10.21). Принцип работы первых основан на предварительном преобразовании энергии излучения в тепловую и последующем преобразовании ее в электрический сигнал (термоэлементы, болометры и пьезоэлектрики [34, 138]. Принцип работы фотоэлектронных приемников основан на использовании внешнего и внутреннего фотоэффекта. Различают вакуумные и газонаполненные фотоэлементы. Фотоэлементы с внутренним фотоэффектом представляют собой полупроводниковый фоторезистор (рис. 10.22). Их существенный недостаток — большая (0,01—0,1 с для некоторых типов) инерционность [34, 138]. Среди многообразия источников оптического излучения наиболее перспективными являются оптические квантовые генераторы (ла-

зеры), которые позволяют получать интенсивное, направленное и когерентное излучение. Наибольшее распространение получили лазеры трех типов: газовые, твердотельные и полупроводниковые. В последних используются следующие виды полупроводниковых материалов: арсенид гелия, кремний с примесью индия, фосфид галлия, арсенид индия и др. Основным преимуществом

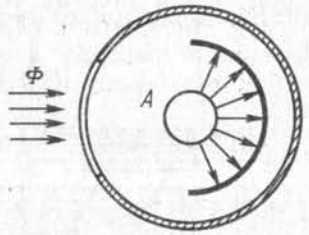


Рис. 10.21. Фотоэлектронный приемник излучения (*A* — анод)

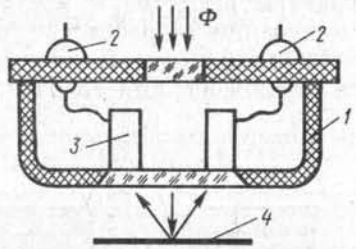


Рис. 10.22. Полупроводниковый фоторезистор:
1 — пластмассовый корпус; *2* — электроды; *3* — чувствительный элемент; *4* — отражающая поверхность

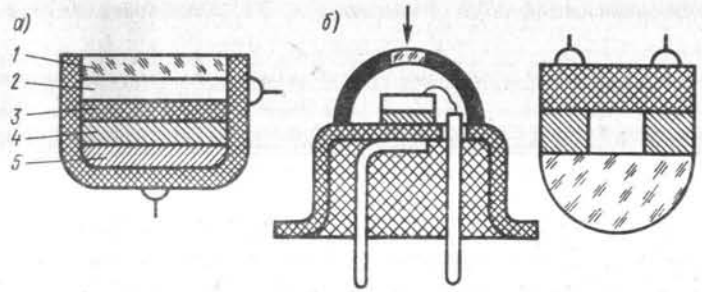


Рис. 10.23. Малогабаритные источники излучения: *а* — электролюминесцентный конденсатор; *б* — инжекционные световоды на *p—n*-переходах;
1 — подложка; *2* — проводящий слой (электрод); *3* — слой электролюминофора; *4* — защитный слой; *5* — второй электрод

лазеров на полупроводниковых материалах является высокий КПД (80—90 %) и удобство возбуждения, высокое быстродействие, возможность генерации требуемой спектральной линии и пр. Ширина спектральной линии может составлять несколько (7—10) нанометров, угол расхождения луча 6—10″. Среди малогабаритных источников измерения получили электролюминесцентные конденсаторы и инжекционные светодиоды (рис. 10.23). Высвечивание электролюминофоров возбуждается либо электрическим полем, либо током, протекающим через люминофор. Если выход осуществляется со стороны подложки, то последняя выполняется прозрачной. Спектральные характеристики люминофоров находятся

в диапазоне длин волн 0,4—0,6 мкм. Инжекционные светодиоды представляют собой излучающий *p—n*-переход, свечение которого обусловлено интенсивной рекомбинацией в нем носителей тока [34, 138].

Характеристиками излучателей являются мощность излучения F, интенсивность однородного монохроматического излучения N_g, спектральное распределение F_λ, полный лучистый поток $F_п$, сила света источника излучения J, освещенность поверхности E:

$$F = \frac{V\varepsilon}{2} E_m^2; \quad N_g = \frac{F}{h\nu}; \quad F_\lambda = dF/d\lambda; \quad F_п = \int_0^\infty F_\lambda \, d\lambda;$$

$$J = \frac{dF}{d\omega}; \quad E = F/s; \quad h\nu = h_c/\lambda = 1236/\lambda,$$

где v — фазовая скорость распространения волны в среде с диэлектрической постоянной ε; E_m — амплитуда напряженности электрического поля электромагнитной волны; $h\nu$ — квант энергии; h — постоянная Планка, $h = 6{,}62 \cdot 10^{-34}$ [дж·с]; ν — частота; λ — длина волны; ω — телесный угол; s — освещаемая площадь.

Основными характеристиками приемников излучения являются удельная чувствительность K, мкА/лм·в, лучистый поток Ф, лм, спектральная чувствительность S_λ, мкА/Вт, абсолютная спектральная характеристика фотоприемников S'_λ, относительная спектральная характеристика γ_λ, интегральная чувствительность $S_р$, световая чувствительность $S_Ф$, мкА/лм:

$$K = \Delta J/\Phi U; \quad \Phi = 10^{-4} Ls; \quad S_\lambda = \Delta J/\Delta P_\lambda; \quad S'_\lambda = f(\lambda);$$

$$\gamma_\lambda = S_\lambda/S_{\lambda\,\max}; \quad S_р = \frac{\Delta J}{\Delta p} S_{\max} \frac{\int_0^\infty P_\lambda \gamma_\lambda \, d\lambda}{\int_0^\infty P_\lambda \, d\lambda}; \quad S_Ф = \Delta J/\Delta\Phi,$$

где ΔJ — приращение значения силы тока при освещении; U — напряжение питания фотоприемников; L — освещенность поверхности фотоприемников, лк; s — светочувствительная площадка фоторезистора; P_λ — функция распределения мощности излучения по длине волны.

Характеристики фотоприемников приведены на рис. 10.24 и в табл. 10.8 [16, 34, 85, 137, 138].

При контроле параметров фотоэлементов измеряются световая чувствительность, сила теплового тока, неравномерность чувствительности, нестабильность, соответствие световой характеристики фотоэлемента заданному пределу линейности в непрерывном и импульсном режиме (ГОСТ 21316—75*).

10.8. Технические параметры фотоприемников (фотосопротивлений) [34, 137, 138]

Тип фотосопротивления	Рабочая площадь $S \cdot 10^{-6}$, м²	Темновое сопротивление $R_т$, Ом	Кратность изменения сопротивления при освещенности в 200 лк	Предельное рабочее напряжение, В	Допустимая мощность рассеивания, Вт	Удельная чувствительность, Вт	Средний температурный коэффициент силы фототока, А	Постоянная времени, с, не более	Спектральная чувствительность, мкА, Вт	Температурный диапазон, °С
ФС-А0	2,8	40—400	1,1	4—40	0,002	50	—1,5	$4 \cdot 10^{-6}$	2,1	±60
ФС-А1	24	40—400	1,1	4—40	0,002	500	—1,5	$4 \cdot 10^{-6}$	2,1	±60
ФС-А6	125	50—300	1,1	5—30	0,01	500	—1,5	$4 \cdot 10^{-6}$	2,1	±60
ФСА-Г1	24	47; 56; 68; 82; 100; 120; 150; 180; 220; 270; 330; 430	1,1	10—75	—	—	—1,5	$4 \cdot 10^{-6}$	2,198	±60
ФСА-Г2	96	47; 56; 68; 82; 100; 120; 150; 180; 220; 270; 330; 430	1,1	10—75	—	—	—1,5	$4 \cdot 10^{-6}$	2,198	±60
ФС-Д0	28,8	2000	150	200	0,05	30 000	—1,5	$5 \cdot 10^{-2}$	0,75	От —60 до +40
ФС-Д1	25,8	2000	150	200	0,05	30 000	—1,5	$5 \cdot 10^{-2}$	0,75	» —60 » +40
ФС-К0	28,8	3300	100	220	0,1	6 000	—0,2	$4 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —60 » +80
ФС-К1	28,8	3300	100	220	0,1	6 000	—0,2	$4 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —60 » +80
ФС-К2	28,8	3300	20	220	0,1	2 500	—0,12	$4 \cdot 10^{-2}$	0,52	» —60 » +80
ФС-К4	24	1650	50	400	0,1	6 000	—0,1	$6 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —60 » +80
ФС-К5	1	5100	17	60	—	6 000	—	$4 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —25 » +55
ФС-К6	125	3300	100	220	0,1	6 000	—0,2	$4 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —60 » +80
ФС-К7	250	100	7,5	100	—	3 800	—0,2	$6 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —40 » +60
ФКС-Г1	28,8	3300	100	220	0,1	6 000	—0,2	$4 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —60 » +85
ФКС-Г2	58	1600	80	220	0,9	—	—0,02	$4 \cdot 10^{-2}$	0,64	» —60 » +40
ФСД-Г1	28,8	2000	150	20	0,05	—	—1,5	$5 \cdot 10^{-2}$	0,75	» —60 » +40

Световая чувствительность равна

$$S_\Phi = \frac{J_{aL} - J_{a\,тем}}{\Phi_v},$$

где J_{aL} и $J_{a\,тем}$ — поток при освещении и в темноте; Φ_v — световой поток.

Рис. 10.24. Характеристики фотоприемников: *а* — вольтамперная; *б* — световая; *в* — спектральной чувствительности; *г* — температурная; *д* — влияния влажности; *е* — частотная;
1, 2 — сила тока в темноте и на свету соответственно

Неравномерность чувствительности фотоэлемента $H_з$, %, определяется по изменению силы фототока при перемещении светового пятна в пределах рабочей площадки фотоэлемента

$$H_з = \frac{I_{ал} - I_{ап}}{I_{ал} + I_{ап}} 100,$$

где $I_{ал}$ и $I_{ап}$ — сила фототока при крайних левом и правом положениях светового пятна.

Нестабильность фототока δ, %, во времени определяется по формуле

$$\delta = \frac{I_н - I_к}{I_н + I_к} 100,$$

где $I_н$ и $I_к$ — начальное и конечное значения силы фототока за время испытаний.

Отклонение от линейности определяется следующим образом:

$$\chi = (n - n')/h,$$

где n и n' — кратности изменения потока излучения и силы фототока при непрерывном и импульсном режимах изменения потока излучения. Параметры излучателей регламентируются ГОСТ 19834.0—75*, 19834.2—74*, 19834.3—76*, 19834.4—79*, 19834.5—80*, 22466.0—82, 21107.0—75**. У излучателей контролируются яркость и интенсивность излучения, спектральный состав и мощность, параметры импульсов (длительность, спектральный состав и мощность).

10.3. Демпфирующие устройства

В приборостроении наибольшее распространение получили пневматические, жидкостные, фрикционные и комбинированные демпфирующие устройства [14, 128].

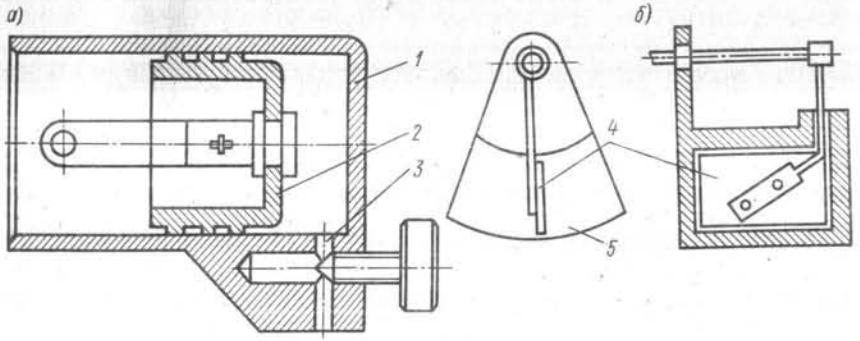


Рис. 10.25. Конструктивные схемы пневматических демпферов: *а* — поршневой; *б* — камерный;
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — капилляр; *4* — крыло; *5* — камера

Пневматические демпферы вследствие простоты своей конструкции, малых габаритных размеров и эффективности демпфирующих воздействий нашли широкое применение в приборостроении. Существенным недостатком демпфирующих устройств указанного типа является зависимость коэффициента демпфирования от плотности воздуха, что ограничивает их применение в разреженных средах. По конструктивному исполнению пневматические демпферы разделяют на поршневые и камерные (рис. 10.25).

Наибольшее распространение получили поршневые демпферы, которые могут исполняться с регуляторами истечения воздуха и без них. При наличии капилляра скорости истечения воздуха через щель $v_щ$ и капилляр $v_к$ определяют по выражениям:

$$v_щ = \frac{\delta^2 \Delta p}{12\mu_1 l^2}; \quad v_к = \frac{D^2 \Delta p}{32\mu_1 l_2^2},$$

где Δp — перепад давлений между сжатым воздухом и свободным пространством; μ_1 — вязкость воздуха ($1{,}8 \cdot 10^{-5}$, Н·с/м²); δ — зазор между корпусом и поршнем; l_1 — длина поршня, мм; D и l_2 диаметр и длина капилляра, мм.

Расход воздуха $Q = v_щ S_щ + v_к S_к = \pi R^2 v$,
где v — скорость движения поршня; R — радиус поршня.

Перепад давления Δp в этом случае записывают в виде

$$\Delta p = \frac{384\mu_1 v R^2 l_1 l_2}{3l_1 D^4 + 64 l_2 R \delta^3}.$$

Сила сопротивления P равна $P = \pi R^2 \Delta p$, а коэффициент демпфирования определяется по выражению

$$k_д = \frac{P}{v} = \frac{384\mu_1 R^4 l_1 l_2}{3l_1 D^4 + 64 l_2 R \delta^3}.$$

При наличии эксцентриситета λ_0 скорость истечения воздуха через щель равна

$$v_щ = \left(1 + \frac{3\lambda_0^2}{2\delta^2}\right) \frac{\delta^2 \Delta p}{12\mu_1 l_1}, \text{ при } \lambda_0 = \delta v_щ = \frac{5\delta^2 \Delta p}{24\mu_1 l_1}.$$

В случае $\lambda_0 = \delta$ коэффициент демпфирования равен

$$k_д = \frac{384\pi\mu_1 R^4 l_1 l_2}{3l_1 D^4 + 160 l_2 R \delta^3}.$$

При расчете демпферов камерного типа тормозное усилие P равно

$$P \approx k\mu_1 \frac{vsl}{\delta^2},$$

где S — площадь крыла; l — расстояние от оси вращения до центра камеры; k — коэффициент, зависящий от формы крыла и шероховатости поверхности [24, 128], а коэффициент демпфирования $k_д$ определяется из следующих выражений [5, 14, 24, 128]: плоское крыло $k_д = \left(\frac{0{,}173}{\delta} + 0{,}118\right) ba_1^2$; плоское крыло с защитными краями $k_д = \left(\frac{0{,}248}{\delta} + 0{,}169\right) ba_1^2$; поршень $k_д = \left(\frac{0{,}335}{\delta} + 0{,}028\right) Sa_1^2$; поршень с защитными краями $k_д = \left(\frac{0{,}435}{\delta} + 0{,}0415\right) Sa_1^2$, где b—высота крыла, a_1 — длина крыла в радиальном направлении, S — площадь поршня.

Для успокоителей данного типа должно выполняться условие

$$\frac{6\pi\mu_1 R^3 l^2}{\delta^3} > k_д.$$

Жидкостные демпферы чаще используются в стационарных условиях. В таких случаях они выполняются и рассчитываются по типу воздушных демпферов (рис. 10.26, *а*).

Но жидкостные демпферы в приборах имеют принципиальное отличие от конструкции воздушных демпферов и могут выполнять дополнительные функции (например, компенсация веса в поплавковых интегрирующих и дифференцирующих гироскопах). Кон-

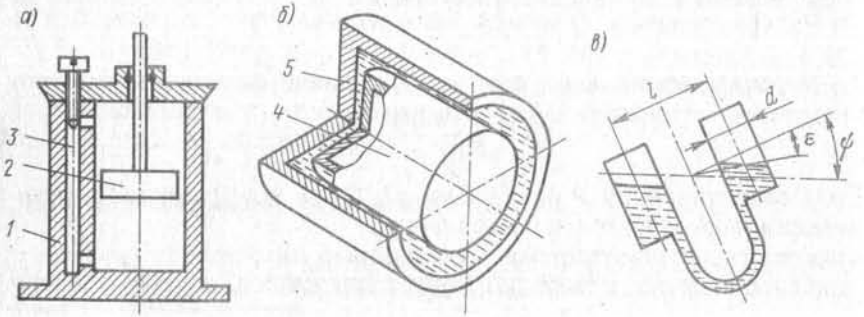


Рис. 10.26. Конструктивные схемы жидкостных демпферов: *а* — поршневой; *б* — резервуарный; *в* — сообщающиеся сосуды;
1 — корпус; *2* — поршень; *3* — капилляр; *4* — подвижный элемент; *5* — корпус

струкция жидкостного демпфера представлена на рис. 10.26, *б*, а коэффициент демпфирования определяется по выражению

$$k_д = \frac{2\pi}{981}\frac{lr^3}{\delta}\eta,$$

где η — вязкость жидкости; l и r — длина и радиус цилиндра поплавка; δ — зазор между кожухом поплавкового узла и корпусом прибора.

Жидкостные демпферы имеют еще одну разновидность: в виде сообщающихся сосудов, соединенных капиллярной трубкой (рис. 10.26, *в*). Скорость перетекания жидкости v соответственно равна $v = \lambda h$, где λ — постоянная, зависящая от длины и диаметра капилляра; h — разность уровней, $h = l \sin(\psi - \varepsilon)$, ($l$ расстояние между сообщающимися сосудами, ψ — угол поворота подвижного элемента, ε — угол поворота линии уровня жидкости в сообщающихся сосудах) [23].

Уравнение перетекания жидкости имеет вид

$$\dot{\varepsilon} = 2\lambda(\psi - \varepsilon).$$

Избыточный объем жидкости Q в одном из сосудов равен $Q = \frac{\pi d^2}{4} l \sin\varepsilon$, вес $P\gamma Q$, а момент определяется из выражения

$$M = 0{,}5Pl\cos\psi = \gamma l^2 \frac{\pi d^2}{4}\cos\psi\sin\varepsilon,$$

где d — диаметр сосуда, γ — удельный вес жидкости (чаще тяжелая жидкость — ртуть). Если для примера взять физический маятник, то уравнения для системы маятник-демпфер имеют вид:

$$J\ddot{\psi} + G\psi - K\varepsilon = 0;\ \dot{\varepsilon} = 2\lambda(\psi - \varepsilon),$$

где J — момент инерции маятника; G — вес маятника; $K = \gamma l^2 \frac{\pi d^2}{8}$.

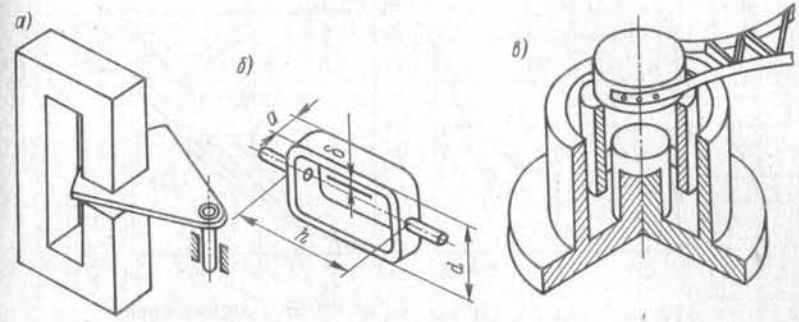


Рис. 10.27. Конструктивные схемы магнитоиндукционных успокоителей:
а — секторные; *б* — каркасные; *в* — кольцевые

Коэффициент демпфирования в рассматриваемом случае равен

$$k_д \approx 2K\lambda\,(J/G).$$

Магнитоиндукционные успокоители (рис. 10.27, *а*—*в*), по конструктивному исполнению бывают секторные, каркасные и кольцевые [44, 128]. Коэффициент демпфирования секторных успокоителей определяется по выражению

$$k_д = \frac{10^{11}}{981}\frac{B^2b^2h}{4\pi\rho}(L - M)\,R_0^2,$$

где B — магнитная индукция в зазоре; b — ширина полюса магнита; h — толщина сектора (0,05—0,25 мм); ρ — удельное сопротивление материала; R_0 — радиус от центра полюса магнита до оси вращения; значения L и M определяются из графиков, приведенных на рис. 10.28 [14].

Каркасные магнитоиндукционные успокоители встречаются в различных датчиках и их коэффициенты демпфирования определяются по формуле

$$k_д = \frac{(Bhd)^2\delta_1 a_0}{\rho p_1},$$

где h — высота рамки; d — диаметр; δ_1 — воздушный зазор; a_0 — ширина каркаса; p_1 — периметр рамки.

Если рамка выполняется из проволоки (рамка моментных датчиков), то выражение для коэффициента демпфирования имеет вид:

$$k_д = \frac{(Bhdw)^2}{R_р + R_в},$$

где w — число витков; $R_р$ и $R_в$ — омическое сопротивление обмотки и внешней цепи.

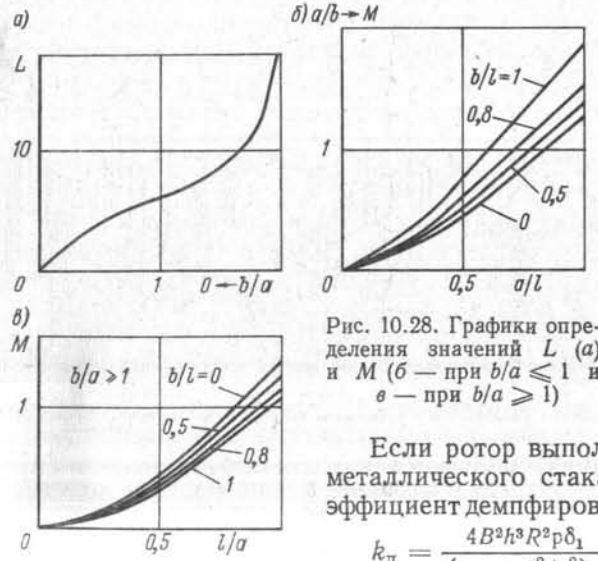


Рис. 10.28. Графики определения значений L ($а$) и M ($б$ — при $b/a \leqslant 1$ и $в$ — при $b/a \geqslant 1$)

Если ротор выполнен в виде металлического стакана, то коэффициент демпфирования равен

$$k_д = \frac{4B^2h^3R^2p\delta_1}{(\tau_1 l + h^2/\tau_1^2)\rho} \ln\frac{\tau_1}{l},$$

где h — активная длина стакана в магнитном поле; R — радиус стакана; p — число пар полюсов двигателя; δ_1 — толщина стакана; τ_1 — полюсное деление; l — расстояние между краями двух смежных полюсов.

Кольцевой магнитоиндукционный успокоитель имеет коэффициент демпфирования, определяемый по формуле

$$k_д = \frac{2\pi^2 r^2 B^2}{981 r_к},$$

где $r_к = (2\pi r\rho/h\delta)\ 10^{-4}$ Ом; r, h, δ — радиус, высота и ширина кольца соответственно.

Успокоители на постоянных магнитах применяют для сравнительно малоэнергоемких систем, где нецелесообразно использовать электромагниты, поскольку они имеют достаточно большую массу обмоток для формирования магнитного поля. В этом случае используют постоянные магниты для создания постоянного магнитного поля. Расчет коэффициентов демпфирования в случае использования одного магнита такой же, как и у рассмотренных выше магнитоиндукционных успокоителей. При использовании

большого числа магнитов с малыми габаритными размерами (рис. 10,29) коэффициент демпфирования определяется по выражению [12]

$$k_д = \frac{24{,}2B^2 d^3 R_0 \delta_1}{\rho \sin\frac{\pi}{P}},$$

где d — диаметр постоянного магнита; R_0 — радиус центра магнитов; δ_1 — воздушный зазор; p — число пар полюсов постоянных магнитов.

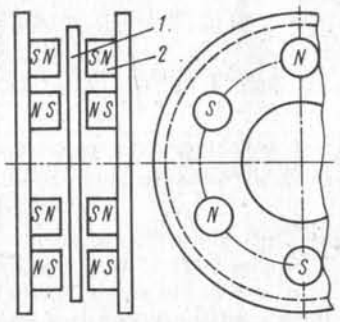


Рис. 10.29. Успокоитель на постоянных магнитах:
1 — диск; 2 — магнит

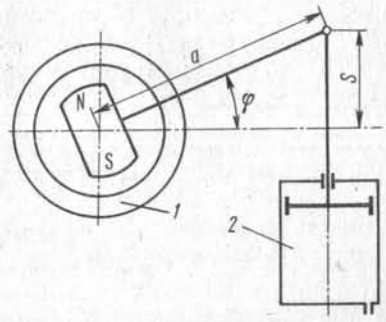


Рис. 10.30. Комбинированный демпфер:
1 — магнитоиндукционный; 2 — воздушный

Расчет и проектирование демпфирующих устройств начинается с определения статических характеристик. Статическая характеристика успокоителей с поступательным движением определяется выражением $P_д = f(\dot{S})$, а с вращательным движением — $M_д = f(\dot{\varphi})$, где $P_д$ и $M_д$ — соответственно демпфирующая сила и ее момент, а S и $\dot{\varphi}$ — скорости поступательного и вращательного движений. Скорость считается положительной, если она направлена навстречу силе или моменту.

Коэффициенты демпфирующей силы и момента, называемые коэффициентами демпфирования и определяющие крутизну характеристики, получают из следующих выражений [12, 131]:

$$k_д = \frac{dP_д}{d\dot{S}}; \quad \mu_д = \frac{dM_д}{d\dot{\varphi}}$$

При расчете приборов, в которых демпфирующие силы (моменты) приложены к разным точкам механизма с переменным передаточным отношением, перед составлением линеаризованных дифференциальных уравнений прибора необходимо вначале выразить приведенную (эквивалентную) демпфирующую силу $P'_д$ или момент $M'_д$ через приведенные коэффициенты $k'_д$ и $\mu'_д$ по выражениям $P'_д = k'_д\dot{S}$; $M'_д = \mu'_д\dot{\varphi}$. Далее демпфирующие силы или моменты следует приводить к той же точке или оси, к которым

10.9. Зависимость параметров d, σ, D от степени успокоения ξ [128]

Параметр	Значение ξ										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
d	1	1,37	1,89	2,68	3,94	6,14	10,5	21,7	66	659	∞
σ	1	0,73	0,53	0,36	0,25	0,16	0,09	0,046	0,015	0,0015	0
D	0	0,32	0,64	0,99	1,37	1,82	2,35	3,08	4,19	6,49	∞

приводят движущие и позиционные силы. Приведенный коэффициент демпфирующей силы, заменяющий n элементов демпфирующих сил и q элементарных моментов демпфирующих сил, выражается формулами:

$$k'_д = \sum_{i=1}^{n} k_{дi} \left(\frac{dS_i}{dS}\right)^2 + \sum_{j=1}^{q} \mu_{дj} \left(\frac{d\varphi_j}{dS}\right);$$

$$\mu^{I}_д = \sum_{i=1}^{n} k_{дi} \left(\frac{dS_i}{d\varphi}\right)^2 + \sum_{j=1}^{q} \mu_{дj} \left(\frac{d\varphi_j}{d\varphi}\right)^2,$$

где $k_{дi}$ — коэффициент i-й демпфирующей силы; $\mu_{дj}$ — коэффициент j-го момента демпфирующих сил.

На рис. 10.30 представлен пример сочетания магнитоиндукционного и пневматического демпферов со следующими параметрами: $a = 3{,}5$ см; $\varphi = 33°$; $k_д = 2$ Н·с/м; $\mu_д = 1 \cdot 10^{-3}$ Н·м·с. Для определения взаимосвязи перемещения S и угла поворота φ используем приближенное выражение $S = a\ (\sin\ \varphi - \sin\ \varphi_0)$. При этом получим $dS/d\varphi = a\cos\ \varphi = 0{,}035 \cdot \cos\ 33° = 0{,}02935$ м; $d\varphi/dS = 1/a\cos\ \varphi = 34$ 1/м. Суммарный коэффициент демпфирующей силы $k'_д$ равен $k'_д = k_д + \mu_д (d\varphi/dS)^2 = 2 + 1 \cdot 10^{-3} \cdot 1156 = 3{,}156$ Н·с/м, а суммарный коэффициент момента демпфирующих сил $\mu'_д$ равен $\mu'_д = k_д (dS/d\varphi)^2 + \mu_д = 2 \cdot (0{,}02935)^2 + 1 \cdot 10^{-3} = 1{,}723 \cdot 10^{-3}$ Н·м·с. Расчет значений коэффициентов демпфирования осуществляется из условия получения требуемых динамических свойств рассматриваемого звена системы, чувствительности S, допустимой относительной динамической погрешности ε или перерегулирования σ. При выборе параметров системы 1-го порядка рассматривается передаточная функция вида $W(p) = \frac{b_0}{a_0 p + a_1} = \frac{SN}{Tp + 1}$, где a_1 — соответственно равен коэффициенту демпфирования.

10.10. Зависимость параметров ξ и $\tau_{п.п}$ от допустимой динамической относительной ошибки ε при собственных колебаниях [128]

Параметр	Значение ε				
	0	$\pm$ 0,025	$\pm$ 0,05	$\pm$ 0,1	$\pm$ 0,15
ξ	1,0	0,76	0,69	0,59	0,404
$\tau_{п.п}$	∞	2,83	2,60	2,32	1,95

Значение a_1 выбирается из условия обеспечения требуемого времени переходного процесса $t_{п.п}$, определяемого выражением $t_{п.п} = T \ln 1/\varepsilon$, где $T = a_0/a_1$ — постоянная времени, $\varepsilon = \frac{\Delta y_{ст}}{y_{ст}}$; Δy — допустимое отклонение от измеряемого значения $y_{ст}$. Чувствительность S соответственно равна $S = b_0/a_1$. Значение коэффициента демпфирования в приборе выбирается таким образом, чтобы получить требуемые значения $t_{п.п}$ и S. По полученному значению коэффициента демпфирования проводится расчет различных типов демпфирующих устройств в зависимости от заданных габаритных размеров прибора по выражениям, приведенным выше, и выбирается тот вид, который наиболее полно удовлетворяет техническим условиям. В случае невозможности получения требуемого коэффициента демпфирования используют сочетание демпфирующих устройств, как показано на рис. 10.30 [128].

Для оценки полученных динамических свойств на практике используют такой параметр, как декремент затухания d, определяемый по выражению $d = (y_1 - y_{ст})/(y_2 - y_{ст})$, где y_1 и y_2 — значения выходного параметра на разных участках переходного процесса. Декремент затухания d имеет смысл использования для системы 2-го порядка с передаточной функцией вида

$$W(p) = \frac{b_0}{a_0 p^2 + a_1 p + a_2} = \frac{S}{T^2 p^2 + 2\xi T p + 1},$$

где $T = \sqrt{a_0/a_2}$ — коэффициент, имеющий размерность времени; $\xi = \frac{a_1}{2\sqrt{a_0 a_2}}$ — безразмерный коэффициент, называемый степенью успокоения.

Параметр ξ характеризует вид переходного процесса в системе 2-го порядка, так при $\xi > 1$ имеем апериодический процесс, при $\xi = 1$ — апериодический процесс с наименьшим $t_{п.п}$, при $\xi < 1$ — переходный процесс носит колебательный характер с периодом T_0, равным $T_0 = T/\sqrt{1 - \xi^2}$. Чувствительность S равна $S = b_0/a_2$; декремент затухания d равен $d = l\frac{\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}$; перерегулирование $\sigma = \frac{1}{d}$.

Для практических целей чаще используют логарифмический декремент затухания D, определяемый по выражению $D = \ln d = \frac{\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}$. Для системы 2-го порядка вначале выбирают параметр ξ для обеспечения требуемого качества переходного процесса, т. е. периода T_0 и перерегулирования σ, а затем определяют требуемый коэффициент демпфирования a_1 из выражения $a_1 = 2\xi\sqrt{a_0 a_2}$. По значению a_1 производят выбор параметров демпфера аналогичным образом, как и для системы 1-го порядка. В табл. 10.9 и табл. 10.10 приведены значения параметров d,

σ, D в зависимости от степени успокоения ξ и значения параметров ξ и $t_{п.п}$ в зависимости от допустимой динамической относительной погрешности ε, которые позволяют выбирать более наглядно динамические характеристики системы 2-го порядка.

Например, при допустимой динамической относительной погрешности $\varepsilon = 0{,}05$ степень успокоения $\xi = 0{,}69$, а относительное время переходного процесса $\tau_{п.п} = 2{,}6$. Из табл. 10.9 по выбранной степени успокоения ξ определяем декремент затухания d, перерегулирование σ, которые равны $d = 21{,}7$, $\sigma = 0{,}046$.

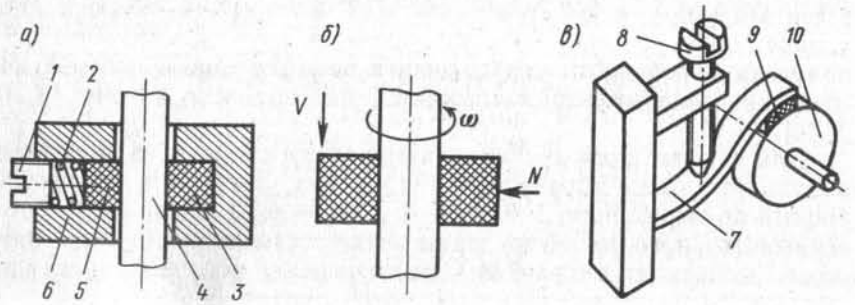


Рис. 10.31. Фрикционный демпфер: *а*, *б* — с неподвижной и подвижной направляющими; *в* — с регулируемым усилием поджатия;
1 — пробка; *2* — пружина; *3* — неподвижный сухарик; *4* — направляющая; *5* — подвижный сухарик; *6* — корпус; *7* — упругая пластина; *8* — винт; *9* — фрикционный материал; *10* — диск

Демпфирующие устройства фрикционные и комбинированные применяют в большинстве приборов и чувствительных элементов, работающих в области высоких частот. Используются демпфирующие устройства, основанные на использовании моментов сил и сил сухого трения. В некоторых устройствах находят применение демпфирующие устройства воздушного типа, построенные с использованием упругих свойств сильфонов и мембран. На рис. 10.31 представлены некоторые виды демпфирующих устройств с использованием сил трения. Ввиду сложности расчета данного типа устройств подбор коэффициентов ускорения в переходных процессах осуществляется, как правило, эмпирическим путем в процессе настройки. В случае использования дополнительного движения направляющих, как это показано на рис. 10.31, *б*, удается в определенных условиях осуществить линеаризацию действующих сил и получить приближенные значения коэффициентов демпфирования. Дополнительное вращение направляющей с угловой скоростью ω позволяет создать сложное движение, в котором угол между скоростями и силами φ определяется из соотношения

$$\frac{v}{\sqrt{v^2 + v_л^2}} = \frac{F}{\sqrt{N^2 + F^2}} = \sin\varphi,$$

где v — скорость движения чувствительного элемента вдоль направляющей; $v_л = \omega r$ — линейная скорость движения точки контакта на поверхности направляющей; r — радиус траектории вращения направляющей; N — сила поджатия; $F = fN$ — сила сухого трения; f — коэффициент трения.

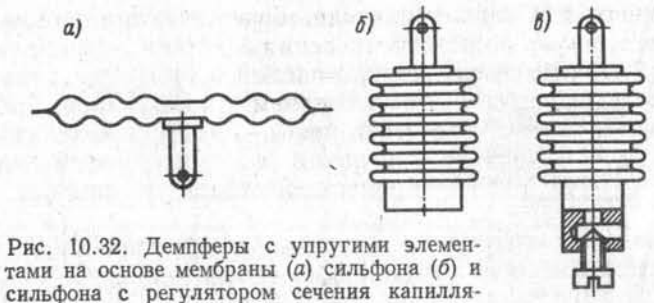


Рис. 10.32. Демпферы с упругими элементами на основе мембраны (*а*) сильфона (*б*) и сильфона с регулятором сечения капилляра (*в*)

Сила трения F может быть представлена в виде

$$F = \frac{v}{v_л} N \sqrt{1 + f^2} \Big/ \sqrt{1 + \frac{v^2}{v_л}}.$$

При условии, что $\frac{v}{v_л} = 0{,}1 \div 0{,}2$, полученное выражение можно упростить и записать следующим образом:

$$F = \frac{N}{v_л} \sqrt{1 + f^2} v.$$

Таким образом, линеаризованный коэффициент демпфирования $k_д$ соответственно равен $k_д = \frac{N}{v_л} \sqrt{1 + f^2}$. Следует отметить тот факт, что в большинстве механических систем моменты сил и силы сухого трения имеют нелинейный характер для демпфирующего воздействия, и коэффициент демпфирования зависит от амплитуд колебаний чувствительного элемента.

Демпфирующие устройства комбинированного типа строятся, как правило, в сочетании с устройствами, создающими одновременно и упругий противодействующий момент (рис. 10.32). Демпферы такого типа используют воздушную среду, а демпфирующие свойства создаются за счет ограничения скорости истечения воздуха через капиллярное отверстие. Противодействующий момент создается упругими силами, вызывающими деформацию мембраны или сильфона и ограничением перемещения, вызванного прохождением воздуха через капиллярное отверстие. Ввиду сложности расчета перемещений сильфона и мембраны характер переходного процесса регулируется с помощью изменения сечения капилляра (рис. 10.32, *в*). Параметры в таких системах подбираются экспериментально.

Большое распространение в последнее время получило создание демпфирующих моментов с помощью отрицательной обратной связи. На примере датчика виброперемещений (рис. 10.33) иллюстрируется создание противодействующего момента с помощью сигнала, снимаемого с чувствительного элемента. При перемещении катушки *1* в ней наводится ЭДС пропорционально скорости ее перемещения и через усилитель подается на потенциометр, который регулирует долю обратного воздействия, создаваемого на катушке *2*. Коэффициент демпфирования $k_д = \gamma_{о.с}\gamma_{и.с}$, где $\gamma_{о.с}$ — регулируемый коэффициент обратной связи, $\gamma_{и.с}$ — коэффициент силы, создаваемой в управляющей катушке, пропорциональной поданному напряжению.

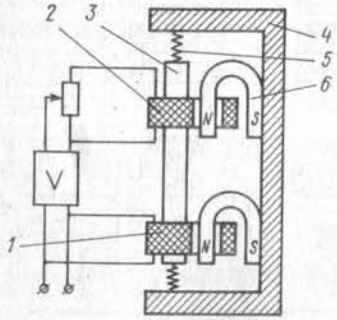


Рис. 10.33. Конструктивная схема демпфирования обратной связью:

1 — катушка для съемного сигнала; *2* — катушка для создания противодействующего усилия; *3* — планка; *4* — корпус; *5* — пружина; *6* — постоянный магнит

Степень демпфирования D определяется из соотношения

$$D = \frac{\gamma_{о.с}\gamma_{и.с}}{2\sqrt{km}},$$

где k — жесткость пружины; m — масса подвижной части.

10.4. Моментные (силовые) устройства

В различных системах точного приборостроения широко применяют электромеханические моментные (силовые) устройства, которые по принципу действия делятся на три основных типа: электромагнитные, магнитоэлектрические, ферродинамические. Эти устройства должны обеспечивать изменение направления вращающего момента (силы) при изменении полярности или фазы входного электрического сигнала; линейность и стабильность нагрузочной характеристики, отражающей зависимость момента (силы) от входного сигнала; симметричность нагрузочной характеристики при реверсе; отсутствие момента (силы) при нулевом входном сигнале.

Отличительной особенностью моментных (силовых) устройств является то, что они, как правило, не представляют собой самостоятельного конструктивного узла, а являются составной частью приборной системы. Поэтому при выборе типа устройства и расчета его конструктивных и технических характеристик необходимо учесть параметры электрического питания, точность системы, величину перемещения подвижного узла системы и т. д.

Электромагнитные моментные (силовые) устройства построены по принципу взаимодействия магнитного поля контура с током и ферромагнитного элемента. По конструктивному исполнению электромагнитные устройства делятся на три группы: устройства

с поворотным якорем (рис. 10.34, *а*), устройства клапанного типа (рис. 10.34, *б*), устройства соленоидного типа (рис. 10.34, *в*).

Основными элементами этих устройств являются катушка *1*, ферромагнитный сердечник *2* и магнитопровод *3*. Подвижной частью в этих устройствах может быть катушка с током или ферромагнитный сердечник (второй вариант более распространен).

Расчет электромагнитных устройств включает в себя определение их нагрузочной характеристики, параметров магнитной цепи и обмотки, выбор источника питания.

Нагрузочная характеристика электромагнитного уст-

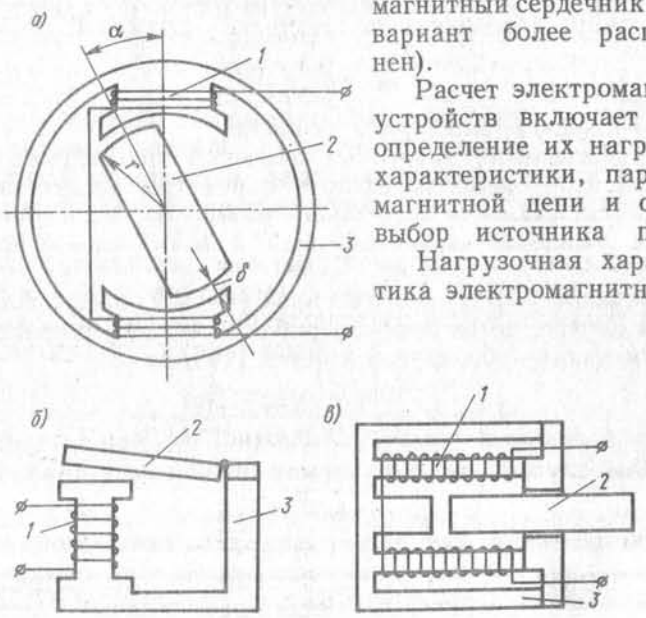


Рис. 10.34. Электромагнитные моментные (силовые) устройства

ройства отражает зависимость вращающего момента M от входного сигнала и параметров электромагнитной системы [11]

$$M = \frac{1}{2} I^2 \left(\frac{dL_0}{d\alpha} + \frac{dL_s}{d\alpha} \right) + \frac{1}{2} \left(L_0 + L_s \frac{d(I^2)}{d\alpha} \right).$$

При малых углах α поворота якоря, когда потоки рассеяния и магнитное сопротивление железа меньше магнитного сопротивления воздушного зазора, вращающий момент определяют по формуле

$$M = \frac{1}{2} I^2 w^2 \frac{dG_\delta}{d\alpha} + \frac{1}{2} w^2 G_\delta \frac{d(I)^2}{d\alpha}.$$

При переменном напряжении питания максимальный вращающий момент определяется соотношением

$$M_{max} = 2{,}5 \cdot 10^{-2} \frac{U^2}{I^2 w^2} \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{1}{G_\delta} \right).$$

Если $U = U_{max} \sin \omega t$, то момент имеет две составляющие: постоянную $M_{=} = \frac{1}{2} M_{max}$ и переменную $M_{\sim} = \frac{1}{2} M_{max} \times \cos 2\omega t$.

При постоянном напряжении питания момент зависит от проводимости G_δ воздушного зазора и равен

$$M = \frac{1}{2} I^2 w^2 \frac{dG_\delta}{d\alpha}.$$

Электромагнитные устройства клапанного типа (рис. 10.34, *б*) создают силу, определяемую следующей формулой [145]:

$$F_{эм} = \frac{\mu_0 S}{\delta^2} (Iw)^2,$$

где S — площадь сечения сердечника.

Для обеспечения требуемых значений вращающего момента или силы необходимо определить параметры электромагнитной системы, проводимость воздушного зазора G_δ, магнитное сопротивление участков магнитной цепи и магнитодвижущую силу (МДС).

Проводимость воздушного зазора G_δ зависит от профиля якоря. В общем случае, когда профиль якоря имеет вид спирали, гиперболы или какой-либо другой кривой [14], то

$$G_\delta = br \frac{f(\alpha + \alpha_0) - f(\alpha)}{[r - f(\alpha - \alpha_0)][r - f(\alpha)]}.$$

В частном случае для окружности радиусом r (рис. 10.34, *а*)

$$G_\delta = \frac{b(r + \delta/2)\alpha}{2\delta},$$

где b — ширина полюса электромагнитного устройства.

Магнитное сопротивление каждого из отдельных участков магнитной цепи зависит от индукции в материале, определяющей значение μ магнитной проницаемости, и степени проявления поверхностного эффекта, характеризующего глубину проникновения электромагнитной волны в листовом или сплошном ферромагнитном материале.

Активную $R_{м_i}$ и реактивную $X_{м_i}$ составляющие магнитного сопротивления каждого участка цепи определяют следующим образом. При слабом проявлении поверхностного эффекта или его отсутствии

$$R_{м_i} = \frac{l_i}{\mu_i S_i}; \quad X_{м_i} = \frac{P_{ст}}{\omega \Phi^2},$$

где l_i, S_i, μ_i — длина, площадь поперечного сечения и магнитная проницаемость i-го участка ферромагнитной части магнитной цепи соответственно. Мощность потерь на гистерезис и вихревые токи определяют по формуле

$$P_{ст} = P_{ст\,[10]} (f/50)^\beta B_м^2 m,$$

где $P_{ст\,[10]}$ — потери на гистерезис и вихревые токи для стали соответствующих марок при индукции $B_м = 1$ Тл, частоте $f = 50$ Гц и массе $m = 1$ кг; $\beta = 1{,}2$ (для слабых полей), $\beta = 1{,}6$ (для сильных полей). Значения мощности потерь $P_{ст\,[10]}$ для различных марок электротехнической листовой стали приведены в ГОСТ 21427.0—75*, ГОСТ 21427.1—83* и ГОСТ 21427.2—83* и ГОСТ 21427.3—75*.

При сильном проявлении поверхностного эффекта

$$R_{м_i} = \rho_м \frac{l_i}{u_i}, \quad X_{м_i} = \chi_м \frac{l_i}{u_i},$$

где $\rho_м$, $\chi_м$ — удельные сопротивления, зависящие от свойств материала, частоты и линейной плотности магнитного потока Φ/u_i, u_i — периметр сечения i-го ферромагнитного участка цепи.

Выбор величины магнитодвижущей силы и числа витков катушки производят в зависимости от полной мощности P электромагнитного устройства, температуры нагрева T катушки и ее сопротивления R_0 постоянному току.

Полная мощность электромагнитного устройства приближенно равна реактивной составляющей

$$P \approx P_р = \omega \Phi F.$$

Температура нагрева T зависит от удельной тепловой нагрузки

$$T = \frac{P_а}{\xi S_{охл}},$$

где $S_{охл}$ — поверхность охлаждения катушки. Активная мощность $P_а$ должна быть меньше допустимой по нагреву

$$P_а = T^2 (R_0 + \omega w^2 X_м / Z_м^2) \leqslant \xi S_{охл} T_д,$$

где $X_м$, $Z_м$ — реактивная составляющая и полное сопротивление магнитопровода; $T_д$ — допустимая температура нагрева катушки. Значение ξ находится в пределах 50—100 Вт/м^2.

Сопротивление обмотки постоянному току

$$R_0 = \rho \frac{4 w D_{ср}}{d_п^2}.$$

При заданных значениях площади окна $S_{ок}$ катушки и коэффициента укладки обмотки $k_у$ число витков

$$w = 4 S_{ок} k_у / \pi d_п^2.$$

Магнитный поток Φ рассчитывают по соотношению

$$\Phi = Iw / Z_м$$

Значение потока Φ находят по выбранному значению индукции B или при сильном проявлении поверхностного эффекта по выбранному значению Φ/u.

При заданном напряжении питания $u_{пит.}$ число витков определяют исходя из допустимого значения магнитного потока Φ. При этом принимают во внимание, что напряжение питания по требованиям техники безопасности не должно превышать 200—

300 В, а диаметр провода $d_{пр}$ по технологическим соображениям не следует брать слишком малым (при числе витков $w > 100$ диаметр $d_{пр} \geqslant 0{,}07$ мм).

Выбор частоты напряжения источника питания электромагнитных устройств осуществляют из условия обеспечения минимальных искажений динамических процессов, происходящих в приборной системе. Для выполнения этого условия частота напряжения источника питания должна быть в 5—7 раз выше частоты динамических процессов.

Повышение частоты питания приводит к увеличению мощности электромагнитного устройства, но лишь до тех пор, пока потери в стали $P_{ст} = I^2 \omega w X_м / Z_м^2$ меньше потерь в меди $P_м = T^2 R_0$ и магнитное сопротивление $Z_м$ стали значительно меньше сопротивления воздушных зазоров. Поэтому при использовании магнитопроводов из листового материала можно увеличить частоту питания до 1—10 кГц, а при использовании ферритовых магнитопроводов до 100—300 кГц.

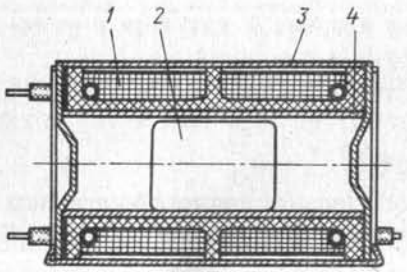


Рис. 10.35. Электромагнитный датчик соленоидного типа

Достоинства электромагнитных устройств заключаются в их конструктивной и технологической простоте. В качестве примера на рис. 10.35 показана конструкция электромагнитного датчика момента соленоидного типа [44], используемого в гироскопических приборах. Датчик момента содержит две катушки *1* с током, сердечник *2* из магнитомягкой стали, помещенный внутри бронзового цилиндра *4*, магнитопровод *3*. Положение сердечника внутри цилиндра определяется соотношением токов в катушках. Для уменьшения трения соприкасающиеся поверхности сердечника и цилиндра полируют.

Датчики момента с цилиндрическим ротором (рис. 10.36) по конструкции аналогичны асинхронным двухфазным электродвигателям и отличаются сравнительно большим диаметром, превышающим длину в 5—10 раз. Ротор *2* может быть как наружным (рис. 10.36, *а*), так и внутренним (рис. 10.36, *б*). В первой конструкции пакет статора *3* набран из пластин электротехнической стали, пазы которых залиты алюминиевым сплавом и образуют короткозамкнутую обмотку типа беличьего колеса. Для сглаживания зубцового эффекта и стабилизации вращающего момента при повороте ротора пазы в пакете статора располагают по винтовой линии. Во второй конструкции пакет статора *3* с уложенными в пазах обмотками *1* возбуждения и управления запрессован в латунную обойму и закреплен на корпусе прибора.

В работах [14, 86, 97] приведены параметры некоторых датчиков вращающего момента с полыми ферромагнитными роторами.

При напряжении возбуждения и управления до 40 В эти датчики создают вращающие моменты от $4 \cdot 10^{-4}$ до $1 \cdot 10^{-2}$ Н·м.

Среди недостатков электромагнитных датчиков момента следует отметить нелинейность зависимости вращающего момента от напряжения питания, нестабильность крутизны нагрузочной ха-

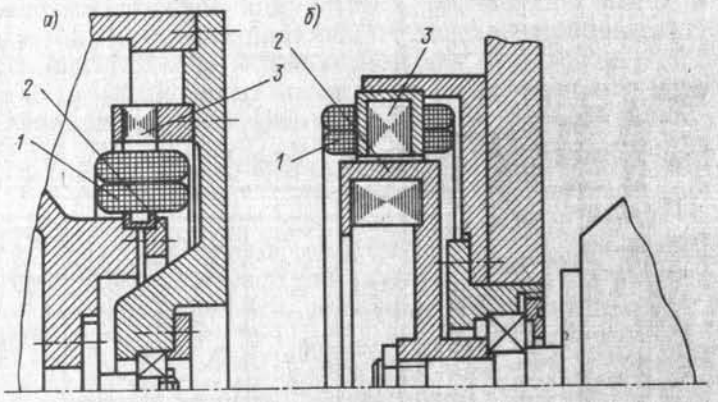


Рис. 10.36. Способы крепления датчиков момента с цилиндрическим ротором: *а* — наружным; *б* — внутренним

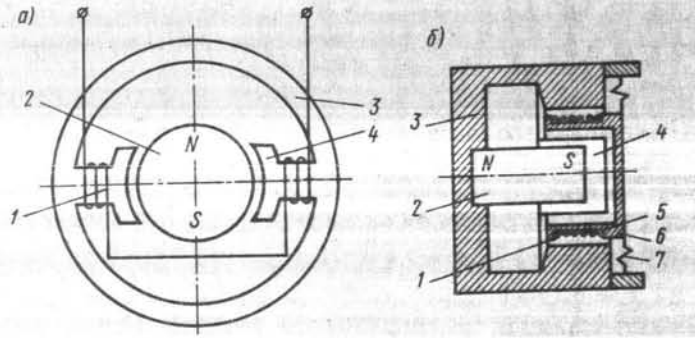


Рис. 10.37. Магнитоэлектрические моментные (силовые) устройства

рактеристики при изменении температуры, необходимость обеспечения однородности магнитных свойств ротора в различных направлениях, влияние эксцентриситета ротора и статора на линейность нагрузочной характеристики. В связи с указанными особенностями электромагнитные устройства следует применять в достаточно грубых (с погрешностью до 0,5 %) системах, в которых требуется получение больших (до 10^{-2} Н·м) моментов (сил) и не предъявляются высокие требования к точности моментных (силовых) устройств.

В магнитоэлектрических моментных (силовых) устройствах вращающий момент (усилие) возникает в результате взаимодей-

ствия магнитного поля катушки, по которой протекает постоянный ток, с полем постоянного магнита.

В зависимости от конструктивного исполнения подвижной частью магнитоэлектрического устройства может быть либо постоянный магнит (рис. 10.37, *а*), либо катушка (рис. 10.37, *б*) [11].

Основными элементами конструкции магнитоэлектрического устройства является катушка *1*, постоянный магнит *2* и магнитопровод *3* с полюсными наконечниками *4* (рис. 10.37, *а*).

Магнит *2* и полюсные наконечники *4* (рис. 10.38, *а*, *б*) выполняют таким образом, чтобы между ними был кольцевой зазор,

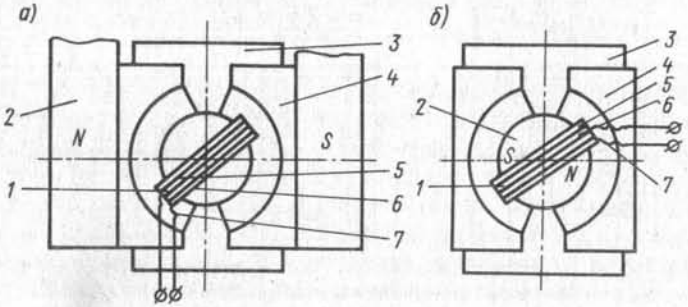


Рис. 10.38. Магнитоэлектрическое моментное устройство с подвижной катушкой: *а*) с внешним магнитом; *б*) с внутрирамочным магнитом

в котором напряженность магнитного поля имела бы радиальное направление. В этом зазоре располагают катушку *1*, выполненную в виде обмотки *5*, намотанной на каркас *6* из электропроводного материала (например, алюминия или меди). Для подвода питания к подвижной катушке используют спиральные или ленточные токопроводы *7*.

Расчет магнитоэлектрических моментных (силовых) устройств включает определение их нагрузочной характеристики, индукции постоянного магнита в кольцевом зазоре, демпфирующего момента.

Нагрузочную характеристику магнитоэлектрических устройств определяют из соотношений [145]

$$M = B_{\text{м}} S_{\text{р}} w I,$$

$$F = B_{\text{м}} l w I,$$

где $S_{\text{р}}$ — площадь рамки с током; l — активная длина витка.

Индукцию B_{δ} постоянного магнита в кольцевом зазоре рассчитывают по формуле

$$B_{\delta} = B_{\text{м}} \frac{S_{\text{м}}}{S_{\delta}},$$

где $S_{\text{м}}$ — площадь поперечного сечения магнита; S_{δ} — площадь цилиндрической поверхности зазора, через которую проходит магнитный поток; $B_{\text{м}}$ — индукция постоянного магнита.

Демпфирующий момент $M_{\text{д}}$ (усилие) устройства, возникающий в результате взаимодействия поля, создаваемого токами, индуктированными в каркасе и витках обмотки, с полем постоянного магнита, определяют по формуле

$$M_{\text{д}} = \sum A_i \frac{d\alpha}{dt},$$

где A_i — составляющая коэффициента демпфирования; $d\alpha/dt$ — скорость перемещения подвижной части устройства. Составляющие A_1 и A_2, обусловленные токами, индуктированными в обмотке и каркасе, рассчитывают по формулам:

$$A_1 = \frac{(BS_0 w)^2}{R_0 + R_{\text{вц}}}; \quad A_2 = \frac{(BS_a)^2}{R_1},$$

где $R_{\text{вц}}$ — сопротивление внешней цепи; R_1 — сопротивление каркаса, представляющего собой короткозамкнутый виток. Для увеличения момента демпфирования используют дополнительную короткозамкнутую обмотку, коэффициент демпфирования которой равен

$$A_3 = \frac{(BS_a w_{\text{кз}})^2}{R_{\text{кз}}},$$

где $w_{\text{кз}}$, $R_{\text{кз}}$ — число витков и сопротивление короткозамкнутой обмотки.

Выбор силы тока и числа витков катушки осуществляют из условия обеспечения требуемого момента (усилия) и допустимой температуры перегрева катушки. Сила тока ограничена допустимой активной мощностью, выделяемой в катушке магнитоэлектрического устройства

$$P_a = I^2 R \leqslant P_{\text{уд}} S_{\text{к}} I_{\text{д}},$$

которая зависит от площади боковой поверхности катушки $S_{\text{к}}$, допустимой температуры $T_{\text{д}}$ нагрева катушки и удельной мощности $P_{\text{уд}}$, определяемой условиями ее охлаждения. На основании экспериментальных исследований [145] $P_{\text{уд}} \leqslant 100$ Вт/к·м², а допустимая температура нагрева, из условия минимизации погрешности коэффициента преобразования $T_{\text{д}} \leqslant 2 \div 10$ °С.

Уменьшение временной и температурной нестабильности свойств магнитной системы, приводящей к погрешности датчика момента (силы), достигается обеспечением жесткости соединения магнита с магнитопроводом и старением магнитной системы после сборки многократным циклическим изменением температуры.

Погрешность коэффициента преобразования датчика момента

$$K = M/I = B_{\text{М}} S_{\text{р}} w,$$

которая является следствием размагничивающего действия МДС, возникающей при прохождении тока через катушку и приводящей к изменению индукции магнита, может быть уменьшена за счет применения симметричной магнитной системы с двумя магнитами.

При протекании тока по катушке один из магнитов подмагничивается, в то время как другой размагничивается. Индукция B_δ при этом остается постоянной, что позволяет уменьшить погрешность коэффициента преобразования датчика момента.

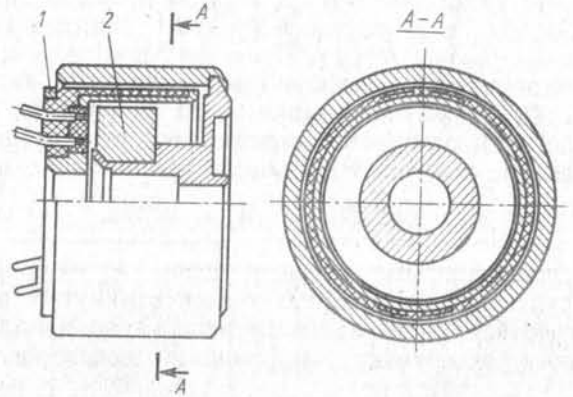


Рис. 10.39. Конструкция магнитоэлектрического датчика момента с подвижным магнитом

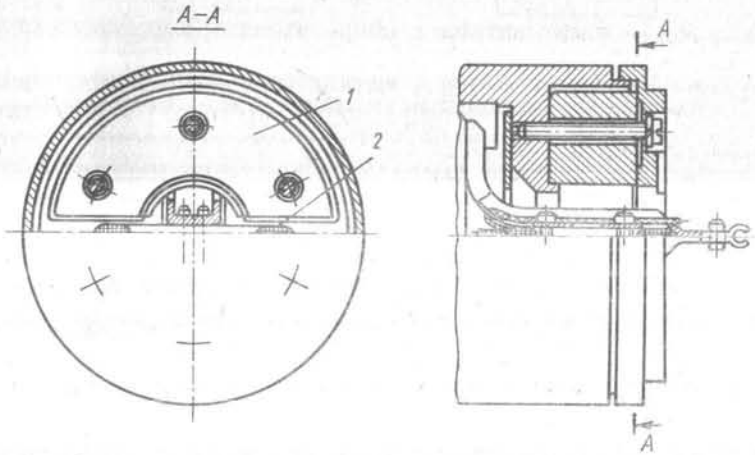


Рис. 10.40. Конструкция магнитоэлектрического датчика момента с подвижной катушкой

Для уменьшения влияния внешних магнитных полей на магнитную индукцию B_δ целесообразно использовать устройства с внутренним расположением магнита и подвижной рамкой. В этом случае магнитопровод, окружающий постоянный магнит, является экраном от внешних полей.

Погрешность от неравномерности распределения индукции в зазоре определяется из соотношения

$$\gamma_\Delta = \frac{\Delta B_1 + \Delta B_2}{B} \frac{\Delta}{l},$$

где ΔB_1 и ΔB_2 — изменения индукции при перемещении катушки на величину Δ; l — длина зазора. Эту погрешность можно уменьшить, если размеры катушки выбрать так, чтобы катушка при перемещении не приближалась к краю зазора на величину, равную l.

Для типовых конструкций магнитоэлектрических датчиков момента с подвижным магнитом (рис. 10.39) или с подвижной катушкой (рис. 10.40) характерным является малый (несколько градусов) угол поворота ротора. В датчике момента с подвижным магнитом (рис. 10.39) для обеспечения симметричности нагрузочной характеристики на статоре размещены две плоские бескаркасные катушки *1* с одинаковым числом витков, причем разность сопротивлений катушек не должна превышать 5 %. Рабочие стороны катушек располагаются в области максимального магнитного потока постоянного магнита *2*, что технологически обеспечивается (с погрешностью 0,1÷0,5 мм) при сборке датчика. Линейность нагрузочной характеристики датчика момента существенно зависит от несоосности статора и ротора, которая не превышает 0,05÷0,1 мм и обеспечивается конструктивно при установке датчика момента в приборе [44].

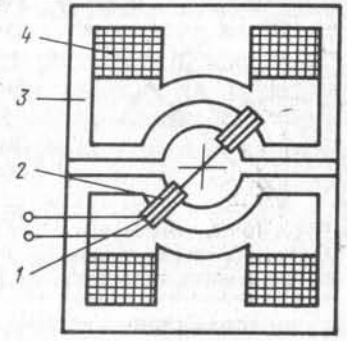


Рис. 10.41. Многоэлементное ферродинамическое устройство

Более простую конструкцию имеет датчик момента с подвижной катушкой *2* (рис. 10.40), которая размещается в зазоре между полюсами двух постоянных магнитов *1*. Постоянные магниты комплектуют парами с разностью магнитных потоков порядка $(3 \div 5)\ 10^{-3}$ Вб. Катушка имеет каркас, выполненный из немагнитного материала. Зазор между постоянным магнитом и катушкой находится в диапазоне 0,1—0,5 мм и обеспечивается конструктивно при сборке датчика момента в приборе [44]. Магнитоэлектрические устройства обеспечивают весьма малые значения погрешностей коэффициента преобразования ($\gamma = 0{,}005 \div 0{,}05$ %). Поэтому их применяют в тех приборах, где требуются высокие точностные характеристики (например, датчиках скорости, акселерометрах, прецизионных электроизмерительных приборах и т. п.).

Ферродинамические устройства отличаются от магнитоэлектрических тем, что в них подвижная рамка с обмоткой расположена в магнитном поле, создаваемом неподвижной обмоткой. Магнитопровод таких устройств в целях уменьшения потерь на гистерезис и вихревые токи выполняют из листовой электротехнической стали или феррита.

Ферродинамические устройства целесообразно использовать в тех системах, где необходимо получение больших моментов

(усилий) при значительных углах поворота (до 240—270°), но допустимая невысокая точность (до 1 %) преобразования [11].

По конструктивному исполнению ферродинамические устройства во многом подобны устройствам магнитоэлектрического типа. Основными элементами конструкции ферродинамических устройств (рис. 10.41) являются рамка *1* с обмоткой *2*, магнитопровод *3* и неподвижная обмотка *4*.

Рамку устройства выполняют бескаркасной для уменьшения погрешности коэффициента преобразования вызываемой токами, индуктированными в металлическом каркасе переменным магнитным полем. Многоэлементные ферродинамические устройства обеспечивают получение больших моментов и допускают суммирование различных электрических входных сигналов.

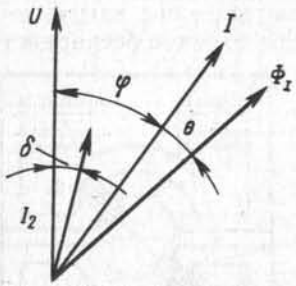


Рис. 10.42. Векторная диаграмма тока, напряжения и магнитного потока в ферродинамических устройствах

Нагрузочные характеристики ферродинамических устройств определяют из соотношения

$$M = \frac{w_1 w_2 l r_{\text{ср}}}{R_{\text{м}} S_3} I_1 I_2 = k I_1 I_2,$$

где w_1, w_2 — число витков подвижной и неподвижной обмоток соответственно; I_1, I_2 — ток в подвижной и неподвижной обмотках; $r_{\text{ср}}$—средний радиус рамки; S_3—площадь поперечного сечения магнитного потока в рабочем зазоре. При $I_1 = I_{1\,\max} \sin \omega t$, $I_2 = I_{2\,\max} \sin \omega t$ $M = \frac{1}{2} k I_{1\,\max}$ [1 — — cos 2 ωt], среднее значение момента, создаваемого устройством, будет

$$M_{\text{ср}} = \frac{1}{2} k I_{1\,\max} I_{2\,\max}.$$

Если токи I_1 и I_2 сдвинуты по фазе на угол φ, то

$$M = k I_{1\,\max} I_{2\,\max} \sin \omega t \sin (\omega t + \varphi),$$

$$M_{\text{ср}} = \frac{1}{2} k I_{1\,\max} I_{2\,\max} \cos \varphi.$$

Выбор МДС и числа витков неподвижной части, как и в электромагнитных устройствах, зависит от полной мощности, температурного нагрева и сопротивления обмотки. Число витков подвижной обмотки и силу тока I_2 определяют из требуемого значения момента и допустимой температуры перегрева катушки аналогично устройствам магнитоэлектрического типа, описанным ранее.

Выбор частоты источников питания ферродинамических устройств производят из условия минимизации динамических погрешностей, для чего частота напряжения питания должна быть в 5—7 раз больше частоты процессов, протекающих в системе. При использовании магнитопроводов из листовой стали целесообразно использовать частоту питающего напряжения от 50 до 1000 Гц, для ферритовых сердечников допустимо повышать частоту питающего напряжения до 2—3 кГц. Для уменьшения потерь на вихревые токи и гистерезис магнитопровод необходимо изготовлять из листовой электротехнической стали либо из материалов с постоянной магнитной проницаемостью (например, сплава 79НМ или феррита).

Погрешность ферромагнитных устройств вызывается следующими причинами: колебаниями напряжения питания, изменением индуктивности катушки, связанным с изменением магнитной проницаемости ферромагнитного материала, которое пропорционально квадрату тока в катушке. Кроме этих погрешностей в ферромагнитных устройствах возникает угловая погрешность, которая обусловлена двумя причинами: отставанием по фазе на угол θ (рис. 10.42) магнитного потока Ф неподвижных катушек от тока I_2 в них и отставанием тока I_1 в рамке на угол δ от напряжения u. Угловая погрешность равна

$$\gamma_\delta = \operatorname{tg} \varphi \sin (\delta - \theta),$$

причем угол θ достигает значений 2—3°, а угол $\delta = 0{,}5 \div 1{,}0°$. Для уменьшения угловой погрешности необходимо в цепь рамки включить дополнительную индуктивность, чтобы увеличить угол δ и сделать разность $\delta - \theta$ близкой к нулю, либо шунтировать рамку емкостью.

Выполнение указанных рекомендаций позволяет довести погрешность ферродинамических устройств до 0,5—1 %, что снижает возможности их использования в высокоточных приборных системах. Эти устройства наиболее целесообразно использовать там, где требуется создание больших вращающих моментов при значительных угловых перемещениях подвижного узла прибора.

Раздел 4

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИБОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Повышение требований к качеству функционирования механизмов приборов тесно связано с задачами снижения их виброактивности. Механизмы состоят из большого числа взаимодействующих элементов. Относительные перемещения этих элементов порождают вибрации, которые для прецизионных систем существенно усиливаются при наличии дефектов. Прежде всего это относится к подвижным соединениям, к системам, имеющим вращающиеся детали, узлам трения. Параметры вибрации, в первую очередь спектральные характеристики, могут служить информационными сигналами о внутренних ненаблюдаемых процессах. Наиболее действенными методами оценки состояния и прогнозирования его изменения во времени являются методы технической диагностики. Техническая диагностика решает задачи распознавания состояния системы, определения причин, нарушения работоспособности и снижения надежности, установления вида и места дефекта, а также прогнозирования его изменения. Сложность этих задач состоит в ограниченности информации на этапе проектирования. Это вызывает повышенные требования к выбору информационных сигналов, к теоретическому и экспериментальному обоснованию алгоритмов диагностики, учитывающих широкий диапазон режимов эксплуатации, а также вариации начальных показателей качества систем. Все эти вопросы, степень их разрешенности на этапе проектирования, определяют диагностическую приспособленность механизмов приборов.

Одним из наиболее эффективных способов исследования вибрационных процессов, качества функционирования, оценивания диагностической приспособленности является метод моделирования. При построении моделей возникают задачи, связанные с определением структуры системы, оцениванием линейности; стационарности, выбором информационных сигналов для диагностирования технического состояния. Определение параметров объекта или эвивалентной ему модели включает в себя не только оценивание их для фиксированного момента времени, но и прогнозирование их изменения. Количественное прогнозирование надежности осуществляется по ряду показателей с учетом воздействия вибрации. Для создания методов индивидуального прогнозирования наиболее приемлемым является метод моделирования, что дает возможность на стадии проектирования анализировать различный характер поведения системы в реальных условиях, применять современные методы повышения надежности, включающие применение узлов подпитки смазочного материала, специальных покрытий, исключение резонанасных режимов и т. д.

Глава 11

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ НА КАЧЕСТВО МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

11.1. Технологические погрешности — источник вибрации механических устройств

Показатели качества приборов. Качество приборов определяют по качественным и количественным характеристикам их свойств, называемым признаками и параметрами приборов. Признаки приборов характеризуют форму, цвет, способ соединения, регулирования и т. п., а также альтернативные признаки, например наличие или отсутствие дефекта, удобство или неудобство сборки и т. д. Параметры приборов дают численную характеристику их свойств, например, частота вращения 500 $с^{-1}$, погрешность измерения $\pm 0{,}01$ мм, габаритные размеры $60 \times 60 \times 80$ мм и т. д. Уровень качества приборов устанавливают сравнением значений их показателей качества с базовыми значениями. В качестве базовых могут быть рассмотрены показатели лучших реально существующих приборов, а также показатели, указанные в техническом задании или приведенные в стандартах.

Для оценки уровня качества приборов применяют следующие типовые группы показателей качества: назначения, надежности, технологичности, стандартизации, унификации, безопасности, транспортабельности, экономические, эстетические, эргономические, экологические, патентно-правовые. В точном приборостроении определяющими показателями качества являются точность и надежность. Они должны быть обеспечены в заданных условиях эксплуатации, которые характеризуются воздействием факторов окружающей среды (температуры, давления, влажности, запыленности, солнечной радиации, электромагнитного излучения и т. д.) и механическими воздействиями (ускорениями, вибрацией). Различают вынужденную и свободную вибрацию механических устройств. Вынужденная вибрация возбуждается колебаниями основания, на котором установлена механическая система, свободная (собственная) вибрация — относительным перемещением элементов системы в процессе работы. Частоты вынужденной вибрации механической системы определяются частотами вибрации основания. Частоты собственной вибрации механической системы,

возбуждаемой технологическими погрешностями элементов системы, зависят от характера погрешностей и относительной скорости перемещения элементов (см. гл. 12).

Моделирование технологических погрешностей. Для установления функциональных зависимостей между вибрацией, показателями точности, надежности и технологическими погрешностями (рис. 11.1) используют спектральные характеристики функций,

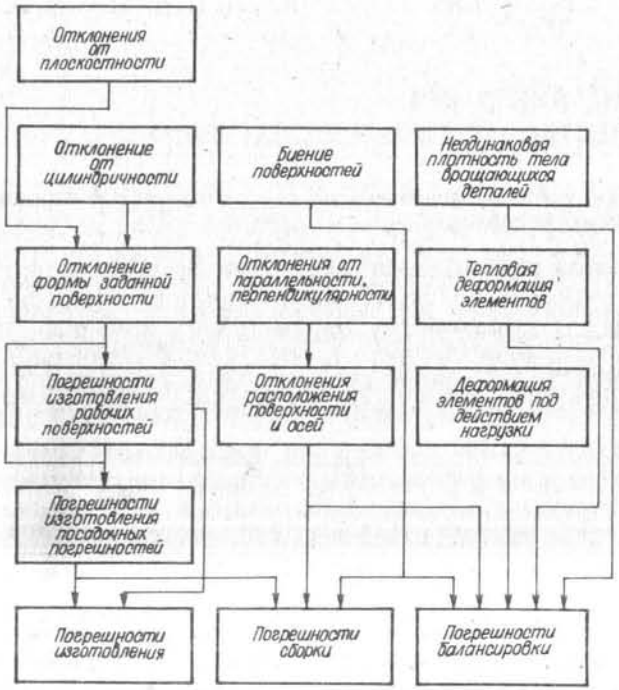


Рис. 11.1. Виды погрешностей деталей и их соединений

описывающих погрешности. Для произвольной поверхности (рис. 11.2, *а*) геометрические погрешности могут быть определены двумя параметрами: r_q — радиусом кривизны и R_q — координатой центра кривизны поверхности. Каждый из этих параметров в соответствующей системе координат характеризуется функцией, аргументами которой являются углы α'_q, ψ'_q и α_q, ψ_q, соответственно. Таким образом описываются погрешности дорожек колец шарикоподшипников, опор скольжения, зубчатых колесс, поверхностей сопряжения и т. д. Например, для подшипников качения (рис. 11.2, *б*, *в*) при практических расчетах целесообразно принять $R_q = \text{const}$, а все технологические погрешности учесть в функции

$$r_q = r_{q0} + \sum_{l=1}^{\infty} r_{ql}(\alpha_q)\cos[l\psi_q + \varphi_{ql}(\alpha_q)], \qquad (11.1)$$

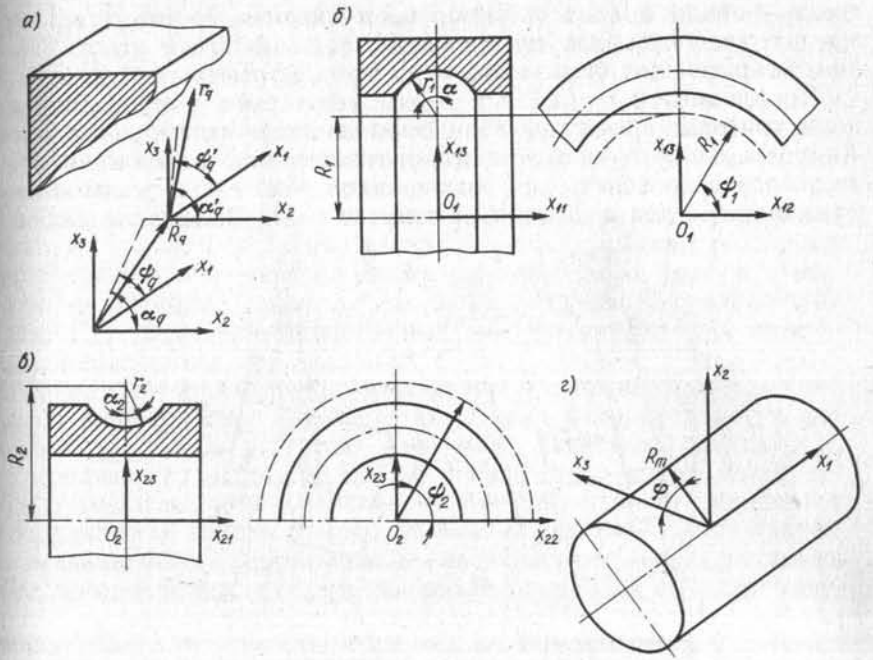


Рис. 11.2. Схемы к описанию погрешностей деталей: *а* — плоских; *б*, *в* — дорожек качения колец; *г* — цилиндрических

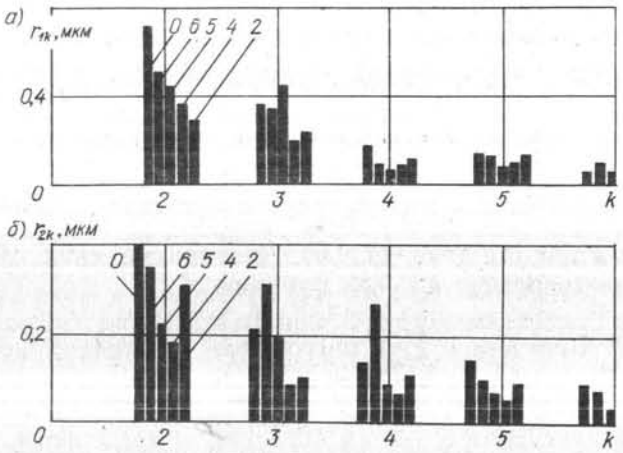


Рис. 11.3. Средневероятные спектры отклонений от круглости дорожек качения наружных (*а*) и внутренних (*б*) колец шарикоподшипников классов точности 0; 6; 5; 4 и 2

где q — номер кольца (1 — наружное, 2 — внутреннее); r_{q0} — среднее значение радиуса кривизны; φ_{ql} — фазовый угол; l — номер гармоники при разложении r_q в ряд Фурье (рис. 11.2, *а*, *б*).

Коэффициенты r_{ql} (α_q) и φ_{ql} (α_q) могут быть аппроксимированы тригонометрическим полиномом и степенными функциями. Аппроксимацию r_{ql} и φ_{ql} тригонометрическими полиномами целесообразно проводить для подшипников класса 0, а степенными функциями — для подшипников классов 6—2. Положение любой

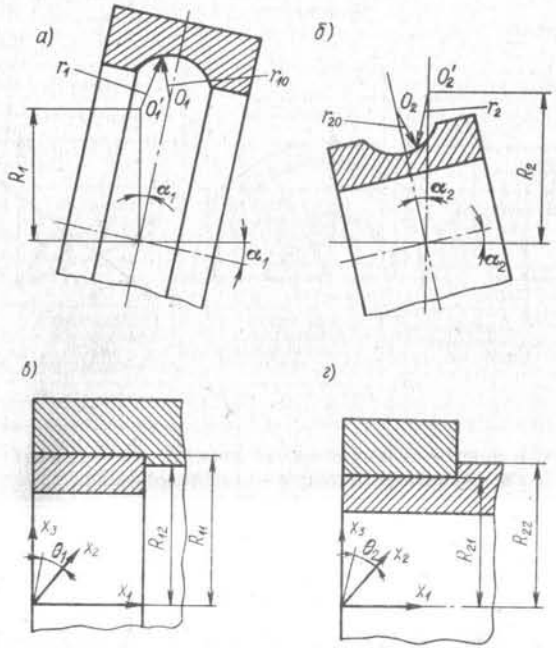


Рис. 11.4. Схемы к описанию погрешностей сборки деталей: *а*, *б* — перекосов колец подшипников; *в*, *г* — посадки колец на вал и в корпус

точки на поверхности, прилегающей к рабочей, определяют координатами R_m, x и φ (рис. 11.2, *г*). Для практических расчетов можно выразить радиус R_m как функцию x_1, φ:

$$R_m = R_{m0} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k^m (x_1) \cos [k\varphi + \varphi_x^m (x_1)],$$

где R_{m0} — средние радиусы прилегающей рабочей поверхности; a_k^m, φ_k^m — амплитуды и фазы спектрального представления R_m соответственно. Исследования показывают, что наибольшие отклонения формы имеют внутренние поверхности. Преобладающими по значению являются овальность и трехвершинная огранка. С увеличением номера гармоники спектрального представления дефектов формы амплитуда отклонений уменьшается. Зависимость коэффициентов r_{qk} от номера k можно представить в следующем виде: $r_{qk} = a \exp [-b|k - k_0|]$, где k_0 — номер преобладающей по величине амплитуды. На рис. 11.3 эти закономерности проиллюстрированы на примере отклонений формы дорожек качения наружного (r_{1k}) и внутреннего (r_{2k}) колец шарикоподшипников классов точности 0; 6; 5; 4 и 2.

Погрешности сборки рассмотрим на примере шарикоподшипниковых узлов. Отклонения расположения посадочных и опорных поверхностей шарикоподшипников от идеального, вала и отверстия в корпусе приводят к перекосу колец подшипника (рис. 11.4, *а*, *б*), при этом шарики даже в геометрически идеальных подшипниках перемещаются не по круговым, а по эллиптическим траекториям. Отклонения формы посадочных поверхностей колец шарикоподшипников, а также вала и корпуса могут для деталей приборов достигать 4—5 мкм. Значение радиуса R_{qk}, определяющего цилиндрическую поверхность сопрягаемой детали, из-за наличия технологической погрешности зависит от координаты x_1 и угла θ_q (рис. 11.4, *в*, *г*) [147, 148]. При запрессовывании между сопрягаемыми поверхностями возникает давление, которое вследствие разницы размеров деталей вызывает изменение геометрии рабочих поверхностей [116]. Функциональная связь между отклонениями формы посадочных мест и рабочих поверхностей, возникающими при посадке, рассмотрена в работах [147, 148]. Основываясь на результатах статистических исследований, параметры r_q, характеризующие технологические погрешности, можно записать в виде

$$r_q = (r_q)_0 + \mu (r_q)_1 + \mu^2 (r_q)_2 + \cdots,$$

где μ — малый параметр ($\mu < 1$); r_{q0} — преобладающая по величине составляющая погрешности. Точность балансировки подвижной части системы характеризуют значениями статического и динамического дисбалансов [99].

Моделирование возмущений. При моделировании сил и моментов, возбуждающих вибрацию, необходимо установить зависимость между амплитудой и частотой возмущающей силы и параметрами погрешности. Различают силовое и кинематическое возбуждение вибрации. В первом случае источником колебаний являются силы или моменты сил инерции элементов. Например, при вращении неуравновешенного ротора возникают периодические силы инерции:

$$F_x = m\omega^2 e \cos \omega t; \quad F_y = m\omega^2 e \sin \omega t,$$

где e — смещение центра тяжести относительно оси вращения; ω — частота вращения.

Кинематическое возбуждение передается колебательной системе через упругий элемент. Возмущающая сила по физической природе является силой упругости $P = cs \cos \omega t$, где c — же-

сткость упругого элемента, например, опоры; s, ω — амплитуда и частота периодических смещений, возникающих за счет отклонений поверхностей кинематических пар от идеальной геометрической формы.

Погрешности элементов и их соединений описывают приведенными выше рядами Фурье, соответственно и возмущающие силы (моменты) имеют вид

$$F(t) = c \sum r_k \cos(\omega_k t + \varphi_k),$$

где r_k — амплитуда погрешности k-й формы; φ_k — начальная фаза расположения погрешности.

Для конкретных элементов приборов возмущающие силы приведены в гл. 12.

11.2. Влияние вибрации на точность и надежность механических устройств

Общая тенденция машино- и приборостроения к увеличению энергетических показателей, отнесенных к единице массы конструкции, приводит к увеличению вибрации механических систем и возрастанию ее влияния на точность и надежность систем и их элементов [20, 63, 69, 66, 131]. Снижение точности механизмов и устройств приборов в условиях вибрации связано с появлением динамической погрешности, обусловленной колебаниями их элементов [9, 24, 25, 58, 79].

Динамические погрешности механизмов. Исследование динамических погрешностей выполняют с использованием динамических моделей, в которых учитывают инерционные и упруго-диссипативные свойства элементов механизмов. Обычно используют модели с сосредоточенными параметрами и представляют механизмы колебательными системами с сосредоточенными массами (массовыми моментами инерции) и безмассовыми упругими элементами. Движение механизмов описывают дифференциальными уравнениями, составленными, например, методом Лагранжа [9, 79]. При исследовании рассматривают упругую податливость звеньев и элементов кинематических пар механизмов. Например, в колебательной модели кулачкового механизма (рис. 11.5, *а*, *б*) учитывают массу толкателя $m_т$ и жесткость c толкателя или высшей кинематической пары «кулачок-толкатель» [79]. В зубчатых механизмах (рис. 11.5, *в*—*д*) принимают во внимание инерционные свойства ротора двигателя J_0, зубчатых колес J_i ($J_{1,2}$), нагрузки $J_н$, жесткости валов c_j (c_1, c_2) и зацеплений зубчатых колес ($c_{1,2}$).

Динамическую погрешность характеризуют двумя ее составляющими, определяющими соответственно периодическое и постоянное отклонения выходного звена механизма или устройства относительно номинального положения. Периодическую составляющую динамической погрешности описывают выражениями вида

для кулачкового механизма (рис. 11.5, *а*, *б*) [79] —

$$\Delta x_1 = e \frac{(\omega_к/\omega_0)^2}{1-(\omega_к/\omega_0)^2}(1-\cos\omega_к t); \qquad (11.2)$$

$$\Delta x_2 = \frac{1}{c}\sum_{i=1}^{n}\{F_i(t)/[1-(\omega_i/\omega_0)^2]\},\ \omega_0 = \sqrt{c/m_т}, \qquad (11.3)$$

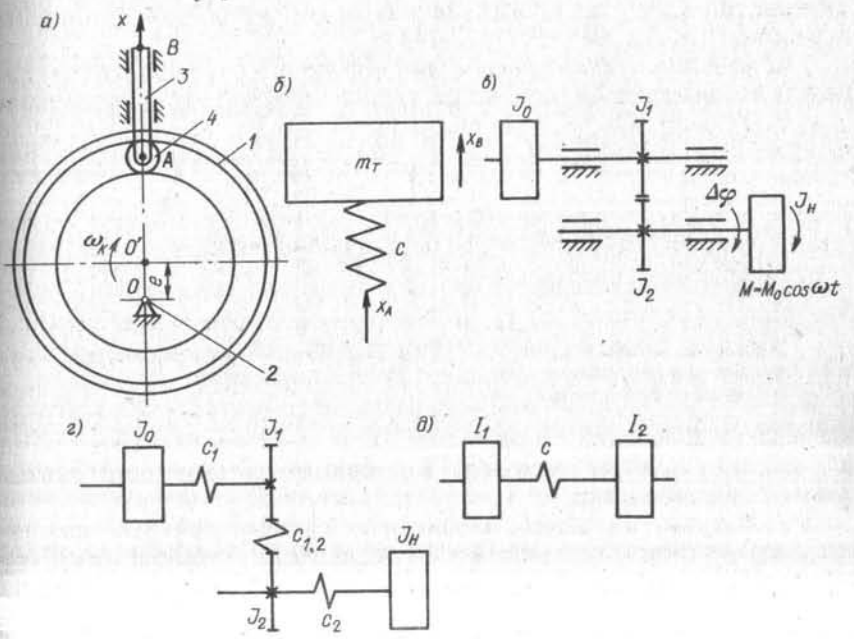


Рис. 11.5. Динамические модели механизмов: *а*, *б* — кинематическая и расчетная схемы кулачкового механизма; *в*—*д* — кинематическая и расчетные схемы зубчатого механизма соответственно

для зубчатого механизма (рис. 11.,5, *в*), моделируемого схемой, приведенной на рис. 11.5, *д* [79]

$$\Delta\varphi(t) = \frac{M_0\cos\omega t}{(I_1+I_2)\,\omega^2\left(1-\omega^2/\lambda_0^2\right)},\quad \lambda_0 = \sqrt{\frac{c}{I_1 I_2/(I_1+I_2)}}, \qquad (11.4)$$

где Δx_1 — погрешность идеального механизма; Δx_2, $F_i(t)$ — погрешность и возмущающие силы, обусловленные погрешностями изготовления элементов; e — эксцентриситет кулачка; $\omega_к$ — частота вращения кулачка; ω_0 — частота собственных колебаний толкателя; ω_i — частота изменения силы F_i; t — время; M — момент, изменяющийся с частотой ω; λ_0 — собственная частота зубчатого механизма.

Периодическая составляющая динамической погрешности изменяется с частотой внешнего возмущения ($\omega_к$, ω_i, ω) и значительно

возрастает при резонансных режимах ($\omega_к = \omega_0$, $\omega_i = \omega_0$, $\omega = \lambda_0$). Для снижения динамической погрешности необходимо в первую очередь исключить резонансные явления таким выбором инерционных и упругих свойств элементов, при котором выполняется следующее соотношение между частотой внешнего возмущения ω и собственной частотой ω_0: $0{,}8 \leqslant \omega/\omega_0 \leqslant 1{,}2$. Общие вопросы оптимизации спектра собственных частот и примеры оптимизации для различных механических устройств приведены в работах [3, 58, 63, 89, 147, 148].

Постоянная составляющая динамической погрешности механизма возникает в случае, когда выходная координата механизма

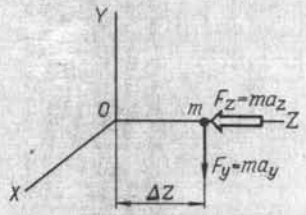


Рис. 11.6. Схема к расчету постоянной динамической погрешности

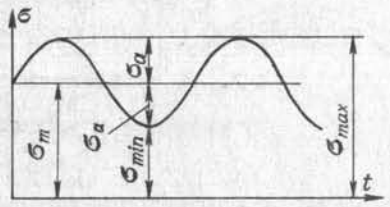


Рис. 11.7. Параметры циклических напряжений

зависит от колебаний относительно двух-трех координатных осей и упругие свойства элементов в направлении этих осей оказываются различными.

Рассмотрим, например, подвижную систему прибора, вращающуюся относительно оси OX (рис. 11.6.). Предположим, что жесткость системы в направлении оси OZ (c_z) значительно меньше ее жесткости в направлении оси OY (c_y), т. е. $c_z \ll c_y$. Тогда при действии ускорений в направлении этих осей $a_y = a_{y0} \cos \omega t$ и $a_z = a_{z0} \cos \omega t$ возникнут силы инерции $F_z = -ma_{z0} \cos \omega t$ и $F_y = -ma_{y0} \cos \omega t$, где m — масса подвижной системы; a_{y0}, a_{z0}, ω — амплитуда и частота изменения ускорений. Под действием сил инерции появятся упругие перемещения Δz и Δy, но так как $c_y \gg c_z$, смещением Δy можно пренебречь. В результате на подвижную систему относительно оси OX будет действовать момент

$$M_x = F_y \Delta z = F_y F_z / c_z = m a_{z0} a_{y0} \cos^2 \omega t / c_z = 0{,}5 M_* (1 - \cos 2\omega t),$$

где $M_* = m^2 a_{z0} a_{y0} / c_z$.

Постоянная составляющая этого момента $M_0 = 0{,}5 M_*$ вызовет уход или систематическое отклонение подвижной системы прибора относительно оси OX. Снижение этой составляющей погрешности получают за счет уменьшения амплитуд ускорений a_{y0}, a_{z0} и применения равножестких конструкций, для которых $c_x \approx c_y \approx c_z$.

Прочность элементов в условиях вибрации. Снижение надежности механических устройств при вибрации объясняется дополнительным нагружением их элементов динамическими силами и моментами и изменением характера разрушения деталей — их усталостным повреждением. Наиболее опасным является резонансный режим, при котором частота вибрации совпадает с частотой собственных колебаний механической системы (элемента системы). Увеличение напряжений при вибрации учитывают коэффициентом динамичности $k_{дин}$ [20]: $\sigma_{дин} = k_{дин} \sigma_{ст}$, где $\sigma_{ст}$, $\sigma_{дин}$ — статическое и динамическое напряжения, вызванные нагрузкой в случае статического ее приложения $P_{ст} = P$ и изменения во времени (например, по гармоническому закону) $P = P \cos \omega t$. В простейшем случае колебаний по одной координате (например, при изгибе упругого элемента силой $P = P_0 \cos \omega t$) коэффициент динамичности определяется выражением [18, 114]

$$k_{дин} = 1/\sqrt{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + 4\xi^2 (\omega/\omega_0)^2},$$

где ω — частота изменения силы $P(t)$ (частота вибрации); ω_0 — собственная частота; ξ — коэффициент относительного демпфирования (определяется обычно экспериментально).

Особенности расчета элементов конструкции по критерию усталостного разрушения рассмотрены в работах [20, 66]. Ресурс деталей при циклических напряжениях, обусловленных вибрацией, зависит от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Влияние их на прочность учитывают расчетным коэффициентом запаса прочности n, который сравнивают с допускаемым значением коэффициента запаса $[n]$. При осевом растяжении-сжатии или изгибе детали определяют коэффициент запаса по нормальным напряжениям n_σ, при кручении — по касательным напряжениям n_τ, при сложном сопротивлении — коэффициент $n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}$.

При симметричном цикле напряжений $n_\sigma = \sigma_{-1д}/\sigma_a$; $n_\tau = \tau_{-1д}/\tau_a$, где $\sigma_{-1д}$, $\tau_{-1д}$ — пределы выносливости детали; σ_a, τ_a — амплитуды напряжений (рис. 11.7), определяемые в зависимости от вида деформированного состояния (например, по формулам $\sigma_a = M_и/W$, $\tau_a = M_{кр}/W_p$ при изгибе и кручении, где $M_и$, $M_{кр}$ — изгибающий и крутящий моменты; W, W_p — осевой и полярный моменты сопротивления сечения. Пределы выносливости детали определяют с учетом свойств материала, конструкции детали и технологии ее изготовления:

$$\sigma_{-1д} = \sigma_{-1}/K_{\sigma д}, \quad \tau_{-1д} = \tau_{-1}/K_{\tau д},$$

где σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости гладкого лабораторного образца при симметричном цикле напряжений ($\sigma_m = 0$); $K_{\sigma д}$, $K_{\tau д}$ — коэффициенты, характеризующие снижение предела выносливости детали вследствие отличия ее размеров, геометрической формы и состояния поверхности от соответствующих пара-

11.1. Значения коэффициента влияния поверхностного упрочнения K_v для стального образца

Вид обработки	Значения K_v для образцов с диаметром d, мм	
	7—20	30—40
Поверхностная закалка токами высокой частоты; (глубина закаленного слоя 0,9—1,5 мм; вид нагружения — изгиб с вращением)	1,3—1,6 / 1,6—2,8	1,2—1,5 / 1,5—2,5
Химико-термическая обработка:		
азотирование на глубину 0,1—0,4 мм (твердость поверхностного слоя HB 730—970)	1,15—1,25 / 1,90—3,00	1,10—1,15 / 1,20—2,00
цементация на глубину 0,2—0,6 мм	1,2—2,1 / 1,5—2,5	1,1—1,5 / 1,2—2,0
цианирование на глубину 0,2 мм	1,8	—
Поверхностный наклеп:		
обкатка роликами	1,20—1,40 / 1,50—2,20	1,1—1,25 / 1,3—1,80
обдувка дробью	1,10—1,30 / 1,40—2,50	1,10—1,20 / 1,10—1,50

Примечание. В числителе даны значения K_v для образцов без концентрации напряжений, в знаменателе — при наличии концентрации напряжений.

метров лабораторного образца. Коэффициенты $K_{\sigma д}$ и $K_{\tau д}$ вычисляют в соответствии с выражениями (ГОСТ 25.504—82):

$$K_{\sigma д} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right)\frac{1}{K_v}; \quad K_{\tau д} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1\right)\frac{1}{K_v}.$$

Здесь $K_{F\sigma}$ — коэффициент влияния шероховатости поверхности,

$$K_{F\sigma} = \begin{cases} 1 - 0{,}22 \lg R_z [\lg(\sigma_в/20) - 1], & R_z \geqslant 1 \text{ мкм}; \\ 1, & R_z < 1 \text{ мкм}; \end{cases}$$

$$K_{F\tau} = 0{,}575 K_{F\sigma} + 0{,}425,$$

где R_z — параметр шероховатости; $\sigma_в$ — предел прочности, МПа; K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 11.1); K_σ, K_τ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ — коэффициенты влияния масштабного фактора (отличие размеров поперечного сечения детали и лабораторного образца). Характер изменения коэффициентов в зависимости от различных параметров показан на рис. 11.8 и в табл. 11.2.

Коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ в местах изменения очертаний детали, согласно ГОСТ 25.504—82, вычисляют по формулам:

$$K_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{n_*}; \quad K_\tau = \frac{\alpha_\tau}{n_*}; \quad n_* = 1 + \sqrt{\bar{G}} \cdot 10^{-(0{,}33 + \sigma_т/712)},$$

где α_σ, α_τ — теоретические коэффициенты концентрации напряжений, $\alpha_\sigma = \sigma_{max}/\sigma_н$; $\alpha_\tau = \tau_{max}/\tau_н$; σ_{max}, τ_{max} — наибольшие местные напряжения; $\sigma_н\tau_н$ — номинальные напряжения, определяемые для случая статического нагружения; $\bar{G}$ — относительный градиент напряжений (табл. 11.3); $\sigma_т$ — предел текучести материала, МПа.

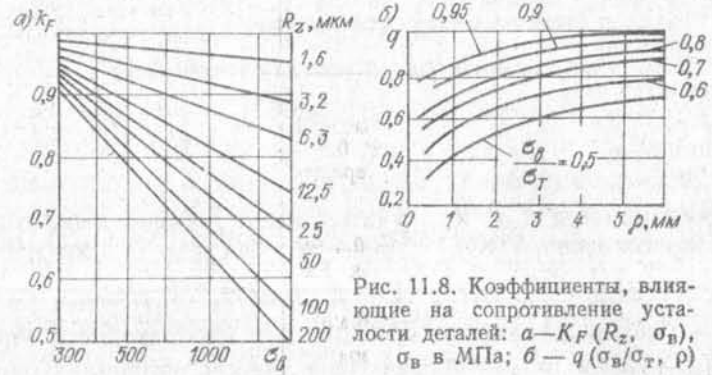


Рис. 11.8. Коэффициенты, влияющие на сопротивление усталости деталей: $а$ — $K_F(R_z, \sigma_в)$, $\sigma_в$ в МПа; $б$ — $q(\sigma_в/\sigma_т, \rho)$

При приближенных расчетах используют формулы [66]:

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1);$$
$$K_\tau = 1 + q(\alpha_\tau - 1),$$

где q — коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений ($0 \leqslant q \leqslant 1$). Для стали зависимость q от радиуса кривизны ρ контура и отношения предела текучести $\sigma_т$ к пределу прочности $\sigma_в$ материала приведены на рис. 11.8, $б$. Ниже приведены теоретические значения коэффициента концентрации α в зависимости от вида деформации и фактора концентрации напряжений.

11.2. Значения коэффициента влияния поверхностного упрочнения $K_{F\sigma}$ для алюминиевых деформируемых сплавов

Окончательная обработка	Параметр шероховатости R_z, мкм	Значения $K_{F\sigma}$
Полирование	0,5—1,0	1,00
Шлифование	1,5—2,0	0,96—0,98
Чистовое точение	4,0—10,0	0,87—0,94
Точение	10,0—15,0	0,84—0,88

Изгиб и растяжение

Полукруглая выточка на валу с отношением радиуса выточки к диаметру вала:

0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1

Галтель с отношением радиуса полной галтели к высоте сечения (диаметру вала):

0,0625	1,75
0,125	1,50
0,25	1,20
0,5	1,10

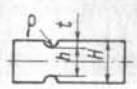
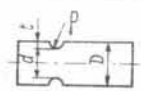
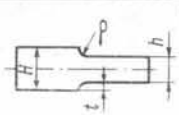
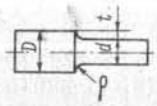
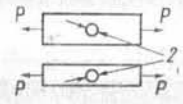
Переход под прямым углом	2,0
Острая V-образная выточка	3,0
Резьба метрическая	2,5
Отверстия при отношении диаметра отверстия к поперечному размеру сечения от 0,1 до 0,33	2,0
Риски от резца на поверхности изделия	1,2—1,4
Кручение	
Галтель при отношении радиуса галтели к наименьшему диаметру вала	
0,02	1,8
0,10	1,2
0,20	1,1
Шпоночные канавки	1,6—2,0

Коэффициенты $K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$, учитывающие влияние масштабного фактора, согласно ГОСТ 25.504—82, для $d \leqslant 150$ мм равны

$$K_{d\sigma} = K_{d\tau} = 1 - (1 - \sigma^{p}_{-1}/\sigma_{-1}) \cdot 0{,}77 \lg (d/d_0),$$

где d — размер детали, мм; d_0 — диаметр лабораторного образца, $d_0 = 7{,}5 \div 15$ мм; σ^{p}_{-1} — предел выносливости материала при растяжении-сжатии; при отсутствии экспериментальных данных от-

11.3. Формулы для расчета градиентов напряжения $\bar{G}$

Эскиз детали	Соотношение размеров	Формулы для расчета при		
		изгибе	растяжении-сжатии	кручении
	$H/h \geqslant 1{,}5$ $H/h < 1{,}5$	$2\,(1/\rho + 1/h)$ $2\,(1+\varphi)/\rho + 2/h$	$2/\rho$ $2\,(1+\varphi)/\rho$	— —
	$D/d \geqslant 1{,}5$ $D/d < 1{,}5$	$2\,(1/\rho + 1/d)$ $2\,(1+\varphi)/\rho + 2/d$	$2/\rho$ $2\,(1+\varphi)/\rho$	$1/\rho + 2/d$ $1/\rho + 2/d$
	$H/h \geqslant 1{,}5$ $H/h < 1{,}5$	$2{,}3/\rho + 2/h$ $2{,}3\,(1+\varphi)/\rho + 2/h$	$2{,}3/\rho$ $2{,}3\,(1+\varphi)/\rho$	— —
	$D/d \geqslant 1{,}5$ $D/d < 1{,}5$	$2{,}3/\rho + 2/d$ $2{,}3\,(1+\varphi)/\rho + 2/d$	$2{,}3/\rho$ $2{,}3\,(1+\varphi)/\rho$	$1{,}15/p + 2/d$ $1{,}15/\rho + 2/d$
	—	—	$2{,}3/\rho$	—

Примечание. $\varphi = 1/[4\sqrt{t/\rho} + 2]$.

ношение $\sigma^{p}_{-1}/\sigma_{-1}$ для гладких лабораторных образцов принимают равным 0,8. Для $d > 150$ мм $K_{d\sigma} = K_{d\tau} = \sigma_{-1д}/\sigma_{-1}$.

При асимметричном цикле напряжений (рис. 11.7, $\sigma_m \neq 0$)

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_{a\ экв};$$

$$n_\tau = \tau_{-1}/\tau_{a\ экв};$$

$$\sigma_{a\ экв} = K_{\sigma д}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m; \quad \tau_{a\ экв} = K_{\tau д}\tau_a + \psi_\tau \tau_m,$$

где $\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0$; $\psi_\tau = (2\tau_{-1} - \tau_0)/\tau_0$ — коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений; σ_0, τ_0, σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости при отнулевом ($\sigma_m = \sigma_a$) и симметричном ($\sigma_m = 0$) циклах, для стали $\psi_\sigma = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4}\sigma_в \approx \approx 0{,}06 \div 0{,}3$; $\psi_\tau \approx 0{,}5\psi_\sigma \approx 0{,}04 \div 0{,}14$ ($\sigma_в$ в МПа).

Кроме расчета на сопротивление усталости, проводят проверку условия статической прочности:

для пластичных материалов

$$n_\tau = \sigma_т/(\sigma_a + \sigma_m) \geqslant [n_т]; \quad n_\tau = \tau_т/(\tau_a + \tau_m) \geqslant [n_т];$$

для хрупких материалов —

$$n_в = \sigma_в/(\sigma_a + \sigma_m) \geqslant [n_в]; \quad n_в = \tau_в/(\tau_a + \tau_m) \geqslant [n_в].$$

Допускаемые значения коэффициента запаса в приборостроении в большинстве случаев рекомендуется принимать равными 1,5—2,5.

11.3. Основные направления снижения вибрации

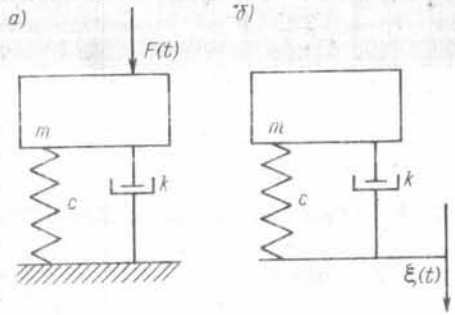


Рис. 11.9. Схема амортизатора при силовом (*а*) и кинематическом (*б*) возбуждении колебаний

Существуют следующие основные направления снижения вибрации механических систем: уменьшение уровня внешних возмущений с помощью виброзащитных устройств; изменение их инерционных, упругих и диссипативных свойств в целях ограничения или минимизации уровня (амплитуды) вибрации и динамической погрешности; совершенствование технологии изготовления; применение конструкций, обеспечивающих стабильность положения центра масс.

Виброзащитные устройства. К таким устройствам относят демпферы, динамические гасители и виброизоляторы-амортизаторы. Эффективность виброизоляции оценивают безразмерными коэффициентами виброизоляции k_R и динамичности k_x и k'_x, которые определяют по формулам [30, 131, 136, 142]:

при кинематическом возбуждении вибрации $\eta = \eta_0 \cos \omega t$ (рис. 11.9, *б*)

$$k_R = \frac{a}{\eta_0 \omega^2} = \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2 \nu^2}{(1 - \nu^2)^2 + 4\nu^2 \xi^2}},$$

$$k'_x = \frac{x_0}{\eta_0} = \frac{\nu^2}{\sqrt{(1 - \nu^2)^2 + 4\nu^2 \xi^2}},$$

при силовом возбуждении вибрации $F = F_0 \cos \omega t$ (рис. 11.9, *а*)

$$\left.\begin{aligned} k_R &= \frac{R_0}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2 \nu^2}{(1 - \nu^2)^2 + 4\nu^2 \xi^2}}; \\ k'_x &= \frac{c x_0}{F_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \nu^2)^2 + 4\nu^2 \xi^2}}, \end{aligned}\right\} \qquad (11.5)$$

где a, x_0 — амплитуды виброускорения и виброперемещения амортизируемого устройства относительно неподвижного основания; F_0, R_0 — амплитуды вынуждающей силы и реакции; ω — частота колебаний основания и изменения вынуждающей силы F;

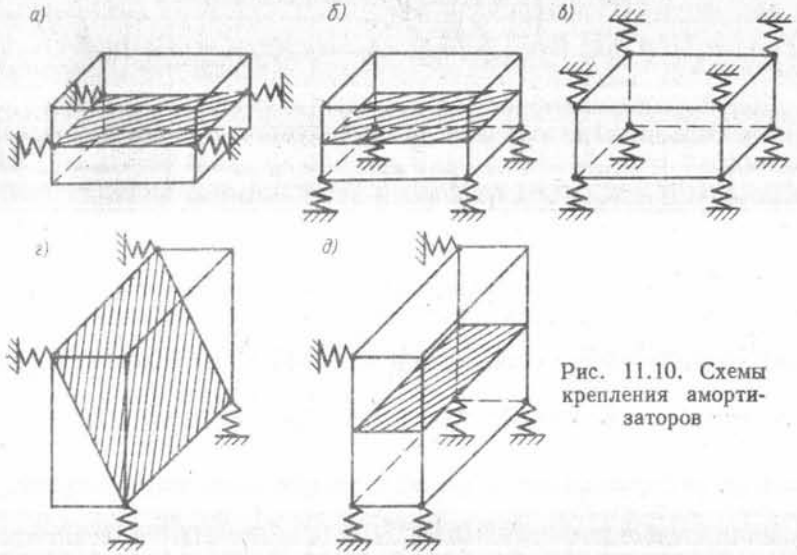


Рис. 11.10. Схемы крепления амортизаторов

$\nu = \omega/\omega_0$; ω_0 — собственная частота, в простейшем случае (рис. 11.9, *а*, *б*) $\omega_0 = \sqrt{c/m}$, с — коэффициент жесткости амортизатора; m — амортизируемая масса; ξ — коэффициент относительного демпфирования.

Виброзащитное устройство эффективно, если $k_R < 1$, $k'_x < 1$ и $k_x < 1$. По критерию k_R виброзащита эффективна при любых значениях ξ, если $\upsilon \geqslant \sqrt{2}$; по критерию k_x — в диапазоне $0 < \upsilon < \infty$; если $\xi > 1/\sqrt{2}$ — при $\upsilon > \sqrt{2}$ при любых значениях ξ; при $\xi < 1/\sqrt{2}$ в диапазоне $\nu > \sqrt{2(1 - 2\xi^2)}$; по критерию k'_x — в диапазоне $0 < \nu < \infty$ при $\xi > 1/\sqrt{2}$, в диапазоне $0 < \nu < 1\Big/\sqrt{\sqrt{2}(1 - 2\xi^2)}$ при $\xi = 1/\sqrt{2}$. На практике амортизаторы обычно применяют при соотношении частот $\nu = \omega/\omega_0 = 2 \div 5$.

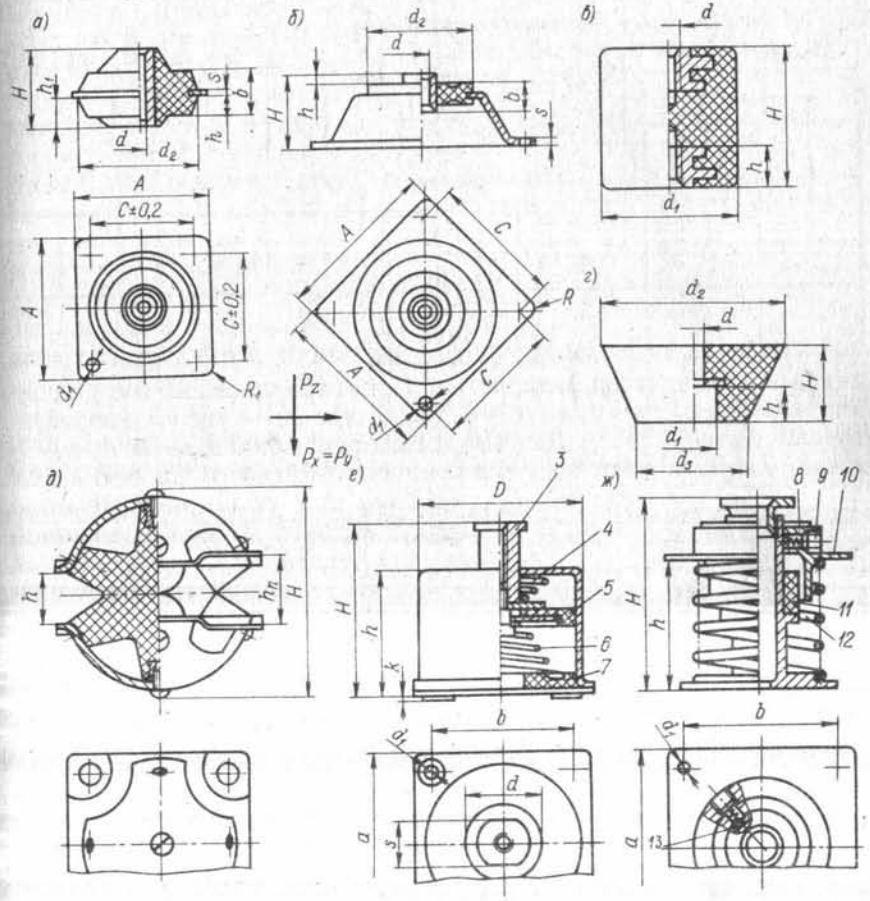


Рис. 11.11. Типовые конструкции амортизаторов

Параметры амортизаторов определяют исходя из заданной амортизируемой массы m, частоты вибрации ω, амплитуды виброперемещения η_0 (виброускорения $a = \eta_0 \omega^2$) или возбуждающей силы F_0, наибольшей нагрузки P_{max} и требуемого значения коэффициента k эффективности виброизоляции. Расчет параметров в простейшем случае (рис. 11.9, *а*, *б*) выполняют в следующей последовательности: по формулам (11.5) вычисляют значение $\nu^* = \omega/\omega_0$, при котором обеспечивается требуемое значение k, определяют собственную частоту ω_0, коэффициент жесткости уст-

11.4. Номинальные нагрузки P_0 и размеры амортизаторов типов АП и АЧ

Обозначение	P_0, Н	Размеры, мм									
		A	C	H	h	h_1	d	d_1	d_2	b	s
Пластинчатые (рис. 11.11, *а*)											
АП-2-4,5—АП-2-54	4,5; 9,0; 13,5; 18; 22,5; 27; 36; 54	45	35	16	4,5	6,0	6,2	4,8	38	9,5	1,2
АП-3-67,5—АП-3-157	67,5; 90; 112;157	57	45	25	4,5	10,5	10,2	6	50	18	1,5
Чашечные (рис. 11.11, *б*)											
АЧ-2-4,5—АЧ-2-54	4,5; 9,0; 13,5; 18; 22,5; 27; 36; 54	60	50	29,5	4,5	—	6,2	4,8	38	3,5	0,8

ройства $c_* = \omega_0^2/m$, коэффициент жесткости c и нагрузку p на каждый амортизатор устройства. При параллельном соединении амортизаторов $c = c_*/n$, $P = P_{max}/n$, где n — число амортизаторов (обычно $n \geqslant 3$). Для амортизаторов, применяемых при действии ударных нагрузок, коэффициент жесткости рассчитывают так, чтобы перемещение η_{max} прибора при ударе не превысило первоначального зазора H между подвижной и неподвижной деталями амортизатора. Обычно принимают $\eta_{max} = 0{,}5 \div 0{,}6\ H$ и $c \geqslant P_{max}/\eta_{max} = ma_{max}/(0{,}5 \div 0{,}6)\ H$. Способность противостоять ударам возрастает при увеличении жесткости амортизатора, но при этом снижается его эффективность при вибрации. В связи с этим в системах виброизоляции устанавливают амортизаторы, предохраняющие прибор отдельно от воздействия вибрации и ударов. Для бортового авиационного оборудования разработана классификация амортизаторов по условиям применения и указаны нормы механических воздействий для каждого типа (см. далее табл. 11.9).

Прикладная теория систем виброизоляции, методы их расчета, рекомендации и примеры выбора амортизаторов даны в работах [32, 110, 131, 136].

Амортизаторы выбирают в зависимости от действующей на них нагрузки, которую вычисляют с учетом нагрузки на прибор и числа амортизаторов. Схему расположения амортизаторов выбирают в зависимости от формы амортизируемого прибора, положения его центра масс (рис. 11.10, *а—д*). Рациональным считают расположение, при котором обеспечивается равномерная нагрузка на амортизаторы (рис. 11.10, *а—д*), и центр масс объекта находится в плоскости крепления амортизаторов (рис. 11.10, *а, в*) или совпадает с центром жесткости (рис. 11.10, *а, г*). Для придания большей устойчивости прибору амортизаторы устанавливают в различных плоскостях (рис. 11.10, *г, д*). Типовые конструкции

амортизаторов, применяемых в приборостроении, показаны на рис. 11.11, *а—ж*, параметры их приведены далее в таблицах.

Наибольшее распространение в приборостроении получили пластинчатые (рис. 11.11, *а*), а также чашечные (рис. 11.11, *б*) амортизаторы (табл. 11.4), состоящие из упругого резинового элемента стальной арматуры и имеющие собственные частоты колебаний 15—20 Гц в вертикальном и 30—35 Гц в горизонтальном направлениях. Их рекомендуется применять при амплитудах вибрации до 0,5 мм и частотах выше 25—28 Гц для виброизоляции в вертикальном и горизонтальном направлениях.

11.5. Параметры амортизаторов АН типа «Ножка» (рис. 11.11, *в*)

Тип амортизатора	Номинальная нагрузка P_0, Н	Размеры, мм			
		d	d_1	H	h
АН-6	60	М5	20	30	9
АН-10	100	М5	20	30	9
АН-15	150	М8	30	30	9
АН-30	300	М8	30	30	9
АН-50	500	М10	40	40	12

Амортизаторы типа АН, АО (рис. 11.11, *в, г*, табл. 11.5, 11.6) используют чаще для виброизоляции в горизонтальном направлении, но они работоспособны и в вертикальном направлении (на сжатие). Собственные частоты нагруженных амортизаторов составляют 10—13 Гц в вертикальном и 6—7 Гц — в горизонтальном направлении. Применяются при амплитуде вибрации, меньшей 0,5 мм и частотах более 15 Гц в нормальных условиях и частотах выше 35—40 Гц при низких температурах (около — 50 °С). Универсальные рожковые амортизаторы АУ (рис. 11.11, *д*, табл. 11.7) снижают воздействие вибрации, действующей на прибор под любым углом к плоскости установки прибора. Собственные частоты амортизаторов в любом направлении при нормальных условиях практически одинаковы и равны 11—12 Гц. Они эффективны при частотах вибрации более 15 Гц при амплитуде до 1 мм. Амортизаторы с фрикционным демпфированием (рис. 11.11, *е*, табл. 11.8) содержат две пружины различной жесткости *4* и *6*, рассчитанные на виброизоляцию, и специальную упругую шайбу *7*

11.6. Параметры амортизаторов опорных типа АО (рис. 11.11, *г*)

Тип	Номинальная нагрузка P_0, Н	Размеры, мм						
		H	h	d	d_1	d_2	d_3	R
АО-10	100	9	5	3,5	7	14	12	1,5
АО-40	400	13	7,5	4,8	9	28	24	2
АО-30	300	18	11	6	11	32	24	2
АО-60	600	25	12	7	13	60	36	5

11.7. Параметры рожковых амортизаторов (рис. 11.11, *д*)

Номер амортизатора	Номинальная нагрузка P_0, Н			Статическое разрывное усилие, Н, не менее	Размеры, мм		
	при растяжении	при сжатии	при сдвиге		H	h	h_1
1	20	30	20	100	31,2	6	11
2	50	70	40	250	41,2	10	16
3	80	100	60	400	51,6	14	20

11.8. Параметры амортизаторов с фрикционным демпфированием (рис. 11.11, *е*)

Номер амортизатора	Размеры, мм									Резьба		Нагрузка на один амортизатор, 10Н		
	a	b	s	D	d_1	d	H	h	k	d	Глубина	минимальная	средняя	максимальная
1	38	29	11	33	3,5	14	43	28,6	1	4	10	0,2	0,25	0,3
2	44	35	11	40	3,5	14	45	30	1	4	10	0,3	0,4	0,5
3	44	35	14	40	3,5	14	45	30	1	4	10	0,5	0,62	0,75
4	52	41	14	47,5	4,5	18	50	33,2	1	5	10	0,75	1,0	1,25
5	52	41	17	47,5	4,5	18	50	33,2	1	5	10	1,25	1,62	2,0
6	59	47	17	55	5,5	20	55	36,7	1	6	12	2,0	2,5	3,0
7	59	47	17	55	5,5	20	55	36,7	1	6	12	3,0	4,0	5,0
8	67	53	17	61,5	5,5	22	61	41	1	8	12	5,0	7,5	10,0
9	67	53	17	61,5	5,5	22	61	41	1	8	12	10,5	15,0	20,0

Примечание. b — межцентровое расстояние для крепежных отверстий.

для ограничения хода стержня *3* при ударах. Эффект демпфирования достигается за счет трения диафрагмы *5*, изготовленной из специальной пластмассы, о стенки корпуса (в вертикальном направлении) и стальных шайб о горизонтальную поверхность диафрагмы (в горизонтальной плоскости). Амортизаторы обеспечивают защиту приборов от воздействия вибрации любого направления в диапазоне частот, характерных для бортового оборудования, от 5 до 2500 Гц (табл. 11.9) с ускорением до 10*g* при амплитуде вибрации не более 1 мм, а также от ударов. Собственные частоты составляют 13—17 Гц в вертикальном и 24—26 Гц — в горизонтальном направлениях. Амортизаторы других типов рассмотрены в работах [139, 32, 110, 131, 136].

В амортизаторе (рис. 11.11, *ж*) демпфирование осуществляется за счет трения сухарей *13*, расположенных в верхнем стакане *10* и прижимающихся к корпусу пружинами *8* винтами *9*. Для гашения нагрузок предусмотрены резиновая втулка *11* и пружина *12*.

Амортизаторы могут быть закреплены непосредственно на корпусе прибора (рис. 11.12, *а—в*) или на специальном кронштейне, к которому крепится прибор. Типовые конструкции кронштейнов показаны на рис. 11.12, *г—е*. В конструкции (рис. 11.12,*г*) кронштейн *2* крепится к прибору *3* винтами *1*. Для крепления кронштейна *2* на подвижном основании предусмотрены упругие элементы *4*. В конструкции (рис. 11.12, *д*) амортизируемый прибор устанавливают в разрезное кольцо *5*, которое затем стягивается винтами *6*. Кольцо установлено на фланце с помощью четырех амортизаторов *8*. На объекте кронштейн крепится за фланец *7* с помощью винтов, устанавливаемых в отверстиях. Отличие конструкции (рис. 11.12, *е*) от конструкции (рис. 11.12, *д*) состоит в том, что прибор крепится к кронштейну с помощью двух бандажных лент *9*. Изменено также положение плоскости крепления амортизаторов по отношению к продольной оси симметрии прибора.

11.9. Параметры амортизаторов бортового оборудования (ГОСТ 21467—81*)

Параметр	Норма для амортизаторов типов						
	1	2	3	4	5	6	7
Синусоидальная вибрация на входе амортизатора по осям							
a, м·с$^{-2}$	98,1	98,1	294	—	—	—	2
s, мм	1,25	2,5	5	—	—	—	2,5
f_{min} — f_{max}, Гц	5—2000	—	—	—	—	—	5—500
Случайная вибрация по осям							
σ_a, м·с$^{-2}$	—	—	—	226	226	117	—
f, Гц	—	—	—	1—2000	1—2000	1—2000	—
Удар многократного действия в направлении оси симметрии							
a_{max}, м·с$^{-2}$	78	78	47	59	294	343	59
τ_{max}, мс	20	20	15	5—10	5—10	5—10	20
Виброудар многократного действия по осям							
a, м·с$^{-2}$	—	—	—	59	294	По ТЗ	—
τ_0, мс	—	—	—	20	20	По ТЗ	—
Линейное ускорение по осям							
a, м·с$^{-2}$	98,1	147	147	По ТЗ		196	98,1

Примечания. 1. В таблице обозначено: a — амплитуда ускорения; σ_a — среднее квадратическое значение ускорения; s — виброперемещение; a_{max} — пиковое ударное ускорение; τ_{max} — длительность действия ускорения a_{max}; τ_0 — время достижения максимального значения амортизации; f_{min}—f_{max} диапазон частот вибрации. 2. Обозначения и направления координатных осей по ГОСТ 20058—80. 3. Пиковые ударные ускорения по осям X и Y составляют 70 % от значения ускорения по оси Z для амортизаторов типов 1—3 и 7, и 80 % — для типов 4—6. 4. Исполнение 1 — амортизаторы цельнометаллические, исполнение 2 — резинометаллические. 5. В зоне резонанса максимальный коэффициент динамичности $k_{дин}$ для амортизаторов исполнения 1 равен 4, исполнения 2 $k_{дин} = 5$.

Конструктивные и технологические мероприятия по снижению влияния вибрации. Они направлены на устранение причин динамических погрешностей механических систем, снижение погрешностей, возбуждающих собственную вибрацию, и совершенствова-

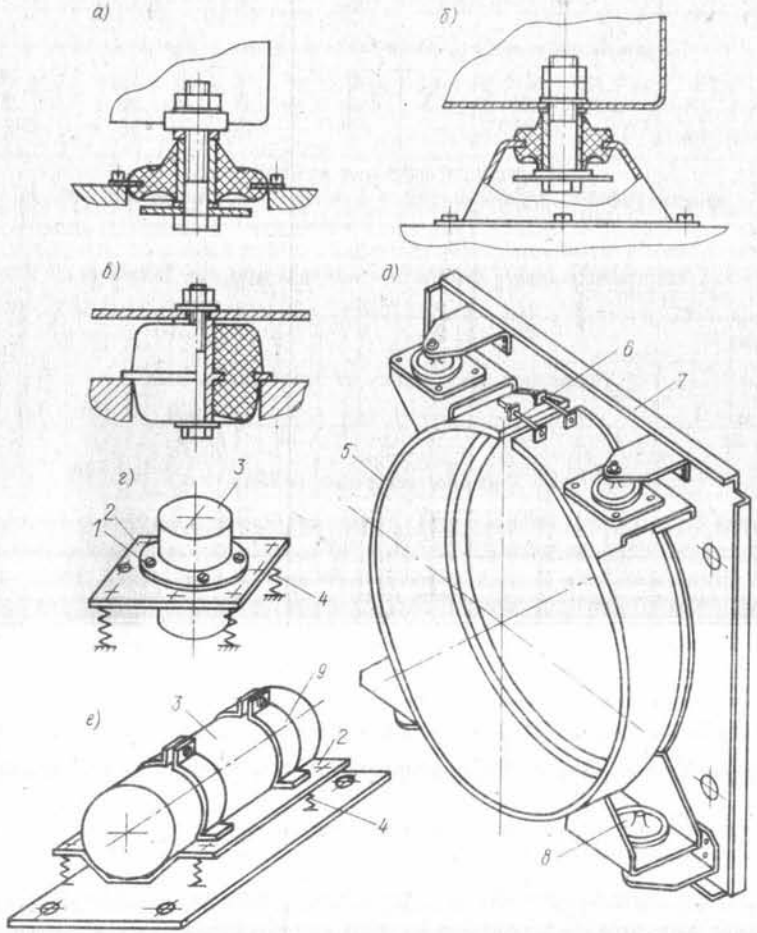


Рис. 11.12. Конструкции кронштейнов

ние конструкции и технологии изготовления деталей в целях повышения их усталостной прочности. Изменение упруго-диссипативных свойств элементов механизмов в целях ограничения или минимизации амплитуды колебаний и динамической ошибки производят обычно на стадии проектирования. Эти вопросы для механических систем различного назначения рассмотрены в работах [9, 10, 17, 26, 30, 31, 70, 147, 148] и др.

Для механизмов, точность которых зависит от стабильности положения центра масс, должны быть использованы равножесткие

конструкции. Предпочтение отдают радиально-упорным шариковым, газовым и гидравлическим опорам. Для повышения усталостной прочности и долговечности обводы детали должны быть плавными, в местах перехода от одного размера к другому должны

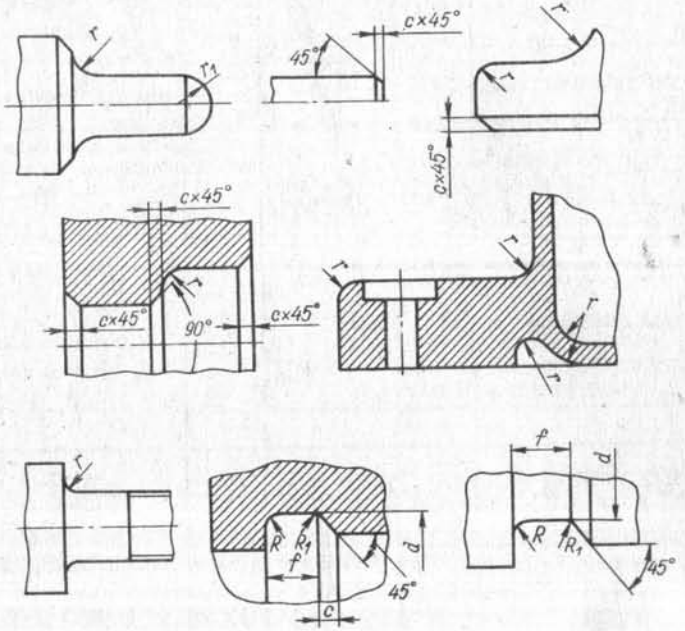


Рис. 11.13. Примеры скруглений контуров деталей

быть предусмотрены радиусы скруглений (рис. 11.13). Из технологических мероприятий, как следует из табл. 11.1—11.3, эффективными являются физико-химическая обработка поверхности деталей (закалка, цементация), обработка токами высокой частоты, наклеп поверхности механическими способами (обдув дробью, обкатка роликами и др.).

Глава 12

РАСЧЕТ ВИБРАЦИИ МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРОВ

12.1. Классификация вибрационных моделей механизмов приборов

Проектирование современных механических и электромеханических систем приборов невозможно без учета вибрации их элементов. При расчете вибрационных параметров, например собственных частот (табл. 12.1), в существующей справочной лите-

12.1. Собственные частоты систем с одной степенью свободы

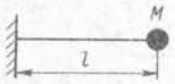
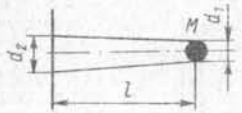
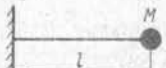
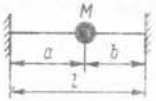
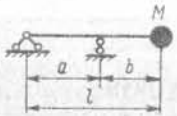
Схема системы	Квадрат собственной частоты	Примечания
	$\frac{EF}{Ml}$	Продольные колебания (F — площадь постоянного поперечного сечения; d — диаметр кругового поперечного сечения)
	$\frac{\pi E d_1 d_2}{4Ml}$	
	$\frac{3EJ}{Ml^3}$	Изгибные колебания (J — момент инерции поперечного сечения, $J = \text{const}$)
	$\frac{3EJl}{Ma^2b^2}$	
	$\frac{12EJl^3}{Ma^3b^2(3l+b)}$	
	$\frac{3EJl^3}{Ma^3b^3}$	
	$\frac{3EJ}{Mb^2l}$	
	$\frac{3EJ}{Mb^2l\left(1-\frac{a}{4l}\right)}$	

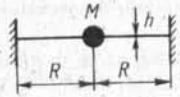
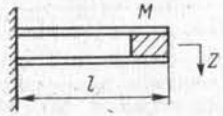
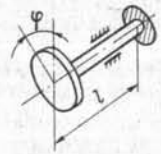
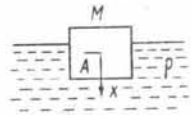
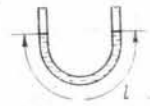
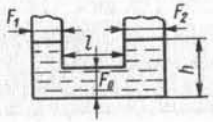
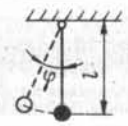
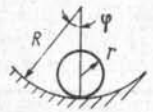
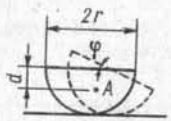
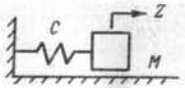
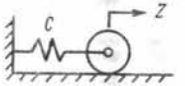
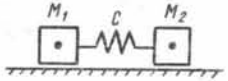
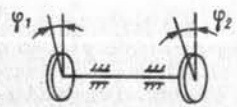
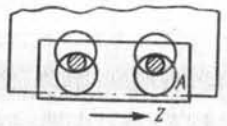
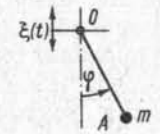
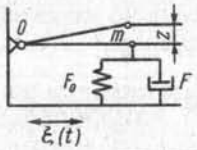
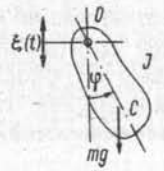
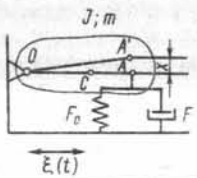
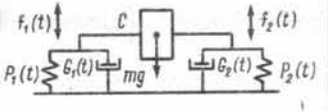
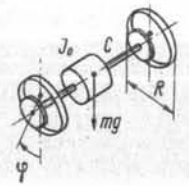
Схема системы	Квадрат собственной частоты	Примечания
	$\frac{16\pi D(1+\nu)}{MR^2(3+\nu)}$	Круговая пластина постоянной толщины h; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$, где ν — коэффициент Пуассона
	$\frac{16\pi D}{MR^2}$	
	$\frac{6EJ}{Ml^3}$	EJ — изгибная жесткость сечения одной из полос (полосы упругие, не обладающие массой и нерастяжимые)
	$\frac{GJ_p}{lJ_0}$	Крутильные колебания (GJ_p — жесткость поперечного сечения вала; J_0 — момент инерции диска относительно оси вращения системы (диск абсолютно жесткий))
	$\rho S/M$	Вертикальные колебания поплавка (ρ — плотность жидкости; S — площадь сечения тела A по горизонтали)
	$2g/l$	Колебания столба жидкости в U-образной трубке постоянного сечения
	$\frac{g(1+F_1/F_2)}{h(1+F_1/F_2)+(lF_1/F_0)}$	F_1, F_2 — площади поперечного сечения первого и второго сосудов; F_0 — площадь поперечного сечения соединительной трубки
	g/l	Математический маятник

Схема системы	Квадрат собственной частоты	Примечания
	gd/ρ^2	Абсолютно жесткое тело (ρ — радиус инерции; C — центр масс тела)
	$\frac{5g}{7(R-r)}$	Движение шара и цилиндра радиуса r по цилиндрической поверхности радиуса R
	$\frac{gd}{\rho^2+(r-a)^2}$	Формула справедлива при малых отклонениях (ρ — радиус инерции относительно оси, проходящей через центр масс)
	C/M, где $C=\frac{Gd^4}{8nD^3}$	G — модуль сдвига; n — число витков пружины; d — диаметр сечения витка; D — средний диаметр пружины
	$\frac{C}{M\left(1+\frac{\rho^2}{r^2}\right)}$	ρ — радиус инерции катка; r — радиус катка
	$\frac{C(M_1+M_2)}{M_1M_2}$	C — жесткость упругой связи; M_1, M_2 — массы грузов
	$\frac{C(J_1+J_2)}{J_1J_2}$	J_1, J_2 — моменты инерции массы дисков; $C=GJ_p/l$ — угловая жесткость вала
	$\frac{g}{d_1-d_2}$	При малых отклонениях; d_1 — диаметр отверстий; d_2 — диаметр сечения роликов

12.2. Системы с параметрическими колебаниями

Схема	Уравнение движения
	$\ddot{\varphi}+\frac{g}{l}\left(1+\frac{\xi}{g}\right)\sin\varphi=0$
	$\ddot{\varphi}+\frac{ma}{J}(g+\ddot{\xi})\sin\varphi=0$
	$\ddot{z}+\frac{\ddot{\xi}}{l}z+\frac{F_0(z)}{m}+\frac{F_1(z,\dot{z})}{m}=0$
	$\ddot{z}+\frac{a\ddot{\xi}}{\rho^2}z+\frac{l^2F_0(z)}{\rho^2m}+\frac{l^2}{\rho^2}\frac{F_1(z,\dot{z})}{m}=0$
	$M\ddot{z}+[P_1(t)+P_2(t)]z+[G_1(t)+G_2(t)]\dot{z}=f_1(t)+f_2(t)$
	$\ddot{\varphi}+\Omega^2(1-\mu\cos\omega t)\varphi=L_1(t)$

Примечание. $OA=l$; $OC=a$; $\rho^2=J/M$; M, F_0, F, $P_{1(2)}$, $G_{1(2)}$ — инерционные, диссипативные, упругие характеристики системы; $f_{1(2)}$, L_1 — возмущения; $\Omega^2=2mR^2g/(J_0+mR^2)\Delta$; $\mu=\frac{\omega^2e}{g}$; Δ — зазор в подшипнике; J_0 — момент инерции ротора относительно оси вращения; ω — угловая частота вращения ротора; e — дисбаланс ротора.

ратуре [30] учитываются лишь конструктивные особенности механизмов и влияние внешних факторов. «Неидеальность» элементов, которая определяется как допустимыми технологическими погрешностями, так и дефектами, неизбежно возникающими в процессе эксплуатации из-за процессов старения, износа, воздействий факторов окружающей среды, в справочниках не рассматривается. Отклонения параметров даже в пределах допуска могут вызвать качественные и количественные изменения в вибрационных процессах механизмов по отношению к устройствам, элементы которых считаются идеальными. Действие внешней и собственной вибрации вызывает появление параметрических колебаний (табл. 12.2), наличие которых существенно снижает точность и надежность функционирования приборов.

12.2. Влияние технологических погрешностей и дефектов на вибрационные параметры

«Неидеальность» элементов вызывает качественное и количественное изменение вибрационных параметров. Для механизмов приборов такими источниками вибрации являются опоры, элементы передачи движения, трущиеся контакты и другие. Наличие дефектов и допустимых технологических погрешностей в них вызывает их собственное возмущение, а также нестационарность жесткостных и других характеристик.

Влияние дефектов на жесткостные характеристики

Расчетная *жесткость шарикоподшипника* определяется в результате совместного решения систем уравнений относительно перемещений колец подшипника и уравнений статики [112]. Уравнения статики решаются для случая действия на подшипник силовых нагрузок и вызванных ими прямолинейных перемещений колец.

Уравнения статики можно представить в виде

$$B_n \sum_{i=1} \Delta_i^{3/2} e(\Delta_i) V_{ki} \bar{f}_{ki} - F_k = 0, \quad k = 1, 2, 3,$$

где $e(\Delta_i) = \begin{cases} 1, & \Delta_i > 0; \\ 0, & \Delta_i \leqslant 0; \end{cases}$ $V_{ki} = \begin{cases} \sin\alpha_i, & k = 1; \\ \cos\alpha_i, & k = 2, 3; \end{cases}$ $\bar{f}_{ki} =$

$$= \begin{cases} 1, & k = 1; \\ \cos(\psi_i + \psi_0), & k = 2; \\ \sin(\psi_i + \psi_0), & k = 3; \end{cases}$$

Δ_i — сближение поверхностей дорожек качения в местах контакта с i-м шариком; ψ_i — угловая координата i-го шарика; ψ_0 — фазовый угол комплекта шариков; α_i — угол контакта i-го шарика с дорожками качения колец.

Прямолинейные относительные перемещения колец определяются его геометрическими параметрами

$$\mathbf{x}_1 = [-h \sin\alpha_0 + v\upsilon, \quad \chi\delta_2, \quad \chi\delta_3], \qquad (12.1)$$

где $h = r_1 + r_2 - D_w$; $v = h + \delta_1$; $\chi = h\cos\alpha_0/v$; $\upsilon = (1 - \chi^2)^{1/2}$; δ_k $(k = 1, 2, 3)$ — параметры деформации в местах контакта шариков с кольцами; r_q $(q = 1, 2)$ — радиус кривизны дорожки качения наружного и внутреннего колец соответственно; D_w — диаметр шарика.

В местах контакта шарика с кольцами возникают усилия, направленные нормально к поверхности касания

$$F_{ni} = B_n \Delta_i^{3/2} e(\Delta_i).$$

Ниже приведены исходные данные для расчета жесткости шарикоподшипников:

Тип подшипника	10006095
Число шариков	$z = 7$
Начальный угол контакта шарика с кольцами, α_0, °	12
Радиус кривизны дорожки качения кольца r_q, м:	
наружного r_1	$1{,}16 \cdot 10^{-3}$
внутреннего r_2	$1{,}05 \cdot 10^{-3}$
Радиус дорожки качения кольца R_q, м:	
наружного R_1	$5{,}37 \cdot 10^{-3}$
внутреннего R_2	$3{,}336 \cdot 10^{-3}$
Диаметр шарика D_w, м	$2 \cdot 10^{-3}$
Диаметр окружности, проходящей через центры шариков, D_0, м	$9 \cdot 10^{-3}$
Параметры гармонических составляющих геометрических аномалий поверхностей дорожек качения (допустимые отклонения формы или расположения):	
наружного кольца	
порядок гармоники	$k = 2$
порядок высшей гармоники	$s = 2$
амплитуда $\delta_{\Delta 12}$, м	$2 \cdot 10^{-9}$
внутреннего кольца	
порядок гармоники	$p = 2$
порядок высшей гармоники	$s = 2$
амплитуда $\delta_{\Delta 22}$, м	$0{,}8 \cdot 10^{-9}$
Размерность шариков ΔD_w, м	0
Фазовые углы:	
комплекта шариков ψ_0, °	0
разноразмерных шариков $\Delta\varphi_i$, °	0
гармонических составляющих отклонений формы или расположения поверхностей дорожек качения колец	
наружного φ_{i2}, °	0
внутреннего φ_{22}, °	60
Угловая координата внутреннего кольца $\varphi_в$, °	0
Нагрузки:	
осевая F_1, Н	10
радиальная F_2, Н	5
» F_3, Н	0
Модуль упругости E, Н/м²	$212 \cdot 10^9$
Коэффициент Пуассона ε	0,3

12.3. Значения $\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_q$ в зависимости от $\cos\tau_q$

$\cos\tau_q$	$\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_q$	$\cos\tau_q$	$\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_q$	$\cos\tau_q$	$\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_q$	$\cos\tau_q$	$\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_q$	$\cos\tau_q$	$\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_q$
0,9995	0,171	0,9910	0,373	0,9710	0,505	0,916	0,653	0,70	0,859
0,9990	0,207	0,9890	0,393	0,9690	0,513	0,910	0,664	0,65	0,884
0,9985	0,230	0,9870	0,411	0,9650	0,530	0,902	0,677	0,60	0,904
0,9980	0,249	0,9850	0,427	0,960	0,546	0,885	0,702	0,50	0,938
0,9970	0,279	0,9830	0,440	0,956	0,559	0,865	0,727	0,30	0,979
0,9960	0,302	0,9810	0,453	0,952	0,571	0,850	0,745	0,20	0,991
0,9950	0,320	0,9790	0,465	0,946	0,588	0,820	0,774	0,10	0,997
0,9940	0,336	0,9770	0,476	0,940	0,603	0,80	0,792	0,05	0,999
0,9930	0,350	0,9750	0,486	0,930	0,626	0,75	0,829	0	1,0
0,9920	0,362	0,9730	0,495	0,924	0,638				

Рассмотрим методику и пример расчета деформаций, податливости и жесткости шарикоподшипника.

1. Расчет начальных приближений параметров деформаций.

1.1. Определение вспомогательных величин $(\sum\rho)_q$, $\cos\tau_q$:

$$(\sum\rho)_q = \frac{4}{D_w} - \frac{1}{r_q} \mp \frac{\cos\alpha_0}{R_q \mp r_q(1-\cos\alpha_0)};$$

$$\cos\tau_q = \frac{1}{(\sum\rho)_q}\left[\frac{1}{r_q} \mp \frac{\cos\alpha_0}{R_q \pm r_q(1-\cos\alpha_0)}\right],$$

где $q = 1,2$.

Результаты расчета: $(\sum\rho)_1 = 0,9549\cdot10^3$ 1/м; $(\sum\rho)_2 = 1,3362\cdot10^3$ 1/м; $\cos\tau_1 = 0,7129$; $\cos\tau_2 = 0,9317$.

1.2. Определение параметров $(2K/\pi n_a)_q$ по табл. 12.3:

$$\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_1 = 0,851; \quad \left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)^2 = 0,622.$$

1.3. Расчет конструктивного параметра B_n:

$$B_n = \frac{0,9425E}{(1-\varepsilon^2)\left[\sum\limits_{q=1}^{2}\left(\frac{2K}{\pi n_a}\right)_q\left(\sum\rho\right)_q^{1/3}\right]^{3/2}}.$$

Результаты расчета: $B_n = 3,698\cdot10^9$ Н/м$^{3/2}$.

1.4. Определение параметра h:

$$h = \sum_{q=1}^{2} r_q - D_w.$$

Результаты расчета: $h = 0,21\cdot10^{-3}$ м.

1.5. Определение параметра B_0:

$$B_0 = B_n h^{3/2}.$$

Результаты расчета: $B_0 = 11,582\cdot10^3$ Н.

1.6. Вычисление соотношений F_1/zB_0; F_2/zB_0:

Результаты расчета: $F_1/zB_0 = 1,23344\cdot10^{-4}$; $F_2/zB_0 = 0,61672\cdot10^{-4}$.

1.7. Определение параметров $\bar\delta_0$ и λ по графикам, построенным по методике (см. стр. 668) $\bar\delta_0 = 0,00712$; $\lambda = 0,164$.

1.8. Вычисление параметров $\bar\delta$ и $\bar\delta_m$:

$$\bar\delta = \frac{\bar\delta_0}{1+\lambda}; \quad \bar\delta_m = \frac{\delta_0\lambda}{1+\lambda}.$$

Результаты расчета: $\bar\delta = 6,117\cdot10^{-3}$; $\bar\delta_m = 1,003\cdot10^{-3}$.

1.9. Определение начальных приближений параметров деформаций

$$\delta_1^{(0)} = \bar\delta h; \quad \delta_2^{(0)} = \bar\delta_m h.$$

Результаты расчета: $\delta_1^{(0)} = 1,28\cdot10^{-6}$ м; $\delta_2^{(0)} = 0,21\cdot10^{-6}$ м.

2. Расчет деформаций.

2.1. Определение угловых координат шариков:

$$\psi_i = 0,5\left(1 - \frac{D_w}{D_0}\cos\alpha_0\right)\varphi_в + \frac{2\pi}{z}(i-1); \quad \psi_{iн} = \psi_i;$$

$$\psi_{iв} = -0,5\left(1 + \frac{D_w}{D_0}\cos\alpha_0\right)\varphi_в + \frac{2\pi}{z}(i-1).$$

Результаты расчета:

$$\psi_i = 0,5\cdot\left(1 - \frac{2\cdot10^{-3}}{9\cdot10^{-2}}0,97815\right)\cdot0 + \frac{2\pi}{7}(i-1).$$

Зависимость значений ψ_i от i имеет следующий вид:

i	1	2	3	4	5	6	7
ψ_i	0	51°26′	154°17′	205°43′	205°40′	257°08′	308°34′

2.2. Расчет значений тригонометрических функций $(\sin\psi_i + \psi_0)$, $\cos(\psi_i + \psi_0)$.

2.3. Нахождение фазовых углов гармоник ряда Фурье, представляющего отклонение контура поперечного сечения дорожек качения

$$\varphi_{\psi k\,(p)} = \varphi_{0k\,(p)} - \varphi_0.$$

Результаты расчета: $\varphi_{\psi k} = 0$, $k = 2$; $\varphi_{\psi p} = 60°$, $p = 2$.

2.4. Вычисление коэффициентов:

$$K_1 = h\cos\alpha_0; \quad K_2^{(p)} = h + \delta_1^{(p)}; \quad K_3^{(p)} = \frac{1}{K_2^{(p)}\cos\alpha_0}; \quad K_4^{(p)} = \frac{K_1}{K_2^{(p)}};$$

$$K_5^{(p)} = (K_4^{(p)})^2; \quad K_6^{(p)} = (1 - K_5^{(p)})^{1/2}; \quad K_7^{(p)} = \arccos K_4^{(p)};$$

$$p = 0,\ 1,\ 2,\ \ldots.$$

Результаты расчета: $K_1 = 0,2054\cdot10^{-3}$ м; $K_2^{(0)} = 0,21128\cdot10^{-3}$ м; $K_3^{(0)} = 4,8388\cdot10^3$ 1/м; $K_4^{(0)} = 0,97217$; $K_5^{(0)} = 0,9451$; $K_6^{(0)} = 0,2340$; $K_7^{(0)} = 13°\,34'$.

2.5. Расчет параметров $\xi^{(p)}$, χ_i^p, ζ_i^p:

$$\xi^{(p)} = K_3^{(p)} K_6^{(p)};$$

$$\chi_i^{(p)} = K_3^{(p)} [\delta_2^{(p)} \cos(\psi_i + \psi_0) + \delta_3^{(p)} \sin(\psi_i + \psi_0)];$$

$$\zeta_i^{(p)} = \frac{1}{(K_2^{(p)})^2 K_6^{(p)}} [K_1 + \chi_i^{(p)} (2K_5^{(p)} - 1) K_2^{(p)}], \quad \sigma_i^{(p)} = \chi_i^{(p)} K_6^{(p)}.$$

Результаты расчета: $\xi^{(0)} = 1{,}1323 \cdot 10^3$ 1/м, $\chi_i^{(0)} = 4{,}8388 \times \times 10^3 [0{,}21 \cdot 10^6 \cos(\psi_i + 0) + 0]$, $\zeta_i^{(0)} = \frac{1}{(0{,}21128 \cdot 10^{-3})^2 \, 0{,}234} \times \times [0{,}2054 \cdot 10^{-3} + \chi_i (2 \cdot 0{,}4451 - 1) \; 0{,}21128 \cdot 10^{-3}]$; $\sigma_i^{(0)} = \chi_i^{(0)} \times \times 0{,}234$.

Зависимость значений $\chi_i^{(0)}$, $\zeta_i^{(0)}$, $\sigma_i^{(0)}$ от i имеет следующий вид:

i	1	2	3	4	5	6	7
$\chi_i^{(0)}$, 10^{-3} $\frac{1}{\text{м}}$	1,016	0,6335	−0,2263	−0,9151	−0,9160	−0,2263	0,6335
$\xi_i^{(0)}$, 10^3 1/м	13,546	13,5419	13,5505	13,522	13,522	13,5305	13,5419
$\sigma_i^{(0)}$, 10^{-3} рад	0,2377	0,1482	−0,053	−0,2141	−0,2143	−0,053	0,1482

2.6. Определение углов контакта шариков с кольцами

$$\alpha_i^{(p)} = K_7^{(p)} + \sigma_i^{(p)} \frac{180}{\pi}.$$

Зависимость значений $\alpha_i^{(0)}$ от i имеет вид:

i	1	2	3	4	5	6	7
$\alpha_i^{(0)}$	13° 35′	13° 35′	13° 34′	13° 33′	13° 33′	13° 34′	13° 35′

2.7. Расчет значений тригонометрических функций:

$$\sin\alpha_i^{(p)}; \quad \cos\alpha_i^{(p)}; \quad \cos\varphi_{ki} = \cos\frac{2\pi}{z}(k - i).$$

Зависимость значений $\sin\alpha_i^{(0)}$, $\cos\alpha_i^{(0)}$ от i имеет вид:

i	1	2	3	4	5	6	7
$\sin\alpha_i^{(0)}$	0,2348	0,2348	0,2345	0,2343	0,2343	0,2345	0,2348
$\cos\alpha_i^{(0)}$	0,9721	0,9721	0,9725	0,9726	0,9726	0,9725	0,9721

2.8. Вычисление деформаций в местах контакта шариков с кольцами:

$$\Delta_i^{(p)} = \delta_1^{(p)} - \sum_{k=1}^{s} \delta_{\Delta 1k} \cos k(\psi_{i\text{в}} + \varphi_{\psi k}) + \sum_{p=1}^{s} \delta_{\Delta 2p} \cos p(\psi_{i\text{в}} + \varphi_{\psi p}) - \left(\Delta D_{wi} - \sum_{k=1}^{z} \frac{\Delta D_{wk}}{2} \cos\varphi_{ki}\right) + \delta_2^{(p)} \cos(\psi_i + \psi_0) + \delta_3^{(p)} \sin(\psi_i + \psi_0).$$

Результаты расчета: $\Delta_i^{(0)} = 1{,}28 \cdot 10^{-6} - 2 \cdot 10^{-6} \cos 2(\psi_{i\text{в}} + 0) + + 0{,}8 \cdot 10^{-6} \cos 2(\psi_{i\text{в}} + 60°) - 0 + 0{,}21 \cdot 10^{-6} \cos(\psi_i + 0) + 0$.

Зависимость значений $\Delta_i^{(0)}$, $\Delta_i^{(4)}$ от i имеет вид:

i	1	2	3	4	5	6	7
$\Delta_i^{(0)}$, 10^{-6} м	−0,91	1,27	3,697	0,14	−0,949	3,094	2,62
$\Delta_i^{(4)}$, 10^{-6} м	−0,73	1,174	2,8	−1,47	−2,67	1,984	2,35

2.9. Определение функций:

$$A_k^{(p)} = B_n \sum_{i=1}^{z} (\Delta_i^{(p)})^{3/2} e(\Delta_i^{(p)}) V_{ki}^{(p)} f_{ki} - F_k, \quad k = 1, 2, 3;$$

$$e(\Delta_i^{(p)}) = \begin{cases} 1, & \Delta_i^{(p)} > 0; \\ 0, & \Delta_i^{(p)} \leqslant 0; \end{cases}$$

$$V_k^{(p)} = \begin{cases} \sin\alpha_i^{(p)}, & k = 1; \\ \cos\alpha_i^{(p)}, & k = 2, 3; \end{cases} \qquad f_{ki} = \begin{cases} 1, & k = 1; \\ \cos(\psi_i + \psi_0), & k = 2; \\ \sin(\psi_i + \psi_0), & k = 3. \end{cases}$$

Результаты расчета: $A_1^{(0)} = 3{,}698 \cdot 10^9 [(-0{,}91 \cdot 10^{-6})^{3/2} \cdot 0 \times \times 0{,}2348 \cdot 1 + (1{,}27 \cdot 10^{-6})^{3/2} \cdot 1 \cdot 0{,}2348 \cdot 1 + (3{,}697 \cdot 10^{-6})^{3/2} \times \times 0{,}2345 \cdot 1 + (0{,}14 \cdot 10^{-6})^{3/2} \; 0{,}2343 \cdot 1 + (0{,}949 \cdot 10^{-6})^{3/2} \cdot 0 \times \times 0{,}2343 \cdot 1 + (3{,}094 \cdot 10^{-6})^{3/2} \cdot 1 \cdot 0{,}2345 \cdot 1 + (2{,}62 \cdot 10^{-6})^{3/2} \cdot 1 \times \times 0{,}2438 \cdot 1) - 10 = 5{,}85$ Н; $A_2^{(0)} = -2{,}5$ Н; $A_3^{(0)} = 2{,}0$ Н.

2.10. Построение матрицы Якоби:

$$D^{(p)} = [DA_{jk}]^{(p)}, \quad j, k = 1, 2, 3.$$

2.10.1. Вычисление частных производных функций A_k ($k = = 1, 2, 3$)

$$DA_{1k}^{(p)} = B_n \sum_{i=1}^{z} \left[\frac{3}{2}(\Delta_i^{(p)})^{1/2} \sin\alpha_i^{(p)} + (\Delta_i^{(p)})^{3/2} \cos\alpha_i^{(p)} \Lambda_{ki}^{(p)}\right] \times \times e(\Delta_i^{(p)}) f_{ki};$$

$$DA_{jk}^{(p)} = B_n \sum_{i=1}^{z} \left[\frac{3}{2}(\Delta_i^{(p)})^{1/2} \cos\alpha_i^{(p)} - (\Delta_i^{(p)})^{3/2} \sin\alpha_i^{(p)} \Lambda_{ki}^{(p)}\right] \times \times e(\Delta_i^{(p)}) \Phi_{j-1,\,k}^{(i)}; \quad k = 1, 2, 3; \quad j = 2, 3;$$

$$\Lambda_{ki}^{(p)} = \begin{cases} \zeta_i^{(p)}, & k = 1; \\ \xi^{(p)}, & k = 2, 3; \end{cases}$$

$$\Phi_{j-1,\,k}^{(i)} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_i + \psi_0) & \cos^2(\psi_i + \psi_0) & \frac{1}{2}\sin 2(\psi_i + \psi_0) \\ \sin(\psi_i + \psi_0) & \frac{1}{2}\sin 2(\psi_i + \psi_0) & \sin^2(\psi_i + \psi_0) \end{bmatrix}.$$

Результаты расчета:

$$[DA]_3^{(0)} = \begin{bmatrix} 9{,}73 & 0{,}746 & -0{,}0847 \\ 3{,}02 & 8{,}357 & -1{,}52 \\ -0{,}359 & -1{,}522 & 28{,}32 \end{bmatrix} 10^6 \text{ Н/м}.$$

2.11. Вычисление определителя $\det D^{(p)}$:

$$\det D^{(p)} = DA_{11}^{(p)}\left(DA_{22}^{(p)}DA_{33}^{(p)} - DA_{23}^{(p)}DA_{32}^{(p)}\right) - DA_{12}^{(p)}\left(DA_{21}^{(p)} \times \right.$$

$$\left. \times DA_{33}^{(n)} - DA_{23}^{(p)}DA_{31}^{(p)}\right) + DA_{13}^{(p)}\left(DA_{21}^{(p)}DA_{32}^{(p)} - DA_{22}^{(p)}DA_{31}^{(p)}\right).$$

Результаты расчета: $\det D^{(0)} = 2216{,}9 \cdot 10^{18}$ (Н/м^3).

2.12. Построение матрицы $(D^{(p)})^{-1}$, обратной матрице Якоби.

Результаты расчета:

$$(D^{(0)})^{-1} = \begin{bmatrix} 0{,}1057 & -0{,}0096 & -0{,}00019 \\ -0{,}0384 & 0{,}124 & 0{,}0065 \\ -0{,}00072 & 0{,}0065 & 0{,}0363 \end{bmatrix} 10^{-6} \text{ м/Н}.$$

2.13. Вычисление поправок:

$$\begin{bmatrix} \Delta\delta_1 \\ \Delta\delta_2 \\ \Delta\delta_3 \end{bmatrix} = (D^{(p)})^{-1} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{bmatrix}^{(p)}.$$

Результаты расчета:

$$\begin{bmatrix} \Delta\delta_1 \\ \Delta\delta_2 \\ \Delta\delta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0{,}1057 & -0{,}0096 & -0{,}00019 \\ -0{,}0384 & 0{,}124 & 0{,}0065 \\ -0{,}00072 & 0{,}0065 & 0{,}0363 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 5{,}85 \\ -2{,}5 \\ -2{,}0 \end{bmatrix} 10^{-6} =$$

$$= \begin{bmatrix} 0{,}643 \\ -0{,}547 \\ -0{,}093 \end{bmatrix} 10^{-6} \text{ м}.$$

2.14. Определение последующих приближений параметров деформаций:

$$\begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix}^{(p+1)} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix}^{(p)} - \begin{bmatrix} \Delta\delta_1 \\ \Delta\delta_2 \\ \Delta\delta_3 \end{bmatrix}^{(p)}.$$

Результаты расчета:

$$\begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix}^{(1)} = \begin{bmatrix} 0{,}637 \\ 0{,}757 \\ 0{,}093 \end{bmatrix} 10^{-6} \text{ м}.$$

2.15. Проверка точности полученных результатов:

задание требуемой точности —

$$a = 0{,}05; \quad b = 0{,}05; \quad c = 0{,}05;$$

расчет точности полученного результата —

$$a^{(p)} = \left|\frac{\Delta\delta_1^{(p)}}{\delta_1^{(p+1)}}\right|; \quad b^{(p)} = \left|\frac{\Delta\delta_2^{(p)}}{\delta_2^{(p+1)}}\right|; \quad C = \left|\frac{\Delta\delta_3^{(p)}}{\delta_3^{(p+1)}}\right|;$$

$$a^{(0)} = \frac{0{,}643}{0{,}637} = 1{,}01; \quad b^{(0)} = \frac{0{,}547}{0{,}757} = 0{,}72; \quad c^{(0)} = \frac{0{,}093}{0{,}093} = 1;$$

проверка точности —

$$a^{(0)} > a; \quad b^{(0)} > b; \quad c^{(0)} > c.$$

2.16. Определение последующих приближений параметров деформаций $\delta_1^{(p)}$, $\delta_2^{(p)}$, $\delta_3^{(p)}$.

Результаты расчета: $\delta_1^{(4)} = 0{,}4938 \cdot 10^{-6}$м; $\delta_2^{(4)} = 1{,}186 \cdot 10^{-6}$м; $\delta_3^{(4)} = 0{,}11 \cdot 10^{-6}$ м.

2.17. Проверка точности результатов последующих приближений.

Результаты расчета:

$$a^{(3)} = \frac{0{,}0214}{0{,}4938} = 0{,}043 < a; \quad b^{(3)} = \frac{0{,}057}{1{,}186} = 0{,}048 < b; \quad c^{(3)} =$$

$$= \frac{0{,}0042}{0{,}1093} = 0{,}038 < c.$$

3. Расчет податливости, жесткости и смещений.

3.1. Переобозначение: параметров деформаций; деформаций в местах контакта шариков с кольцами.

Результаты расчета:

$$\begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix}^{(4)} = \begin{bmatrix} 0{,}5 \\ 1{,}2 \\ 0{,}11 \end{bmatrix} \cdot 10^{-6} \text{ м}; \quad \Delta_i = \Delta_i^{(4)}.$$

3.2. Вычисление коэффициентов $K_2, \ldots, K_7$.

Результаты расчета: $K_2 = 0{,}2105 \cdot 10^{-3}$ м; $K_3 = 4{,}857 \cdot 10^{-3}$ м; $K_4 = 0{,}9758$; $K_5 = 0{,}9521$; $K_6 = 0{,}2188$; $K_7 = 12^\circ\, 37'$.

3.3. Расчет параметров ($\psi_0 = 0$):

$$\xi = K_3 K_6;$$

$$\chi_i = [\delta_2 \cos(\psi_i + \psi_0) + \delta_3 \sin(\psi_i + \psi_0)]\, K_3;$$

$$\zeta_i = [1/K_2^2 K_6]\,[K_1 + \chi_i (2K_5 - 1)\, K_2];$$

$$\sigma_i = \chi_i K_6.$$

Зависимость значений χ_i, σ_i, ζ_i от i имеет вид:

i	1	2	3	4	5	6	7
χ_i, 10^{-3} . . .	5,828	4,05	—0,777	—5,02	—6,49	1,82	3,22
σ_i, 10^{-3} рад. .	1,275	0,886	—0,17	—1,098	1,42	0,398	0,705
ζ_i, $10^3 \frac{1}{\text{м}}$ . .	21,3	21,27	21,17	21,09	21,08	21,22	21,25

3.4. Определение угла контакта α_i:

$$\alpha_i = K_{\bar{i}} + 180^\circ \sigma_i/\pi.$$

Результаты расчета: $\alpha_i = 12^\circ\,37' + \sigma_i\,180^\circ/\pi$.

Зависимость значений α_i от i имеет вид:

i . .	1	2	3	4	5	6	7
α_i . .	12°40′	12°40′	12°36′	12°33′	12°33′	12°36′	12°39′

3.5. Расчет частных производных DA_{ij}.

3.6. Построение матрицы Якоби $D = [DA_{jk}]$ и вычисление ее определителя $\det D$.

Результаты расчета:

$$D = \begin{bmatrix} 7{,}875 & 1{,}168 & -0{,}504 \\ 5{,}14 & 6{,}36 & -0{,}894 \\ 1{,}217 & -0{,}894 & 24{,}55 \end{bmatrix} \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$\det D = 1070{,}96 \cdot 10^{18}\ (\text{Н/м})^3.$$

3.7. Расчет главных и дополнительных податливостей:

$$\Pi_{1j} = \Gamma_{1j}/K_6 \det D;$$

$$\Pi_{kj} = K_4 \left(\Gamma_{kj} - \frac{\delta_k}{K_2}\Gamma_{1j}\right) \Big| \det D,$$

$$j = 1,\ 2,\ 3; \quad k = 2,\ 3;$$

$$\Gamma_{1j} = \begin{cases} DA_{22}DA_{33} - DA_{23}DA_{32}, & j = 1; \\ -DA_{12}DA_{33} + DA_{13}DA_{32}, & j = 2; \\ DA_{12}DA_{23} - DA_{13}DA_{22}, & j = 3; \end{cases}$$

$$\Gamma_{2j} = \begin{cases} -DA_{21}DA_{33} + DA_{23}DA_{31}, & j = 1; \\ DA_{11}DA_{33} - DA_{13}DA_{31}, & j = 2; \\ -DA_{11}DA_{23} + DA_{13}DA_{21}, & j = 3; \end{cases}$$

$$\Gamma_{3j} = \begin{cases} DA_{21}DA_{32} - DA_{22}DA_{31}, & j = 1; \\ -DA_{11}DA_{32} + DA_{12}DA_{31}, & j = 2; \\ DA_{11}DA_{22} - DA_{12}DA_{21}, & j = 3; \end{cases}$$

построение матрицы податливости

$$\Pi = [\Pi_{jk}], \quad j,\ k = 1,\ 2,\ 3;$$

вычисление ее определителя $\det \Pi$.

Результаты расчета:

$\Pi_{1j} = (\Gamma_{1j}/234{,}326) \cdot 10^{-18}$ м/Н; $\Pi_{2j} = 0{,}000911\,(\Gamma_{2j} - 5{,}7 \cdot 10^{-3}\Gamma_{1j}) \times$ $\times\ 10^{-18}$ м/Н; $\Pi_{3j} = 0{,}000911\,(\Gamma_{3j} - 0{,}5226 \cdot 10^{-3}\Gamma_{1j}) \cdot 10^{-18}$ м/Н;

$$\Gamma_{1j} = \begin{cases} 155{,}34 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 1; \\ -27{,}88 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 2; \\ 2{,}76 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 3; \end{cases}$$

$$\Gamma_{2j} = \begin{cases} -125{,}1 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 1; \\ 193{,}94 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 2; \\ 4{,}45 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 3; \end{cases}$$

$$\Gamma_{3j} = \begin{cases} -12{,}335 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 1; \\ 8{,}46 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 2; \\ 44{,}85 \cdot 10^{12}\ (\text{Н/м})^2, & j = 3; \end{cases}$$

$$\det \Pi = 0{,}0004224 \cdot 10^{-18}\ (\text{м/Н})^3.$$

3.8. Построение матрицы жесткости:

$$[C_{jk}] = \Pi_{jk}/\det \Pi,$$

где Π_{jk} — алгебраические дополнения матрицы податливости.

Результаты расчета:

$$C = \begin{bmatrix} 1{,}703 & 1{,}134 & -0{,}498 \\ 1{,}102 & 6{,}439 & -0{,}878 \\ 0{,}25 & -0{,}895 & 24{,}5 \end{bmatrix} \cdot 10^6\ \text{Н/м}.$$

По найденным значениям Δ_i вычисляют усилия, направленные по нормали к поверхности качения.

При отсутствии высоких требований к точности расчета податливости и жесткости шарикоподшипников с учетом их допустимых технологических погрешностей жесткость можно определить по формулам:

$$C_{11} = 1{,}5 B_n z \sin^2\alpha \frac{1}{\pi} \left(\delta_2^{(0)}\right)^{1/2} J_0 \ \text{ при } \frac{1}{\lambda} \leqslant 10;$$

$$C_{22} = C_{11} \frac{\cos^2\alpha}{2\sin^2\alpha}.$$

При $1/\lambda > 10$ $C_{11} = \frac{3}{2} B_n z \sin^2\alpha \left(\delta_1^{(0)}\right)^{1/2}$,

где $\delta_1^{(0)}$, $\delta_2^{(0)}$ — начальные приближения; J_0 — параметр, определяемый по табл. 12.4.

Графики $F_2/zB_0 = f\,(F_1/zB_0)$ могут быть построены по приведенной ниже методике.

12.4. Значения параметра J_0

$1/\nu$	J_0	$1/\nu$	J_0	$1/\nu$	J_0	$1/\nu$	J_0	$1/\nu$	J_0
—0,8	0,23	0,2	1,48	0,9	2,57	3,5	5,85	7,0	8,30
—0,7	0,34	0,3	1,59	1,0	2,82	4,0	6,26	7,5	8,59
—0,6	0,46	0,4	1,74	1,1	3,07	4,5	6,64	8	8,88
—0,5	0,56	0,5	1,92	1,5	3,73	5,0	7,01	9	9,42
—0,4	0,69	0,6	2,06	2,0	4,37	5,5	7,35	10	9,93
—0,3	0,84	0,7	2,18	2,5	4,92	6,0	7,68	11	10,41
0,1	1,35	0,8	2,41	3,0	5,40	6,5	8,00		

1. Выбор ряда значений параметра $\bar{\delta}_0 = 0{,}05 \div 0{,}300$, рекомендуемый ряд чисел — 0,005; 0,008; 0,04; 0,07; 0,10; 0,14; 0,18; 0,20; 0,22; 0,26; 0,30.

2. Выбор значений параметра $-\infty \leqslant \lambda \leqslant -\left[1 + \frac{\bar{\delta}_0}{1 - \cos\alpha_0}\right]$, рекомендуемый ряд чисел — 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,11; 1,25;, 1,429; 1,1667; 2; 2,5; 3,33; 5; 10; 20; —20; —10; —5; —3,33; —2,5; —2; —1,667; —1,429; —1,25; —1,11; —1,0.

3. Вычисление эллиптических интегралов при $\sin^2\theta = 2\lambda/(1 + \lambda)$:

$$K_1^* = \frac{2}{3\pi}\left[2\left(2 - \sin^2\theta\right)E(\theta) - \left(1 - \sin^2\theta\right)K(\theta)\right];$$

$$K_2^* = \frac{2}{5\pi\sin^2\theta}\left[2\left(1 - \sin^2\theta + \sin^4\theta\right)E(\theta) - \left(2 - 3\sin^2\theta + \sin^4\theta\right)K(\theta)\right];$$

$$K_3^* = \frac{2}{105\pi\sin^4\theta}\left[-2\left(12 - 18\sin^2\theta + 19\sin^6\theta + 32\sin^4\theta\right)E(\theta) + \left(24 - 48\sin^2\theta + 5\sin^4\theta + 19\sin^6\theta\right)K(\theta)\right];$$

для значений $1 < \lambda$ и $\lambda < 0$

$$K_1^* = \frac{2}{3\pi\sin^3\theta}\left[\left(2 - 5\sin^2\theta + 3\sin^4\theta\right)K(\theta) - 2\left(1 - 2\sin^2\theta\right)E(\theta)\right];$$

$$K_2^* = \frac{2}{5\pi\sin^3\theta}\left[-\left(2 - 3\sin^2\theta + 4\sin^4\theta\right)K(\theta) - 2\left(1 - \sin^2\theta + \sin^4\theta\right)E(\theta)\right];$$

$$K_3^* = \frac{2}{105\pi\sin^3\theta} \times \left[\left(38 - 83\sin^2\theta + 33\sin^4\theta + 12\sin^6\theta\right)K(\theta) - 2\left(19 - 32\sin^2\theta - 18\sin^4\theta + 12\sin^6\theta\right)E(\theta)\right].$$

4. Определение $\cos\alpha$:

$$\cos\alpha = \frac{\cos\alpha_0}{1 + \bar{\delta}_0/(1 + \lambda)}.$$

5. Вычисление соотношений:

$$\frac{F_1}{zB_0} = \bar{\delta}_0^{3/2}\sin\alpha\left(K_1^* - \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_0}\frac{\lambda}{1+\lambda}\bar{\delta}_0 K_2^*\right),$$

$$\frac{F_2}{zB_0} = \bar{\delta}_0^{3/2}\cos\alpha\left(K_2^* + \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_0}\operatorname{tg}^2\alpha\frac{\lambda}{1+\lambda}\bar{\delta}_0 K_3^*\right).$$

6. Построение графиков:

$$\frac{F_2}{zB_0} = f\left(\frac{F_1}{zB_0}\right).$$

При определении *жесткости мелкомодульных зубчатых передач* потенциальная энергия деформации зубьев нелинейно зависит от обобщенных координат

$$\Pi = \frac{1}{p}\sum_{i,\,q} B\delta_{iq}^p e(\delta_{iq})\,\varepsilon_i(t)\,\varepsilon_q(t),$$

где B — конструктивный параметр, характеризующий упругие свойства шестерни и колеса; δ_{iq} — полная деформация в зацеплении i-го зуба шестерни и q-го зуба колеса; $e(\delta_{iq}) = \begin{cases} 1, & \delta_{iq} \geqslant 0; \\ 0, & \delta_{iq} \leqslant 0 \end{cases}$ $\varepsilon_i(t)$, $\varepsilon_q(t)$ — функция контактирования i-го зуба шестерни и q-го зуба колеса соответственно. Полная деформация в зацеплении δ_{iq} функционально связана с составляющими вибрации x_{kj} следующим образом:

$$\delta_{iq} = \delta_{0\,iq} + \sum_{k,\,j}(-1)^{k+1}\alpha_{kj}x_{kj} - \Delta h,$$

где $\delta_{0\,iq}$ — статическая деформация зацепления; α_{kj} — конструктивный параметр k-го колеса в j-м направлении ($k = 1$ — шестерня, $k = 2$ — колесо); Δh — функция профильной погрешности зацепления.

Выражение для профильной погрешности зацепления записывается в виде

$$\Delta h = \sum_l h_{il}\cos\left[l\omega_1 t + \frac{2\pi l}{z_1}(i-1) + \varphi_{il}\right] - \sum_p h_{qp}\cos\left[p\omega_2 t + \frac{2\pi p}{z_2}(q-1) + \varphi_{qp}\right],$$

где h_{il} — амплитудное значение профильной погрешности i-го зуба шестерни на частоте $l\omega_1$; h_{qp} — амплитудное значение профильной погрешности q-го зуба колеса на частоте $p\omega_2$; ω_1, ω_2 — угловые частоты вращения шестерни и колеса соответственно.

Поскольку контакт зубьев носит дискретный (прерывный)

характер, то функции контактирования $\varepsilon_i(t)$ и $\varepsilon_q(t)$ могут быть заданы в виде следующих импульсных функций:

$$\varepsilon_i(t-t_i)=\begin{cases}1-\text{при } |t-t_i|<\tau/2;\\ 0-\text{при } |t-t_i|\geqslant\tau/2;\end{cases}$$

$$\varepsilon_q(t-t_q)=\begin{cases}1-\text{при } |t-t_q|<\tau/2;\\ 0-\text{при } |t-t_q|\geqslant\tau/2.\end{cases}$$

Здесь t_i, t_q — моменты зацепления i-го зуба шестерни и q-го зуба колеса соответственно; τ — период зацепления, $\tau=\frac{2\pi\varepsilon_\alpha}{\omega_1 z_1}$, где ε_α — коэффициент перекрытия (α — угол зацепления), который равен

$$\varepsilon_\alpha=\frac{\left(\frac{z_1^2}{4}\sin^2\alpha+z_1+1\right)^{1/2}+\left(\frac{z_2^2}{4}\sin^2\alpha+z_2+1\right)^{1/2}-\frac{z_1+z_2}{2}\sin\alpha}{\pi\cos\alpha}.$$

При наличии допустимой, изменяющейся по синусоидальному закону с частотой Ω_i, погрешности шага, функция контактирования имеет вид

$$\varepsilon_i(t)=A_{0i}+\sum_{n=1}^{\infty}A_nJ_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)\cos\left(n\omega_1 t+2\pi n\frac{t-1}{z_1}+\varphi_n\right)+$$

$$+\sum_{n=1}^{\infty}\sum_{k_i=1}^{\infty}A_nJ_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)\cos\left(n\omega_1 t+2\pi n\frac{t-1}{z_1}+\varphi_n+k_i\Omega_i t_i\right)+$$

$$+\sum_{n=1}^{\infty}\sum_{k_i=1}^{\infty}(-1)^{k_i}A_nJ_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)\cos\left(n\omega_1 t+2\pi n\frac{t-1}{z_1}+\right.$$

$$\left.+\varphi_n-k_i\Omega_i t_i\right),$$

где $A_{0i}=\frac{\tau\omega_1}{2\pi}$; $A_n=(\omega_1\tau/2\pi)\sin c\ (n\omega_1\tau/2)$; $\varphi_n=n\omega_1\tau/2$; $\Delta f'_{m_i}$ — амплитудное значение погрешности шага; $\sin c\ (x)=\sin x/x$; $J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)$ — функция Бесселя первого рода k_i-го порядка. Конструктивный параметр B определяется выражением

$$B=\frac{2E}{3(1-\varepsilon^2)}\left(\frac{R_{l_1}R_{l_2}}{R_{l_1}+R_{l_2}}\right)^{1/2},$$

где ε — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости; R_{ik} — радиус выступов рабочих поверхностей контактирующих зубьев k-го колеса, $R_{lk}=\frac{2a_k k^2}{\pi}$ (a_k — амплитуда k-й преобладающей гармоники разложения профиля зуба по ширине зубчатого венца в ряд Фурье.

12.5. Спектральные характеристики произведения функций контактирования $\varepsilon_i(t)\,\varepsilon_q(t)$

Частота	Амплитуда	Примечание
0	$z_1z_2A_{0i}A_{0q}$	
$l\omega_z$	$z_1z_2A_{0q}A_{ni}J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{mi}}{r_1}\right)$	$n=lz_1$
$l\omega_z$	$z_1z_2A_{0i}A_{mq}J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{mq}}{r_2}\right)$	$m=lz_2$
$(l+p)\,\omega_z$	$z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{0_i}\left(\frac{\Delta f'_{mi}}{r_1}\right)J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{mq}}{r_2}\right)$	$m=pz_2$; $n=lz_1$
$l\omega_z\mp k_i\omega_1$	$z_1z_2A_{0q}A_{n_i}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{mi}}{r_1}\right)$	$n=lz_1\mp k_i$
$(l+p)\,\omega_z\mp k_i\omega_1$	$z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{mi}}{r_1}\right)J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{mq}}{r_2}\right)$	$m=pz_2$; $n=lz_1\mp k_i$
$p\omega_z\pm k_q\omega_2$	$z_1z_2A_{0i}A_{mq}J_{k_k}\left(\frac{\Delta f'_{mq}}{r_2}\right)$	$m=pz_2\mp k_q$
$(p+l)\,\omega_z\mp k_q\omega_2$	$z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{mi}}{r_1}\right)J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{mq}}{r_2}\right)$	$n=lz_1$; $m=pz_2\mp k_q$
$(p+l)\,\omega_z\mp\mp k_i\omega_1\mp k_q\omega_2$	$z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{mi}}{r_1}\right)J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{mq}}{r_2}\right)$	$n=lz_1\mp k_i$; $m=pz_2\mp k_q$
$(p+l)\,\omega_z\pm\pm k_i\omega_1\mp k_q\omega_2$	$z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{mi}}{r_1}\right)J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{mq}}{r_2}\right)$	$n=lz_1\pm k_i$; $m=pz_2\mp k_q$

Примечание. l, p, k_i, k_q — целые числа; $\omega_z=z_{1(2)}\,\omega_{1(2)}$

Учитывая, что характер контактирования зубьев определяется значением статической деформации δ_{0iq}, и используя линеаризацию с помощью разложения в ряд Тейлора, обобщенные силы, действующие в зацеплении, определим из выражения

$$Q=-\frac{\partial\Pi}{\partial\delta_{iq}}+F_{ст}=-\sum_{i,q}B\delta_{0iq}^{p-1}e(\delta_{0iq})\,\varepsilon_i(t)\,\varepsilon_q(t)-$$

$$-\sum_{i,k,q,l}(-1)^{k+1}B\alpha_{kj}x_{kj}(p-1)\,\delta_{0iq}^{p-2}e(\delta_{0iq})\,\varepsilon_i(t)\,\varepsilon_q(t)-$$

$$-\sum_{i,q}B\left\{\sum_l h_{il}\cos\left[l\omega_1 t+\frac{2\pi l}{z_1}(i-1)+\varphi_{il}-\right.\right.$$

$$\left.\left.-\sum_p h_{qp}\cos\left[p\omega_2 t+\frac{2\pi p}{z_2}(q-1)+\varphi_{qp}\right]\right\}\delta_{0iq}^{p-2}e(\delta_{0iq})\times\right.$$

$$\times(p-1)\,\varepsilon_i(t)\,\varepsilon_q(t)+F_{ст},\qquad(12.2)$$

где $F_{ст} = M/r_1$ — статическая нагрузка в зацеплении (M — крутящий момент на валу шестерни; r_1 — радиус делительной окружности шестерни).

Из выражения (12.2) следует, что жесткость зацепления определяется из соотношения

$$C_з = \sum_{l,\,q,\,k,\,l} (-1)^{k+1} (p-1) B \delta_{0lq}^{p-2} \alpha_{kj} \varepsilon_l (t)\, \varepsilon_q (t). \qquad (12.3)$$

Статическая деформация δ_{0lq} находится из решения нелинейного уравнения

$$\sum_{l,\,q} B \delta_{0lq}^{p-1} e (\delta_{0lq})\, \varepsilon_l (t)\, \varepsilon_q (t) - F_{ст} = 0,$$

Как видно из выражения (12.3), жесткость зубчатого зацепления определяется произведением функций контактирования. Спектральные характеристики произведения функций контактирования $\varepsilon_l (t)\, \varepsilon_q (t)$ представлены в табл. 12.5 с учетом того, что частоты изменения погрешности шага от зуба к зубу шестерни и колеса Ω_l, Ω_q кратны частотам вращения ω_1 и ω_2 соответственно.

Анализ табл. 12.5 показывает, что при увеличении погрешности шага кроме зубцовых и кратных им частот в спектре изменения жесткости зубчатого зацепления появляются комбинационные частоты $p\omega_z \pm k_q\omega_2$; $l\omega_z \pm k_l\,\omega_1$; $(l+p)\,\omega_z \pm k_l\omega_1 \pm k_q\omega_z$. При увеличении погрешности шага происходит расширение спектра комбинационных частот изменения жесткости.

Ниже приведены исходные данные для расчета жесткости и вынуждающих сил зубчатого зацепления:

Порядок преобладающей гармоники отклонения зуба по ширине зубчатого венца k	3
Амплитуда преобладающей гармоники отклонения профиля зуба по ширине зубчатого венца a_k, м	$2{,}97\cdot10^{-9}$
Модуль упругости материала зубчатых колес E, Н/м^2	$2{,}23\cdot10^{11}$
Коэффициент Пуассона ε	0,3
Вращающий момент на шестерне $M_{вр}$, Н·м	0,0216
Радиус делительной окружности, м:	
шестерни r_1	$7{,}2\cdot10^{-3}$
колеса r_2	$11{,}2\cdot10^{-3}$
Число зубьев:	
шестерни z_1	18
колеса z_2	28
Угловая частота вращения шестерни ω_1, 1/с	795,87
Угол зацепления $\alpha_з$, °	20
Амплитуда погрешности шага, м:	
шестерни $\Delta f'_{m_l}$	$0{,}05\cdot10^{-3}$
колеса $\Delta f'_{mq}$	$0{,}05\cdot10^{-3}$
Амплитуда 1-й гармоники профильной погрешности зубьев, м:	
шестерни h_{l1}	$2\cdot10^{-9}$
колеса h_{q1}	$2\cdot10^{-9}$

Рассмотрим методику и пример расчета жесткости зубчатого зацепления.

1. Определение радиусов выступов рабочих поверхностей контактирующих зубьев:

$$Rlk = \frac{2a_k k^2}{\pi}.$$

Результаты расчета: $R_l = 17\cdot10^{-6}$ м.

2. Расчет конструктивного параметра B зубчатой пары

$$B = \frac{2E}{3(1-\varepsilon^2)} \left(\frac{R_{l1}R_{l2}}{R_{l1}+R_{l2}}\right)^{1/2}.$$

Результаты расчета: $B = 4{,}76\cdot10^8$ Н/м$^{3/2}$.

3. Определение силы $F_{ст}$, действующей в контакте зубьев:

$$F_{ст} = M_{вр}/r_1.$$

Результаты расчета: $F_{ст} = 3$ Н.

4. Расчет статической деформации зубьев:

$$\delta_{0lq} = (F_{ст}/B)^{\frac{1}{p-1}}.$$

Результаты расчета: $\delta_{0lq} = 3{,}42\cdot10^{-6}$ м.

5. Определение коэффициента перекрытия ε_α:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\left(\frac{z_1^2}{4}\sin^2\alpha_з + z_1 + 1\right)^{1/2} + \left(\frac{z_2^2}{4}\sin^2\alpha_з + z_2 + 1\right)^{1/2} - \frac{z_1+z_2}{2}\sin\alpha_з}{\pi\cos\alpha_з}.$$

Результаты расчета: $\varepsilon_\alpha = 1{,}584$.

6. Расчет периода зацепления:

$$\tau = 2\pi\varepsilon_\alpha/(\omega_1 z_1).$$

Результаты расчета: $\tau = 0{,}695\cdot10^{-3}$ с.

7. Определение частоты вращения колеса:

$$\omega_2 = \frac{z_1\omega_1}{z_2}.$$

Результаты расчета: $\omega_2 = 511{,}63$ 1/с.

8. Определение вспомогательных параметров:

$$A_{0l} = \frac{\tau\omega_1}{2\pi}; \quad A_{0q} = \frac{\tau\omega_2}{2\pi}.$$

Результаты расчета: $A_{0l} = 0{,}088$; $A_{0q} = 0{,}0566$.

9. Расчет постоянной составляющей жесткости зацепления:

$$C_{з0} = (p-1) B \delta_{0lq}^{p-2} z_1 z_2 A_{0l} A_{0q}.$$

Результаты расчета: $C_{з0} = 3{,}315\cdot10^6$ Н/м.

10. Определение вспомогательных коэффициентов:

$$A_{(lz_1)\,l} = (\omega_1\tau/2\pi)\ \mathrm{sinc}\ (lz_1\omega_1\tau/2);$$

$$A_{(lz_2)\,q} = (\omega_2\tau/2\pi)\ \mathrm{sinc}\ (lz_2\omega_2\tau/2),$$

$$l = 1,\ 2,\ 3,\ \ldots$$

Результаты расчета: $A_{18l} = -0{,}017$; $A_{28q} = -0{,}01097$.

11. Расчет функции Бесселя 1-го рода 0-го порядка:

$$J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right) = \sum_{m_1=0}^{\infty} \frac{(-1)^{m_1}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{2r_1}\right)^{2m_1}}{m_1!\,m_1!};$$

$$J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right) = \sum_{m_1=0}^{\infty} \frac{(-1)^{m_1}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{2r_2}\right)^{2m_1}}{m_1!\,m_1!}.$$

Результаты расчета:

$$J_{0i}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{7{,}2\cdot10^{-3}}\right) = 0{,}99998; \quad J_{0q}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{11{,}2\cdot10^{-3}}\right) = 0{,}99995.$$

12. Расчет функции Бесселя 1-го рода k_i-го и k_q-го порядка:

$$J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right) = \sum_{m_1=0}^{\infty} \frac{(-1)^{m_1}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{2r_1}\right)^{(k_i+2m_1)}}{m_1!\,(m_1+k_i)!};$$

$$J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right) = \sum_{m_1=0}^{\infty} \frac{(-1)^{m_1}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{2r_2}\right)^{(k_q+2m_1)}}{m_1!\,(m_1+k_q)!}.$$

Результаты расчета: $J_{1_i}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{7{,}2\cdot10^{-3}}\right) = 0{,}00347$; $J_{1_q}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{11{,}2\cdot10^{-3}}\right) = 0{,}00223$.

13. Определение амплитуды изменения жесткости на частоте ω_z:

$$C_{\omega_z} = \frac{3}{2} B\delta_{0iq}^{1/2} z_1 z_2 \left\{(A_{0i}A_{(z_2)\,q}J_{0q})^2 + (A_{0q}A_{(z_1)\,i}J_{0i})^2\right\}^{1/2}.$$

Результаты расчета: $C_{\omega_z} = 1{,}05\cdot10^6$ Н/м.

14. Расчет амплитуды изменения жесткости на частоте $2\omega_z$:

$$C_{2\omega_z} = \frac{3}{2} B\delta_{0iq}^{1/2} z_1 z_2 \left\{[A_{0i}A_{(2z_2)\,q}J_{0q}]^2 + [A_{0q}A_{(2z_1)\,i}J_{0i}]^2 + [A_{(z_1)\,i}A_{(z_2)\,q}J_{0i}J_{0q}]^2\right\}^{1/2}.$$

Результаты расчета: $C_{2\omega_z} = 0{,}269\cdot10^6$ Н/м.

15. Расчет амплитуды изменения жесткости на частотах $\omega_z \mp \omega_1$ и $\omega_z \mp \omega_2$:

$$C_{\omega_z\mp\omega_1} = \frac{3}{2} B\delta_{0iq}^{1/2} z_1 z_2 A_{0q} A_{(z_1\mp1)\,i} J_{1i};$$

$$C_{\omega_z\mp\omega_2} = \frac{3}{2} B\delta_{0iq}^{1/2} z_1 z_2 A_{0i} A_{(z_2\mp1)\,q} J_{1q}.$$

Результаты расчета: $C_{\omega_z-\omega_1} = 0{,}0244\cdot10^5$ Н/м; $C_{\omega_z+\omega_1} = 0{,}0187\cdot10^5$ Н/м; $C_{\omega_z+\omega_2} = 0{,}0129\cdot10^5$ Н/м; $C_{\omega_z-\omega_2} = 0{,}0153 \times 10^5$ Н/м.

Аналогичную структуру имеют алгоритмы расчета для подшипников скольжения, токопередающих элементов и других сборочных единиц механизмов приборов.

Приведенные соотношения указывают на то, что допустимые технологические погрешности вызывают существенные качественные изменения в жесткостных характеристиках.

Силы, возбуждающие вибрацию и шум механизмов приборов и устройств, по своей природе могут быть механического, магнитного и аэродинамического происхождения. В соответствии с этим производят разделение вибраций на механические, магнитные и аэродинамические.

Источниками механической вибрации и шума являются неуравновешенные вращающиеся или колеблющиеся детали, опоры, зубчатые передачи, токопередающие узлы и другие элементы.

Неуравновешенность элементов вызывает колебания с частотами, кратными частоте вращения или стационарного движения. Амплитуда вынуждающих сил пропорциональна квадрату частоты и дисбалансу масс вращающихся элементов [100].

Основными причинами колебаний, возбуждаемых опорами и зубчатыми передачами, являются циклическое изменение жесткости зацепления при движении и допустимые геометрические несовершенства контактирующих и сопрягаемых поверхностей [30, 147].

Колебания токопередающих узлов возникают вследствие ударных и фрикционных взаимодействий, а также неточности изготовления элементов. Параметры вынуждающих сил зависят от частоты вращения, технологических неточностей изготовления и сборки.

Магнитная вибрация и шум возникают вследствие периодического изменения электромагнитных сил в воздушном зазоре электромагнитной системы, обусловленного конструктивными особенностями (зубчатостью строения ротора, допустимыми отклонениями формы и расположения элементов. Параметры вынуждающих сил зависят от параметров магнитной системы, частот стационарного движения, технологических дефектов изготовления и сборки магнитной системы.

Источниками вибрации и шума аэродинамического происхождения являются движущиеся детали механизма.

Колебания взаимодействуют между собой, в результате возникает вибрация в широком спектре частот (до десятков килогерц) с различными амплитудами.

Допустимые технологические дефекты обусловливают перераспределение деформации, что приводит к появлению возму-

12.6. Спектральные характеристики возмущающих сил

Источник возмущения	Направление возмущения	Амплитуда возмущающих сил	Частота возмущения
Непреобладающая неокруглость k-й формы дорожки качения наружного кольца ($q = 1$)	Осевое ($j = 2, 3$)	$F_{11k} = \frac{3}{2} B_k z \frac{\sin\alpha}{\pi} \gamma_s r_{1k}$	$\omega_{1k} = \lvert (zp \pm k)\,\theta_q \pm k\omega_c \rvert$
	Радиальное ($j = 2, 3$)	$F_{21k} = \frac{3}{2} B_k z \frac{\cos\alpha}{2\pi} \gamma_s r_{1k}$	$\omega_{21k} = \lvert k\omega_c + (-1)^{p-1}\omega_c \pm \pm [zp \mp k \pm (-1)^p]\,\theta_q \rvert$
Непреобладающая неокруглость k-й формы дорожки качения внутреннего кольца ($q = 2$)	Осевое ($j = 1$)	$F_{12k} = \frac{3}{2} B_k z \frac{\cos\alpha}{2\pi} \gamma_s r_{2k}$	$\omega_{12k} = \lvert (zp \mp k)\,\theta_q \pm k\,(\omega_c - \omega_в) \rvert$
	Радиальное ($j = 2$)	$F_{22k} = \frac{3}{2} B_k z \frac{\cos\alpha}{2\pi} \gamma_s r_{2k}$	$\omega_{22k} = \lvert k\,(\omega_c - \omega_в) + (-1)^{p-1} \times \times \omega_c \pm [zp \mp k \pm (-1)^p]\,\theta_q \rvert$
Преобладающая неокруглость дорожки качения кольца	Осевое и радиальное ($j = 1, 2, 3$)	$M x_{j1} \theta_q^2$	θ_q
Разноразмерность шариков ($q = 0$)	Осевое (j—I)	$F_{10\,(p)} = \frac{3}{2} B_k z \frac{\sin\alpha}{\tau} \gamma_p \Delta D_w;$ $\tau = \begin{cases} \pi, & p = 0 \\ \pi/2, & p \neq 0 \end{cases}$	$\omega_{10p} = p\theta_q$
	Радиальное ($j = 2$)	$F_{20\,(p \pm 1)} = \frac{3}{2} B_k z \frac{\cos\alpha}{\tau} \gamma_{(p \pm 1)} \Delta D_w;$ $\tau = \begin{cases} \pi, & p = 0 \\ \pi/2, & p \neq 0 \end{cases}$	$\omega_{20\,(p \pm 1)} = \lvert (p \pm 1)\,\theta_q \mp \omega_c \rvert$

Примечание. В таблице обозначено: F_{jqk}, ω_{jqk} — амплитуда и частота возмущения в j-м направлении от дефекта k-й формы на q-м кольце; B_k — конструктивный параметр; α — угол контакта; r_{1k}, r_{2k} — отклонения k-й формы дорожки качения наружного и внутреннего колец; ΔD_w — разномерность шариков; γ_s — коэффициент линеаризации; $p = 0, 1, 2, \ldots$; $k = 2, 3, 4, \ldots$; θ_q — частота изменения жесткости подшипника; $\omega_в$, ω_c — частоты вращения кольца и сепаратора; x_{j1} — амплитуда статических перемещений.

щающих сил. Сила упругости является нелинейной функцией сближения контактирующих тел

$$F_{qi} = K_q \delta_{qi}^{3/2} e\,(\delta_{qi}), \quad i = 1, 2, \ldots, z,$$

где K_q — коэффициент, определяющий упругие свойства контактирующих тел; δ_{qi} — деформация сближения в зоне контакта; $e\,(\delta_{qi})$ — функция контактирования, $e\,(\delta_{qi}) = \begin{cases} 1, & \delta_{qi} > 0; \\ 0, & \delta_{qi} \leqslant 0. \end{cases}$

Значение δ_{qi} зависит от статических смещений под действием нагрузки, а также от отклонений формы и расположения.

Линеаризованные выражения возмущающих сил, обусловленных дефектами, приведены в табл. 12.6. Коэффициенты линеаризации γ_s определяют по формулам [112]:

для равномерного спектра допустимых технологических погрешностей, когда нет преобладающих гармоник разложения профилограмм

$$(\delta)^{1/2} \int_0^{\pi} (1 + \lambda \cos\psi)^{1/2}\, e\,(1 + \lambda \cos\psi) \cos s\psi\, d\psi, \quad \lambda \leqslant 0,\ 1;$$

$$(\delta_{2m})^{1/2} \int_0^{\pi} \left(\frac{1}{\lambda} + \cos\psi\right)^{1/2} e\,(1 + \lambda \cos\psi) \cos s\psi\, d\psi, \quad \lambda > 0,\ 1;$$

для неравномерного спектра в случае преобладающего дефекта на неподвижном элементе

$$\gamma_s = \int_0^{\pi} (\delta_1 + \delta_{2m} \cos\psi + \delta_{n11} \cos z\psi - r_{1k_0} \cos k_0\psi)^{1/2}\, e \times$$

$$\times\, (\delta + \delta_{2m} \cos\psi + \delta_{n11} \cos z\psi - r_{1k_0} \cos k_0\psi) \cos s\psi\, d\psi; \quad (12.4)$$

в случае преобладающего дефекта на подвижном элементе

$$\gamma_s = \int_0^{\pi} (\delta + \delta_{2m} \cos a_1\psi + \delta_n \cos z a_2\psi - r_{2k_0} \cos k_0 a_2\psi)^{1/2}\, e \times$$

$$\times\, (\delta + \delta_{2m} \cos a_1\psi + \delta_n \cos z a_2\psi - r_{2k_0} \cos k_0 a_2\psi) \cos s\psi\, d\psi, \quad (12.5)$$

где δ — среднее значение деформации; δ_{2m} — переменная составляющая деформации; a_1, a_2 — целые числа, удовлетворяющие соотношению $a_2/a_1 = (\omega_в - \omega_c)/\omega_c$;

$$s = \begin{cases} s' & \text{— для преобладающей гармоники на неподвижном элементе;} \\ a_q s' & \text{— то же на подвижном элементе;} \\ \left.\begin{matrix} p, & j = 1 \\ p \pm 1, & j = 2,\ 3 \end{matrix}\right\} & \text{— для разноразмерности шариков в подшипнике;} \end{cases}$$

$$s=\begin{cases} zp \pm k, & j=1; \\ zp \mp k \pm (-1), & j=2,\ 3; \end{cases} \qquad \tau=\begin{cases} \pi, & p=0; \\ \pi/2, & p=1,\ 2, \end{cases}$$

$$p=0,\ 1,\ 2,\ 3,\ \ldots.$$

При наличии зазоров в механизмах возникают ударные силы, зависящие от режима движения. Спектр ударной силы $S_{уд}(f)$ можно представить в виде [102]

$$S_{уд}(f)=\frac{1{,}07Mv_0}{\tau_{уд}}\{\cos 2\pi f\tau_{уд}/[1-(2f\tau_{уд})^2]\}, \qquad (12.6)$$

где f — частота, Гц.

Длительность соударения $\tau_{уд}$ находят по формуле

$$\tau_{уд}=\frac{2{,}94}{v_0^{1/5}}\left(\frac{5M}{4K_q}\right)^{2/5},$$

где k_q — коэффициент, характеризующий упругие свойства в контакте; v_0 — скорость столкновения при ударе; $M=M_1M_2/(M_1+M_2)$; M_1, M_2 — массы соударяющихся тел. Скорость столкновения v_0 масс при ударе, например, подшипника, определяют следующим образом:

$$v_0=\sqrt{\left\{2R\cos(\alpha_{qi}-\varphi_2)\cos(\varphi_1+\pi/z)\times\right.}\cdots\rightarrow$$

$$\leftarrow\cdots\overline{\left.\times\left[\left(|\delta_{q(i-1)}|+\Delta\left(1-\cos\frac{2\pi}{z}\right)\right)\Big/2\cos\alpha_{q(i-1)}\right]\right\}/M},$$

где Δ — посадочный зазор; $\delta_{q(i-1)}$ — зазор $(i-1)$-го шарика.

Если ударные силы образуют последовательность импульсов с периодом T, то

$$S_{уд}(f)=\frac{1{,}07Mv_0}{\tau_{уд}}\{\cos\pi f\tau_{уд}/[1-(2f\tau_{уд})]^2\}(\sin\pi nfT/\sin\pi fT).$$

При $n\to\infty$ спектр $S_{уд}(f)$ вырождается в дискретный с частотами, кратными $1/T$, и огибающей, описываемой соотношением (12.6). Алгоритм определения ударных сил состоит в последовательном нахождении моментов t_i, соответствующих моментам контакта.

Вынуждающие силы погрешностей изготовления зубчатых колес могут быть определены согласно формуле (12.2)

$$F=(p-1)B\sum_{i,\,q}\left\{\sum_l h_{il}\cos\left[l\omega_1t+\frac{2\pi l}{z_1}(i-1)+\varphi_{il}\right]-\right.$$

$$\left.-\sum_p h_{qp}\cos\left[p\omega_2t+\frac{2\pi p}{z_2}(q-1)+\varphi_{qp}\right]\right\}\delta_{0iq}^{p-2}e(\delta_{0iq})\,\varepsilon_i(t)\,\varepsilon_q(t),$$

где

$$h_{il}=h_{i1}\exp\{-0{,}3\,|\,l-1\,|\};\quad h_{ql}=h_{q1}\{-0{,}3\,|\,l-1\,|\}.$$

Спектральные характеристики вынуждающих сил зубчатого зацепления представлены в табл. 12.7.

При наличии погрешностей профиля зубьев вынуждающие силы действуют только на зубцовой и кратных ей частотах. При наличии погрешностей шага появляются составляющие амплитуд вынуждающих сил на комбинированных частотах, причем с увеличением погрешности шага число составляющих и амплитуда на комбинированных частотах $p\omega_z \pm k_q\omega_2$, $(l+p)\,\omega_z \pm k_i\omega_1 \pm \pm k_q\omega_2$, $l\omega_z \pm k_i\omega_1$ возрастают.

Рассмотрим методику и пример расчета вынуждающих сил, обусловленных дефектами зубчатого зацепления. Исходные данные для расчета приведены на стр. 672.

1. Расчет конструктивного параметра B по методике расчета жесткости.

Результаты расчета: $B=4{,}76\cdot10^8$ Н/м$^{3/2}$.

2. Определение статической деформации зацепления δ_{0iq} по методике расчета жесткости.

Результаты расчета: $\delta_{0iq}=3{,}42\cdot10^{-6}$ м.

3. Расчет вспомогательных параметров A_{0i}, A_{0q} по методике расчета жесткости.

Результаты расчета: $A_{0i}=0{,}088$; $A_{0q}=0{,}0566$.

4. Определение коэффициентов Фурье функции контактирования зубьев шестерни A_{ni}, где $n=p_1z_1-l$ по методике (см .с. 673).

Результаты расчета: $p_1=1$; $n=1\cdot18-1=17$; $A_{17i}=-0{,}0187$.

Зависимость A_{ni}, n от l имеет вид:

l	1	2	3	4	5	6	18
n	17	16	15	14	13	12	—
A_{ni}	—0,0187	—0,0190	—0,0179	—0,0150	—0,0107	—0,0047	—

5. Расчет функции Бесселя 1-го рода 0-го порядка

$$J_{0i}\left(\frac{\Delta f_{mi}}{r_1}\right);\quad J_{0q}\left(\frac{\Delta f_{mq}}{r_2}\right)$$

по методике расчета жесткости.

Результаты расчета:

$$J_{0i}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{7{,}2\cdot10^{-3}}\right)=0{,}99998;\quad J_{0q}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{11{,}2\cdot10^{-3}}\right)=0{,}999995.$$

6. Определение функции Бесселя 1-го рода k_i-го и k_q-го порядков от аргументов $\frac{\Delta f_{mi}}{r_1}$ и $k_q\frac{\Delta f_{mq}}{r_2}$ по методике расчета жесткости.

Результаты расчета: $k_i=1$; $k_q=1$; $J_{1i}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{7{,}2\cdot10^{-3}}\right)=0{,}00347$; $J_{1q}\left(\frac{50\cdot10^{-6}}{11{,}2\cdot10^{-3}}\right)=0{,}00223$.

7. Расчет амплитуд гармоник отклонения профиля зубьев шестерни при l, равном 2; 3; 4; 5; 6; 18.

$$h_{il}=h_{i1}\exp\{-0{,}3\,|\,l-1\,|\}.$$

12.7. Спектральные характеристики вынуждающих сил зубчатого зацепления

Амплитуда вынуждающих сил	Частота вынуждающих сил	Примечание
Источник возмущения — l-я гармоника отклонения профиля зуба колеса		
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0i}A_{0q}h_{ql}$ $(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0i}A_{mq}J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{mqL}}{r_2}\right)h_{ql}$	$p_2\omega_2$	$l=p_2z_2$ $m=p_2z_2-l$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0i}A_{mq}J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{ql}$	$p_2\omega_z\mp k_q\omega_2$	$m=p_2z_2-l\mp k_q$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0q}A_{ni}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)h_{ql}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z\mp k_i\omega_i$	$l=p_2z_2$ $n=p_1z_1\mp k_i$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{ql}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z$	$n=p_1z_i$ $m=p_2z_2-l$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)J_{kq}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{ql}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z\mp k_q\omega_2$	$m=p_2z_2-l\mp k_q$ $n=p_1z_i$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{ql}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z+k_i\omega_i$	$m=p_2z_2-l$; $n=p_1z_1+k_i$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{ql}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z\mp k_i\omega_1\mp k_q\omega_2$ $(p_1+p_2)\,\omega_z\mp k_i\omega_1\pm k_q\omega_2$	$n=p_1z_1\mp k_i$; $m=p_2z_2-l\mp k_q$; $n=p_1z_1\mp k_i$; $m=p_2z_2\pm k_q$
Источник возмущения — l-я гармоника отклонения профиля зуба шестерни		
$(p-1)\,Bz_1z_2\delta_{0iq}^{p-2}A_{0i}A_{0q}h_{il}$ $(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0q}A_{ni}J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)h_{il}$	$p_1\omega_z$	$l=p_1z_1$ $n=p_1z_1-l$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0i}A_{mq}J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{il}$ $(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)h_{0q}\left(\frac{\Delta f_{mq}}{r_2}\right)h_{il}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z$	$m=p_2z_2$; $l=p_1z_i$ $m=p_2z_2$; $n=p_1z_1-l$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0i}A_{mq}J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{il}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z\mp k_q\omega_2$	$m=p_2z_2\mp k_q$ $l=p_1z_1$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{0q}A_{ni}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)h_{il}$	$p_1\omega_z\mp k_i\omega_1$	$n=p_1z_1\mp k_i-l$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{0i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)J_{k_q}\left(k_q\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{il}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z+k_q\omega_2$	$n=p_1z_1-l$ $m=p_2z_2+k_q$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{k_i}\left(k_i\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)J_{0q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{il}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z\mp k_i\omega_1$	$n=p_1z_1-l\mp k_i$ $m=p_2z_2$
$(p-1)\,B\delta_{0iq}^{p-2}z_1z_2A_{ni}A_{mq}J_{k_i}\left(\frac{\Delta f'_{m_i}}{r_1}\right)J_{k_q}\left(\frac{\Delta f'_{m_q}}{r_2}\right)h_{il}$	$(p_1+p_2)\,\omega_z\pm k_i\omega_1\mp k_q\omega_2$	$n=p_1z_1-l\mp k_i$; $m=p_2z_2\mp k_q$
	$(p_1+p_2)\,\omega_z\mp k_i\omega_1\pm k_q\omega_2$	$n=p_1z_1-l\mp k_i$; $m=p_2z_2\pm k_q$

Примечание. В таблице обозначено: p_1, p_2, l, k_i, k_q — целые числа (1, 2, 3, ...); l — номер гармоники отклонения профиля зубьев; B — конструктивный параметр, характеризующий упругие свойства шестерни и колеса; δ_{0iq} — статическая деформация зацепления; $\Delta f'_{m_i}$, $\Delta f'_{m_q}$ — амплитудные значения погрешности шага шестерни и колеса соответственно; r_1, r_2 — радиусы делительных окружностей шестерни и колеса; z_1, z_2 — число зубьев шестерни и колеса; $J_k(x)$ — функция Бесселя I рода k-го порядка от аргумента x; ω_1, ω_2 — угловая частота вращения шестерни и колеса; A_{ni}, A_{mq} — коэффициенты Фурье функции контактирования зубьев шестерни и колеса; ω_z — зубцовая частота; h_{il} — амплитуда l-й гармоники отклонения профиля зубьев шестерни.

Результаты расчета:

$l = 2$; $h_{l2} = 2 \cdot 10^{-6}$ exp $\{-0{,}3 \cdot 1\} = 1{,}5 \cdot 10^{-6}$ м; аналогично определяем h_{l3}, ..., h_{ll}.

Зависимость значений h_{ll} от l имеет вид:

l	...	1	2	3	4	5	6	18
h_{ll}	...	$2 \cdot 10^{-6}$	$1{,}5 \cdot 10^{-6}$	$1{,}1 \cdot 10^{-6}$	$0{,}8 \cdot 10^{-6}$	$0{,}6 \cdot 10^{-6}$	$0{,}45 \cdot 10^{-6}$	$0{,}0226 \cdot 10^{-6}$

8. Определение амплитуды вынуждающей силы $F_{\omega z}$ на частоте ω_z от погрешностей профиля шестерни

$$F_{\omega_z} = \sqrt{\sum_{l=1,\,2,\,3,\,4,\,5,\,6,\,18} (F^l_{\omega_z})^2}$$

а) $F^l_{\omega_z} = (p-1)\, B \delta^{p-2}_{0lq} A_{0l} A_{0q} h_{ll} z_1 z_2$, где $l = p_1 z_1$;

б) $F^l_{\omega_z} = (p-1)\, B \delta^{p-2}_{0lq} A_{0q} A_{nl} z_1 z_2 \left(J_{0l} \left(\frac{\Delta f_{m_i}}{r_1} \right) \right) h_{ll}$,

где $n = p_1 z_1 - l$; $l = 1;\ 2;\ 3;\ 4;\ 5;\ 6$.

Результаты расчета: а) $p = \frac{5}{2}$; $p_1 = 1$; $l = 18$; $F^{18}_{\omega_z} = 0{,}075$ Н; б) $l = 1$, $n = 1 \cdot 18 - 1 = 17$, $F^1_{\omega_z} = 1{,}4$ Н.

Зависимость значений $F^l_{\omega_z}$ от l имеет вид:

l	...	1	2	3	4	5	6	18
$F^l_{\omega_z}$	...	1,40	1,06	0,74	0,45	0,24	0,08	0,075

$$F_{\omega_z} = \sqrt{1{,}40^2 + 1{,}06^2 + 0{,}74^2 + 0{,}45^2 + 0{,}24^2 + 0{,}08^2 + 0{,}075^2} = 1{,}98 \text{ Н}.$$

12.3. Последовательность расчета вибрации и шума. Примеры расчета

Вибрации оказывают влияние на долговечность, прочность и точность работы приборов. В связи с этим возникает необходимость расчета, измерения и нормирования виброакустических характеристик. Расчет осуществляется в следующих целях: 1) оценки вибрации и шума конкретного механизма; 2) исследования зависимости вибрации от основных конструктивных и технологических факторов; 3) обоснования требований к конструктивным и технологическим параметрам для обеспечения заданного уровня вибрации; 4) использования данных расчета вибрации для диагностики технического состояния. Вибрация как колебательный процесс может быть охарактеризована амплитудой, частотой и фазой вибросмешения, виброскорости или виброускорения. Для оценки вибрации рассчитывают и измеряют амплитудно-частотный спектр и общий уровень вибрации. Амплитудно-частотный спектр представляет собой зависимость амплитуд вибрации от частоты. Расчет вибрации сводится к определению амплитуд и частот дискретных составляющих спектра. Так как дискретные составляющие содержат информацию о характере и значении дефекта, в дальнейшем их характеристики используют при решении задач обеспечения заданного уровня вибрации механизма и вибродиагностики его состояния.

Общий уровень вибрации является комплексной характеристикой, положенной в основу нормирования вибрации механизма. Расчет общего уровня вибрации производят по формуле

$$A = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} A_i^2},$$

где A_i — амплитуда i-й дискретной составляющей спектра вибрации.

Вибрация зависит от возмущающих сил и динамических свойств системы, определяемых передаточной функцией

$$x(\omega_j,\ t) \doteq \sum_{j,\ q} W(\omega_j,\ \theta_q,\ t)\, F(\omega_j,\ t), \qquad (12.7)$$

где x — вектор виброперемещений; W — передаточная матрица; ω_j — частоты спектрального представления возмущающей силы; θ_q — частота изменения параметров; F — вектор возмущающей силы.

Для общего случая вибрации выражения для расчета передаточной матрицы приведены в работе [147].

Для линейной вибрации передаточную функцию и виброперемещения определяют с помощью выражений:

$$W(\omega_{jqk}) = W_{0j}(\omega_{jqk}) + \xi_j W_{0j}(\omega_{jqk}) [L(\omega_{jqk}) \cos \theta_q t + i^* P(\omega_{jqk}) \sin \theta_q t];\ W_{0j}(\omega_{jqk}) = [\Omega_j^2 - \omega_{jqk}^2]^{-1};$$

$$L(\omega_{jqk}) = \frac{\Omega_j^2 (\Omega_j^2 - \omega_{jqk}^2 - \theta_q^2)}{(\Omega_j^2 - \omega_{jqk}^2 - \theta_q^2)^2 - 4\theta_q^2 \omega_{jqk}^2};$$

$$P(\omega_{jqk}) = \frac{2\omega_{jqk} \theta_q \Omega_j^2}{(\Omega_j^2 - \omega_{jqk}^2 - \theta_q^2)^2 - 4\theta_q^2 \omega_{jqk}^2}, \quad i^* = \sqrt{-1}.$$

Для системы с периодически изменяющимися параметрами

$$x_j(t) \doteq \left[\frac{1}{M} \sum_{q}^{2} \sum_{k} \{ W_{0j}(\omega_{jqk}) + \xi_j W_{0j}(\omega_{jqk}) \times [L(\omega_{jqk}) \cos \theta_q t + i^* P(\omega_{jqk}) \sin \theta_q t] \} F_{jqk} \exp(i^* \omega_{jqk} t) \right],$$

а для системы с постоянными параметрами

$$x_j(t) \doteq \left[\frac{1}{M} \sum_{q=1}^{2} \sum_{k} W_{0j}(\omega_{jqk})\, F_{jqk} \exp(i^* \omega_{jqk} t) \right],$$

где W_{0j} — постоянная составляющая передаточной функции; P, L — периодические составляющие передаточной функции; $\xi_j = C_{jjm}/C_{jj0}$ — отношение периодической составляющей параметра к постоянной составляющей.

Из полученных соотношений для передаточной матрицы видно, что в спектре колебаний помимо частот возмущений ω_j имеются частоты $\omega_j \pm \theta_q$. Наличие переменных коэффициентов в уравнениях оказывает влияние и на резонансные свойства вибрации. При параметрическом резонансе колебания с возрастающей амплитудой имеют место в некоторых интервалах значений параметров системы, в то время как при обычном резонансе они наступают при определенных значениях параметров системы. Кроме того, амплитуды возрастающих колебаний при параметрическом резонансе изменяются по показательному закону, а при точечном резонансе — по степенно́му. Обычный резонанс наступает при совпадении частот возмущений с частотами собственных колебаний. Параметрический резонанс возможен, когда частоты изменения параметров θ_q кратны собственным частотам системы. Границы главных областей неустойчивости определяются зависимостями, представленными в работе [114]. Введение демпфирования сужает области параметрического резонанса.

Методика и пример расчета вибрации подшипниковых узлов. Вибрация подшипника порождается колебаниями всех элементов. Однако определяющее влияние на вибрационные свойства подшипника оказывают виброперемещения колец. На практике представляет интерес разделение линейных и угловых колебаний подвижного кольца. Если к тому же пренебречь демпфированием, значимым только в резонансных зонах, и перекрестными связями $C_{ji}x_j$ $(i \neq j)$ по линейным координатам, то уравнение линейной вибрации можно представить в виде

$$\ddot{x}_j + \Omega_j^2 \left(1 + \sum_{q=1}^{2} \xi_j \cos \theta_q t\right) x_j = \frac{1}{M} F_j. \qquad (12.8)$$

Здесь x_j — вибросмешение в j-м направлении; $j = 1$ — осевое направление; $j = 2$; 3 — радиальное; $\Omega_j = C_{jj0}/M$ — частота собственных колебаний; $\xi_j = C_{jjm}/C_{jj0}$ — малый параметр, равный отношению переменной составляющей жесткости C_{jjm}, определяемой дефектами q-го кольца ($q = 1$ — наружное кольцо; $q = 2$ — внутреннее кольцо), к постоянной составляющей C_{jj0}; M — масса подвижного кольца с оправкой; θ_q — частота изменения жесткости,

$$\theta_q = \begin{cases} \omega_c, & q = 1; \\ \omega_c - \omega_в, & q = 2, \end{cases}$$

где ω_c и $\omega_в$ — круговые частоты вращения сепаратора и вращающегося кольца.

Уравнения (12.7) и (12.8) могут быть использованы и для исследования вибрации сепаратора и шариков, если произвести замену инерционных элементов и учесть соответствующие упругие связи. Эти вопросы рассмотрены в работе [146].

Ниже приведены исходные данные для расчета вибрации:

Тип подшипника	6025
Геометрические параметры:	
радиусы по дну желобов R_q, м:	
наружного кольца R_1	$6{,}93 \cdot 10^{-3}$
внутреннего кольца R_2	$3{,}75 \cdot 10^{-3}$
радиусы желобов r_q, м:	
наружного кольца r_1	$1{,}84 \cdot 10^{-3}$
внутреннего кольца r_2	$1{,}67 \cdot 10^{-3}$
диаметр шариков D_w, м	$3{,}18 \cdot 10^{-3}$
число шариков z	7
начальный угол контакта α_0, °	12
Нагрузка F_j, Н:	
осевая F_1	8
радиальная F_2, F_3	$F_2 = 0$, $F_3 = 0$
Частота вращения, $с^{-1}$:	
вращающегося кольца $\omega_в$	1200
сепаратора ω_c	445
Масса подвижного кольца с оправкой M, кг	0,03
Параметры дефектов или технологических погрешностей:	
характер спектра	Неравномерный
амплитуда и характер неровности преобладающей гармоники некруглости дорожки качения кольца r_{qk_0}, м:	
наружного кольца r_{1k_0}	$r_{12} = 4{,}1 \cdot 10^{-6}$; $k_0 = 2$
внутреннего кольца r_{2k_0}	0
Амплитуда непреобладающих гармоник некруглости дорожек качения колец r_{qk}, м	0
Разноразмерность шариков ΔD_w, м	—

Рассмотрим методику и пример расчета вибрации.

1. Расчет конструктивного параметра B_k по методике расчета деформации шарикоподшипников.

Результаты расчета: $B_k = 6{,}65 \cdot 10^9$ Н/м$^{3/2}$.

2. Вычисление деформации тел качения по методике, рассмотренной выше; среднее значение деформации δ_1; амплитуда периодической составляющей от действия радиальной нагрузки δ_{2m}; амплитуда периодической составляющей податливости, вызванной технологическими погрешностями; амплитуда статических перемещений кольца в j-м направлении x_{j1}, определяется по формуле (12.1).

Результаты расчета: $\delta_1 = -10^{-6}$ м; $\delta_{2m} = 0$ м; $\delta_{n11} = 0{,}55 \times 10^{-6}$ м; $x_{11} = 4{,}2 \cdot 10^{-6}$ м; $x_{21} = 2{,}5 \cdot 10^{-6}$ м.

3. Определение жесткости подшипника по методике, рассмотренной на стр. 665:

среднее значение жесткости в j-м направлении C_{jj0};

амплитуда периодической составляющей жесткости C_{jjm}.

Результаты расчета: $C_{110} = 1{,}365 \cdot 10^6$ Н/м; $C_{220} = 12{,}84 \times 10^6$ Н/м; $C_{11m} = 0{,}251 \cdot 10^6$ Н/м; $C_{22m} = 2{,}196 \cdot 10^6$ Н/м.

4. Расчет рабочего угла контакта:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{\cos\alpha_0}{1+\delta_0/h}\right); \quad h = r_1 + r_2 - D_w.$$

Результаты расчета: $h = 0{,}33 \cdot 10^{-3}$ м; $\alpha = 11^\circ\, 9'$.

5. Частота собственных колебаний:

$$\Omega_j^2 = C_{jj0}/M.$$

Результаты расчета: $\Omega_1^2 = 45{,}5 \cdot 10^6$ с$^{-2}$; $\Omega_2^2 = 428 \cdot 10^6$ с$^{-2}$.

6. Отношение переменной составляющей к постоянной составляющей жесткости

$$\xi_j = C_{jjm}/C_{jj0}; \quad j = 1,\ 2,\ 3.$$

Результаты расчета: $\xi_1 = 0{,}18$; $\xi_2 = 0{,}17$.

7. Частота изменения жесткости θ_q

$$\theta_1 = z\omega_c.$$

Результаты расчета: $\theta_1 = 3115$ с$^{-1}$.

8. Расчет параметров возмущающей силы от преобладающей гармоники некруглости дорожек качения колец:

частота ω_{jqk}, с$^{-1}$; $\omega_{j12} = z\omega_c$;

амплитуда F_{jqk}, Н; $F_{j12} = Mx_{j1}\omega_{j12}^2$.

Результаты расчета: $\omega_{12} = 3115$ с$^{-1}$; $F_{112} = 0{,}03 \cdot 4{,}2 \cdot 10^{-6} \times 3115^2 = 1{,}2$ Н; $F_{212} = 0{,}03 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 3115^2 = 0{,}7$ Н.

9. Расчет параметров возмущающих сил от непреобладающих гармоник некруглости дорожек качения колец.

Определение вспомогательного коэффициента γ_s по формулам (12.4)—(12.5). Для случая $\delta_{2m} = 0$ коэффициент можно определить, используя метод эквивалентной линеаризации, следующим образом:

$$T = \frac{\delta_1}{r_{qk_0}}; \qquad S^* = \frac{\delta_{n\,11}}{r_{qk_0}};$$

$$A(\psi) = T + S^* \cos z\psi - \sin k_0\psi;$$

$$e[A(\psi)] = e(T + S^* \cos z\psi - \cos k_0\psi);$$

$$k_э = \sqrt{r_{qk_0}}\,\frac{\int_0^\pi [A(\psi)]^{5/2}\, e[A(\psi)]\, d\psi}{\int_0^\pi [A(\psi)]^2\, e[A(\psi)]\, d\psi}$$

Интегралы рассчитываются на ЭВМ по формулам:

$$J_s = \int_0^\pi e[A(\psi)] \cos s\psi\, d\psi;$$

$$\gamma_s = \frac{2}{3} k_э J_s.$$

Расчет параметров возмущающих сил для всех k за исключением k_0 для $q = 1$ по формулам табл. 12.6.

Результаты расчета: $T = -0{,}243$; $S^* = 0{,}134$; $A(\psi) = -0{,}243 + 0{,}134 \cos 7\psi - \cos 2\psi$; $e[A(\psi)] = e(-0{,}243 + 0{,}134 \cos 7\psi - \cos 2\psi)$; $K_э = \sqrt{4{,}1 \cdot 10^{-4}}\,\frac{\int_0^\pi [A(\psi)]^{5/2}\, e[A(\psi)]\, d\psi}{\int_0^\pi [A(\psi)]^2\, e[A(\psi)]\, d\psi} = 1{,}64 \cdot 10^{-3}$; $J_s = \int_0^\pi e(-0{,}243 + 0{,}134 \cos 7\psi - \cos 2\psi) \cos s\psi\, d\psi$; $J_{s=0} = 1{,}27$; $J_{s=1} = 0$; $J_{s=2} = -0{,}95$; ...; $J_{s=z=7} = 0{,}11$; $\gamma_{s=0} = 1{,}39 \cdot 10^{-3}$; $F_{jqk} = 0$, так как для $\Delta D_w = 0$, $q = 0$, $r_{qk} = 0$ для всех k при $q = 2$ и $k = k_0$ при $q = 1$.

10. Определение постоянной составляющей передаточной функции:

$$W_{0j}(\omega_{jqk}) = (\Omega_j^2 - \omega_{jqk}^2)^{-1},$$

действительной части переменной составляющей, с^2

$$\xi_i W_{0j} L_j = \xi_j W_{0j}\,\frac{\Omega_j^2[\Omega_j^2 - \omega_{jqk}^2 - \theta_q^2]}{(\Omega_j^2 - \omega_{jqk}^2 - \theta_q^2)^2 - 4\omega_{jqk}^2\theta_q^2};$$

мнимой части переменной составляющей

$$\xi_j W_{0j} P_j = \xi_j W_{0j}\,\frac{2\theta_q\omega_{qk}\Omega_j^2}{[\Omega_j^2 - \omega_{qk}^2 - \theta_q^2]^2 - 4\omega_{qk}^2\theta_q^2}.$$

Модуль и аргумент переменной составляющей:

$$W_{+qj} = \frac{1}{2}(\xi_j W_{0j} L_j + \xi_j W_{0j} P_j);$$

$$W_{-qj} = \frac{1}{2}(\xi_j W_{0j} L_j - \xi_j W_{0j} P_j).$$

Результаты расчета:

для $j = 1$

$\omega_{jqk} = \omega_{112} = 3115$ с$^{-1}$; $W_{01}(\omega_{112}) = 2{,}8 \cdot 10^{-8}$;

$\xi_1 W_{01} L_1 = 1{,}96 \cdot 10^{-8}$; $\xi_1 W_{01} P_1 = 1{,}46 \cdot 10^{-8}$;

для $j = 2$

$\omega_{212} = \omega_{112}$; $W_{02}(\omega_{212}) = 0{,}2 \cdot 10^{-8}$; $\xi_2 W_{02} L_2 = 0{,}2 \cdot 10^{-8}$; $\xi_2 W_{02} P_2 = 2{,}5 \cdot 10^{-11}$; $W_{+q1} = 1{,}71 \cdot 10^{-8}$; $W_{-q1} = 0{,}25 \cdot 10^{-8}$; $W_{+q2} = 0{,}1 \cdot 10^{-8}$; $W_{-q2} = 0{,}1 \cdot 10^{-8}$; $\arg W_{+qj} = \arg W_{-qj} = \arg W_{0j} = 0$.

11. Расчет виброперемещения от преобладающего дефекта x_{j1}

$$x_j(t) = \frac{F_{j\,12}(t)}{M}\{|W_{0j}(\omega_{jqk})|\cos(\omega_{jqk}t + \varphi_{0j} + \arg W_{0j}) + |W_{+qj}|\cos[(\omega_{jqk} + \theta_q)t + \varphi_{0j} + \arg(W_{+qj})] + |W_{-qj}|\cos[(\omega_{jqk} - \theta_q)t + \varphi_{0j} + \arg(W_{-qj})]\}.$$

Результаты расчета:

$$x_1(t) = [1{,}120\cdot10^{-6}\cos(3115t + \varphi_{01}) + 0{,}684\cdot10^{-6}\cos(6230t + \varphi_{01}) + 0{,}1\cdot10^{-6}\cos(\varphi_{01})]\ \text{м};$$

$$x_2(t) = [0{,}05\cdot10^{-6}\cos(3115t + \varphi_{02}) + 0{,}023\cdot10^{-6}\cos(6230t + \varphi_{02}) + 0{,}023\cdot10^{-6}\cos\varphi_{02}]\ \text{м}.$$

12. Расчет виброперемещений от непреобладающего дефекта производится аналогично рассмотренному в п. 11.

Примечание. Для рассматриваемого примера виброперемещения равны нулю.

13. Расчет уровня вибрации:

амплитуда вибрации $A(\omega_{jqk})$ на частоте ω_{jqk};

амплитуда вибрации $A(\omega_{jqk} + \theta_q)$ на частоте $(\omega_{jqk} + \theta_q)$;

общий уровень виброперемещения

$$A_a = \sqrt{\frac{1}{2}\left[\sum_{j,\,q,\,k} A^2(\omega_{jqk}) + \sum_{j,\,q,\,k} A^2(\omega_{jqk} + \theta_q)\right]};$$

общий уровень виброскорости

$$A_v = \sqrt{\frac{1}{2}\left\{\sum_{j,\,q,\,k}[\omega_{jqk}A(\omega_{jqk})]^2 + \sum[(\omega_{jqk} + \theta_q)^2 A(\omega_{jqk} + \theta_q)]^2\right\}};$$

общий уровень виброускорения

$$A_w = \sqrt{\frac{1}{2}\left\{\sum_{j,\,q,\,k}[\omega_{jqk}^2 A(\omega_{jqk})]^2 + \sum_{j,\,q,\,k}[(\omega_{jqk} + \bar{\theta}_q)^2 A(\omega_{jqk} + \theta_q)]^2\right\}}.$$

Результаты расчета:

$A(\omega_{112}) = 1{,}120\cdot10^{-6}$ м; $\omega_{112} = 3115$ с$^{-1}$; $A(\omega_{212}) = 0{,}047\times10^{-6}$ м; $\omega_{212} = 3115$ с$^{-1}$; $A(\omega_{112} + \theta_1) = 0{,}684\cdot10^{-6}$ м; $A(\omega_{212} + \theta_1) = 0{,}023\cdot10^{-6}$ м; $A_a = 0{,}93\cdot10^{-6}$ м; $A_v = 3{,}9\cdot10^{-3}$ м/с; $A_w = 20{,}3$ м/с^2.

Методика и пример расчета акустического шума. Основными источниками акустического шума являются колебания подвижных элементов, возникающие из-за геометрических аномалий, загрязнений смазки и других дефектов.

Шум характеризуется звуковым полем, основными параметрами которого являются скорости частиц среды и звуковое

давление. Параметры звукового поля определяют с учетом модели излучателя. Могут быть использованы три модели: сложного сферического излучателя, пульсирующей сферы и осциллирующей сферы. Акустическая модель сложного сферического излучателя применима для деталей, радиус вибрирующей поверхности которых соизмерим с длиной звуковой волны. При этом волновое уравнение имеет вид

$$c^2\frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left[\sin\theta\frac{\partial\Phi}{\partial\theta} + \frac{1}{\sin^2\theta}\frac{\partial^2\Phi}{\partial\varphi^2}\right] = \frac{\partial^2\Phi}{\partial t^2}, \tag{12.9}$$

где c — скорость распространения звука; t — время; Φ — потенциал звукового поля.

В случае установившегося волнового процесса с круговой частотой ω потенциал скоростей звукового поля определяется формулой

$$\Phi(r, \theta, \varphi, t) = \psi(r, \theta, \varphi)\exp(i^*\omega t).$$

В этом случае волновое уравнение (12.9) примет вид

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial\psi}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\left[\frac{1}{\sin\theta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\sin\theta\frac{\partial\psi}{\partial\theta} + \frac{1}{\sin^2\theta}\frac{\partial^2\psi}{\partial\theta^2}\right)\right] + k^2\psi = 0,$$

где $k = \omega/c$ — волновое число ($i^* = \sqrt{-1}$).

Не приводя промежуточных преобразований, которые подробно рассмотрены, например, в работах [146], остановимся на определении граничных условий. Так как воздух находится в соприкосновении с вибрирующими элементами, то граничным будет условие

$$v_r = \frac{\partial\psi}{\partial r}\Big|_{r=R}.$$

При расчетах рассмотрим излучающий элемент как твердое тело. Распределение скоростей твердого тела определяется соотношением

$$v_r = \dot{x}_3\sin\theta\cos\varphi + \dot{x}_2\sin\theta\sin\varphi + \dot{x}_1\cos\theta,$$

где $\dot{x}_1$ — скорость в осевом направлении; $\dot{x}_{(2)\,3}$ — скорости в радиальном направлении ($\dot{x}_j = dx_j/dt$).

Выражение для звукового давления имеет вид

$$p = \rho\frac{\partial\Phi}{dt} = \rho\omega\frac{3\pi\sqrt{1 + (kr)^2}R_0^3}{16r^2}\times\left[\dot{x}_1\sqrt{2} + \frac{(\dot{x}_3 + \dot{x}_2)\sqrt{2}}{2}\right]\exp i^*[\omega t - \varepsilon_1(kr)],$$

где $\rho = 1{,}29$ кг/м^3 — плотность воздуха; $\varepsilon_1(kr)$ — фазовый сдвиг.

Акустическая модель — точечный источник. Если $R_0 \ll \lambda$, то в качестве излучателя можно принять пульсирующую или осциллирующую сферу, так как при малых размерах источника шума звуковое поле практически не зависит от особенностей излучателя. Для пульсирующей или осциллирующей сферы (то-

чечный источник) также можно составить в сферических координатах θ, φ и r волновые уравнения с учетом работы механизма как акустической модели. Решив эти уравнения при тех же предпосылках, что и для сложного сферического излучателя, получим выражения для расчета звукового давления:

для пульсирующей сферы

$$p = i^*\omega\rho \frac{Q_0}{4\pi r\sqrt{1+R_0^2k^2}} \exp\left\{i^*\left[\omega t - k(r-R_0) + \varphi_0 - \frac{\pi}{2}\right]\right\},$$

где $Q_0 = 4\pi R_0^2 v_r$ — амплитуда объемной скорости; φ_0 — значение угла φ, определяемого соотношением $\operatorname{tg}\varphi = 1/kr$;

для осциллирующей сферы

$$p = \frac{b}{r^2}(1 + i^*kr)\cos\varphi \exp[i^*(\omega t - kr)],$$

где $b = \dfrac{\omega\rho R_0^3}{\sqrt{4+k^4R_0^4}} v_r \exp[i^*(kR_0 - \varphi_1 + \pi/2)]$ — момент диполя, определяемый из условия равенства скоростей на поверхности излучателя.

Проведенные расчеты и эксперименты показали, что выбор акустической модели для расчета шума зависит от его размеров и частоты.

Для механизмов приборов для частот до 1000 Гц можно использовать модель точечного источника — осциллирующей сферы; для частот свыше 1000 Гц в качестве модели излучателя следует брать сложный сферический излучатель.

Рассмотрим методику и пример расчета шума.

1. Исходные данные:

Максимальная частота вибрации $f_в$, Гц . .	115
Радиус излучаемой поверхности $R_1 = r_0$, м	$8\cdot10^{-3}$
Скорость звука, м/с	343
Расстояние от микрофона r, м	0,2

2. Расчет параметров вибрации по методике, изложенной на стр. 682:

Например, виброскорость подвижного элемента $x_{1,2,3}$: $\dot{x}_1 = 1699 \cdot \sin 1516t + 198 \sin 3032t$; $\dot{x}_{2(3)} = 1945 \cdot \sin 1516t + 1{,}14 \sin 3032t$ $\frac{\text{мкм}}{\text{с}}$.

3. Определение радиальной составляющей скорости поверхности для соответствующих частот возмущений производится по формуле

$$v_r = \frac{\sqrt{2}}{2}(\dot{x}_3 + \dot{x}_2) + \frac{\sqrt{2}}{2}\dot{x}_1.$$

Результаты расчета:

для частоты $\omega_1 = 1516$ с$^{-1}$

$$v_{r_1} = \left[\frac{\sqrt{2}}{2}(1945 + 1945) + 1699\frac{\sqrt{2}}{2}\right]10^{-6} = 3{,}95\cdot10^{-3} \text{ м/с};$$

для частоты $\omega_2 = 3032$ с$^{-1}$

$$v_{r_2} = \left[\frac{\sqrt{2}}{2}(1{,}14 + 1{,}14) + 198\frac{\sqrt{2}}{2}\right]10^{-6} = 1{,}4\cdot10^{-4} \text{ м/с}.$$

Волновые числа возмущения, м$^{-1}$

$$k_i = \frac{v_i}{c}.$$

Результаты расчета: $k_1 = 4{,}4$; $k_2 = 8{,}8$.

4. Определение амплитуды звукового давления для выбранной акустической модели:

а) пульсирующая сфера

$$p_a = \frac{\omega\rho R_0^2 v_r}{r\sqrt{1+R^2r_0^2}}.$$

Результаты расчета:

для $\omega_1 = 1516$ с$^{-1}$

$$p_a = \frac{1516\cdot1{,}29\cdot0{,}008^2\cdot3{,}95\cdot10^{-3}}{0{,}2\sqrt{1+(4{,}4\cdot0{,}008)^2}} = 2{,}47\cdot10^{-3};$$

для $\omega_2 = 3032$ с$^{-1}$

$$p_0 = 1{,}63\cdot10^{-4};$$

б) осциллирующая сфера

$$p_a = \omega\rho\frac{R_0^3}{r^2}\frac{v_r\sqrt{1+k^2r^2}}{\sqrt{4+k^4R_0^4}};$$

в) сложный сферический излучатель

$$p_a = \frac{3}{16}\pi\rho\omega\frac{\sqrt{1+k^2r^2}\,R_0^3}{r^2}\left[\sqrt{2}\,\dot{x}_1 + \frac{\sqrt{2}}{2}(\dot{x}_3 + \dot{x}_2)\right].$$

5. Расчет эффективного звукового давления $p_э$ производится по формуле $p_э = p_a/\sqrt{2}$.

Результаты расчета: $p_{1э} = p_{1a}/\sqrt{2} = 2{,}47\cdot10^{-3}/\sqrt{2} = 1{,}74 \times 10^{-3}$ Па; $p_{2э} = 1{,}15\cdot10^{-4}$ Па.

Вычисление звукового давления в относительных единицах производится по формуле $L = 20\lg\frac{p_э}{p_0}$, где $p_0 = 2\cdot10^{-5}$ Па.

Результаты расчета: для $\omega_1 = 1516$ с$^{-1}$ $L_1 = 38{,}8$ дБ; для $\omega_2 = 3032$ с$^{-1}$ $L_2 = 15{,}2$ дБ.

Методика и пример расчета вибрации роторной системы при периодической нестационарности движения. Для многих механизмов приборов характерна неравномерность вращения роторов и элементов. Неравномерность вращения в системах с периодически нестационарным движением элементов, в основном, вызывается управляющими сигналами дискретного характера, которые в значительной степени определяют параметры управления, обуславливающие величину вращающего момента и угловое положение поля управления. На величину вращающего момента

оказывают воздействие не только параметры управления, но и угол рассогласования положения ротора и поля управления. Таким образом, при рассмотрении углового движения ротора (относительно оси симметрии) необходимо учитывать не только механические характеристики, но и процессы управления. Неравномерность вращения элементов приводит к изменению спектральных характеристик жесткостей и вынуждающих сил роторной системы. Вибрация роторной системы с периодической нестационарностью вращения рассчитывается на основании динамической модели [147].

Если пренебречь следящими силами, определяющими влияние движения ротора на систему управления, то угловые колебания описываются системой уравнений:

$$\left.\begin{aligned} L\dot{I} + RI &= V; \\ \frac{1}{P} J\ddot{\varphi}_p + D\dot{\varphi}_p + M(I)\theta &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (12.10)$$

где I — вектор параметров управления; L — матрица инерционных параметров системы управления; R — матрица параметров диссипации системы управления; V — вектор управляющих сигналов; $M(I)$ — вращающий момент; φ_p — угол поворота ротора; D — коэффициент, определяющий демпфирующие свойства угловых колебаний; P — конструктивный параметр системы управления; J — суммарный момент инерции механизма, приведенный к валу роторной системы; $\theta = \varphi_p - \varphi_y$ — угол рассогласования положения ротора и поля управления.

Используя первое уравнение системы и известные зависимости $M(I)$, $\varphi_y(I)$, а также учитывая, что параметры управления изменяются с частотой следования сигналов управления, момент вращения и угол поворота управляющего поля можно представить в виде

$$\left.\begin{aligned} M(t) &= M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \left(M_k^c \cos k\omega_y t + M_k^s \sin k\omega_y t\right); \\ \varphi_y(t) &= \varphi_{0y} + \omega_y t + \sum_{l=1}^{\infty} \left(\varphi_l^c \cos l\omega_y t + \varphi_l^s \sin l\omega_y t\right), \end{aligned}\right\} \qquad (12.11)$$

где ω_y — частота управления.

С учетом (12.11) уравнения углового движения ротора приводятся к виду $\ddot{\theta} + 2\alpha\dot{\theta} + \omega_0^2\left[1 + \sum_k \left(\mu_k^c \cos k\omega_y t + \mu_k^s \sin k\omega_y t\right)\right]\theta = F_0 + \sum_{l=1}^{\infty}\left(F_l^c \cos l\omega_y t\right) + \left(F_l^s \sin l\omega_y t\right)$, где $\alpha = \frac{PD}{2J}$ — нормированный коэффициент демпфирования угловых колебаний ротора; $\omega_0 = \sqrt{\frac{M_0 P}{J}}$ — собственная частота угловых колебаний ротора; $F_0 = -\alpha\omega_y/2$ — нормированная постоянная составляющая вынуждающего момента угловых колебаний; $F_l^c = \varphi_l^c \omega_y^2 l^2 - 2\alpha\varphi_l^s \omega_y l$; $F_l^s = \varphi_l^s \omega_y^2 l^2 + 2\alpha\varphi_l^c \omega_y l$; $\mu_k = M_k/M_0$. Решение уравнений методом Пуанкаре имеет вид

$$\theta(t) = \theta_0 + \sum_{k=1}^{\infty}\left(\theta_k^c \cos\omega_y k t + \theta_k^s \sin k\omega_y t\right),$$

$$\varphi_p(t) = \varphi_0 + \omega_в t + \sum_k \left(\Delta\varphi_k^c \cos k\omega_y t + \Delta\varphi_k^s \sin k\omega_y t\right),$$

где

$$\varphi_0 = \frac{1}{P}\left(\varphi_{y0} + \frac{F_0}{\omega_0^2}\right); \qquad \Delta\varphi_k^{c(s)} = \frac{1}{P}\left(\varphi_{yk}^{c(s)} + \theta_k^{c(s)}\right); \qquad \theta_0 = F_0/\omega_0^2.$$

Решение уравнений статического равновесия относительно деформации тел качения шарикоподшипников и учет неравномерного характера вращения позволяет определить спектральные характеристики жесткостей подшипников, а также вынуждающих сил, обусловленных дефектами изготовления и сборки. Параметры жесткости подшипников при неравномерном вращении подвижных колец, кроме составляющих на частотах $pzk_q\omega_в$, $[(zp+1)k_q + k_1]\omega_в$, содержат гармоники $k\omega_y \pm zpk_q\omega_в$, $k\omega_y \pm [k_1 \mp (zp \pm 1)k_q]\omega_в$, где z — число шариков; $p = 0, 1, 2, \ldots$; $\omega_в$ — частота вращения кольца

$$k_q = \begin{cases} k_1 = \dfrac{D_0 - D_w \cos\alpha}{2D_0}, & q = 1; \\ k_2 = -\dfrac{D_0 + D_w \cos\alpha}{2D_0}, & q = 2. \end{cases}$$

Здесь D_0 — диаметр окружности, проходящей через центры шариков; D_w — диаметр шарика; α — угол контакта.

Вынуждающие силы, обусловленные технологическими погрешностями тел качения шарикоподшипников, имеют в своем спектре кроме частот, рассмотренных в табл. 12.6, дополнительные составляющие:

от дефектов внутреннего кольца

$$\left|[(zp \pm k)k_q \mp kk_2]\,\omega_в \overset{\mp}{\mp} k\omega_y\right|;$$

$$\left|\{kk_2 + (-1)^{p-1}k_1 \pm [zp \mp k \pm (-1)^p]k_q\}\,\omega_в \overset{\mp}{\mp} k\omega_y\right|;$$

от дефектов наружного кольца

$$\left|[(zp \pm k)k_q \mp kk_1]\,\omega_в \overset{\mp}{\mp} k\omega_y\right|;$$

$$\left|\{kk_1 + (-1)^{p-1}k_1 \pm [zp \mp k \pm (-1)^p]k_q\}\,\omega_в \overset{\mp}{\mp} k\omega_y\right|;$$

от разноразмерности шариков

$$|pk_q\omega_в \mp k\omega_y|; \qquad |[p \pm 1)k_q \mp k_1]\,\omega_в \mp k\omega_y|.$$

12.8. Спектральные характеристики жесткости

Элементы матрицы жесткости	Амплитуда изменения жесткости	Частота изменения жесткости
C_{11}	$\frac{3}{2} B_k z \sin^2\alpha \frac{1}{\pi} \gamma_0$	—
	$\frac{3}{2} B_k z \sin^2\alpha \frac{1}{\pi} \gamma_{(pz)}$	$\lvert zpk_q\omega_в \rvert$
	$\frac{3}{2} B_k \frac{z^2}{2} k_q \sin^2\alpha \frac{1}{\pi} p\gamma_{(pz)} \Delta\varphi_k$	$\lvert zpk_q\omega_в \mp k\omega_у \rvert$
C_{22}, C_{33}	$\frac{3}{2} B_k z \cos^2\alpha \frac{1}{2\pi} \gamma_0$	—
	$\frac{3}{2} B_k z \cos^2\alpha \frac{1}{2\pi} \gamma_{(pz)}$	$\lvert zpk_q\omega_в \rvert$
	$\frac{3}{2} B_k \frac{z^2}{2} k_q \cos^2\alpha \frac{1}{2\pi} p\gamma_{(pz)} \Delta\varphi_k$	$\lvert zpk_q\omega_в \mp k\omega_у \rvert$
C_{12}, C_{21}	$\frac{3}{2} B_k z \cos 2\alpha\alpha_m \frac{1}{2\pi} \gamma_0$	—
	$\frac{3}{2} B_k z \sin 2\alpha \frac{1}{2\pi} \gamma_{(zp\pm1)}$	$\lvert [(zp \pm 1) k_q \mp k_1] \omega_в \rvert$
	$\frac{3}{2} B_k \frac{z}{4} \sin 2\alpha [(zp\pm1) k_q \mp k_1] \times \frac{1}{2\pi} \gamma_{(zp\pm1)} \Delta\varphi_k$	$\lvert [zp \pm 1) k_q \mp k_1] \omega_в \pm k\omega_у \rvert$
C_{13}, C_{31}	$\frac{3}{2} B_k \frac{z}{2} \cos 2\alpha\alpha_m \frac{1}{2\pi} \gamma_{(zp)}$	$\lvert zpk_q\omega_в \rvert$
	$\frac{3}{2} B_k \frac{z^2}{4} \cos 2\alpha\alpha_m k_q p \frac{1}{2\pi} \gamma_{(zp)} \Delta\varphi_k$	$\lvert zpk_q\omega_в \mp k\omega_у \rvert$
C_{23}, C_{32}	$\frac{3}{2} B_k \frac{z}{2} \cos^2\alpha \frac{1}{2\pi} \gamma_{(zp\pm2)}$	$\lvert [2k_1 \mp (zp \pm 2) k_q] \omega_в \rvert$
	$\frac{3}{2} B_k \frac{z}{4} [2k_1 \mp (zp\pm2) k_q] \times \cos^2\alpha \frac{1}{2\pi} \gamma_{(zp\pm2)} \Delta\varphi_k$	$\lvert [2k_1 \mp (zp \pm 2) k_q] \omega_в \pm k\omega_у \rvert$

Примечание. В таблице обозначено: B_k — конструктивный параметр; γ_s — коэффициент линеаризации; z — число шариков; α — угол контакта; α_m — амплитуда изменения угла контакта; k, $p = 0, 1, 2, \ldots$; $\omega_в$ — частота вращения кольца; $\omega_у$ — частота управления; $\Delta\varphi_k$ — амплитуда неравномерности вращения кольца на частоте $k\omega_у$.

Спектральные составляющие изменения жесткости и вынуждающих сил при неравномерном вращении колец шарикоподшипников группируются вблизи частоты управления и частот, кратных ей. Расчет вибрации роторной системы при периодической нестационарности движения производится с учетом спектральных характеристик жесткостей и вынуждающих сил (табл. 12.8, 12.9).

В качестве примера рассмотрим роторную систему, для которой справедливы следующие аналитические зависимости:

$$\mu(t) = \{[i_2(t) - i_4(t)]^2 + [i_1(t) - i_3(t)]^2\}^{1/2};$$

$$\varphi'_у(t) = \varphi_у(t) - \omega_у t = \operatorname{arctg} \frac{[i_2^2(t) - i_4^2(t)]^2}{[i_1^2(t) - i_3^2(t)]^2} - \omega_у t,$$

где i_j — параметры управления.

Ниже приведены исходные данные для расчета вибрации.

Масса ротора M, кг	0,020
Частота управления $\omega_у$, $с^{-1}$	2538,94
Собственная частота угловых колебаний ротора ω_0, $с^{-1}$	530,76
Декремент угловых колебаний α, $с^{-1}$	59
Конструктивный параметр роторной системы (число пар полюсов) p	4

Конструктивные параметры подшипников представлены на с. 685.

Параметры управления $i_j(t)$ для различных моментов времени t принимают следующие значения:

t, мс	0	0,198	0,397	0,595	0,793	0,992	1,190	1,587	2,38
i_1	0	0,402	0,643	0,787	0,873	0,924	0,955	0,984	0,998
i_2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
i_3	1	0,227	0,051	0,012	0,03	0,001	0	0	0
i_4	0,998	0,999	0,999	1	1	1	1	1	1

Рассмотрим методику и пример расчета вибрации.

1. Определение периода следования управляющих сигналов

$$T_у = 2\pi/\omega_у.$$

Результаты расчета: $T_у = 2{,}38 \cdot 10^{-3}$ с.

2. Определение приведенных моментов вращения для времени $t_n = \frac{T_у}{12} n$, где $n = 0, 1, \ldots, 11$,

$$\mu(t_n) = \{[i_2^2(t_n) - i_4^2(t_n)]^2 + [i_1^2(t_n) - i_3^2(t_n)]^2\}^{1/2}.$$

Результаты расчета:

n	0	1	2	3	...	9	10	11
t_n, мс	0	0,198	0,397	0,595	...	1,785	1,983	2,182
$\mu(t_n)$	1,413	1,014	1,161	1,265	...	1,407	1,410	1,412

3. Определение углового отклонения поля, управляющего положением роторной системы:

$$\varphi^1_у(t_n) = \operatorname{arctg} \frac{[i_2^2(t_n) - i_4^2(t_n)]^2}{[i_1^2(t_n) - i_2^2(t_n)]^2} - \omega_у(t_n).$$

12.9. Спектральные характеристики вынуждающих сил

Источник возмущения	Направление возмущения	Амплитуда вынуждающих сил F_{iqk}	Частота вынуждающих сил
Непреобладающая некруглость k-й формы дорожки качения наружного кольца ($q=1$)	Осевое ($j=1$)	$F_{11k}=\frac{3}{2}B_k z\frac{\sin\alpha}{2\pi}(sk_q\mp kk_1)\gamma_s\Delta\varphi_k r_{1k}$	$\omega_{11k}=\lvert[zp\pm k)k_q\mp kk_1]\omega_в\mp k\omega_у\rvert$
	Радиальное ($j=2,3$)	$F_{21k}=\frac{3}{2}B_k z\frac{\cos\alpha}{4\pi}[kk_1+(-1)^{p-1}k_1\pm sk_q]\gamma_s\Delta\varphi_k r_{1k}$	$\omega_{21k}=\lvert\{kk_1+(-1)^{p-1}k_1\pm\pm[zp\mp k\pm(-1)^p k_q]\}\omega_в\mp k\omega_у\rvert$
Непреобладающая некруглость k-й формы дорожки качения внутреннего кольца ($q=2$)	Осевое ($j=1$)	$F_{12k}=\frac{3}{2}B_k z\left(\frac{\sin\alpha}{2\pi}sk_q\mp kk_2\right)\gamma_s\Delta\varphi_k r_{2k}$	$\omega_{12k}=\lvert[(zp\pm k)k_q\mp kk_2]\omega_в\mp k\omega_у\rvert$
	Радиальное ($j=2,3$)	$F_{22k}=\frac{3}{2}B_k z\frac{\cos\alpha}{4\pi}[kk_2+(-1)^{p-1}k_1\pm sk_q]\gamma_s\Delta\varphi_k r_{2k}$	$\omega_{22k}=\lvert\{kk_2+(-1)^{p-1}k_1\pm\pm[zp\mp k\pm(-1)^p]k_q\}\omega_в\mp k\omega_у\rvert$
Преобладающая некруглость дорожки качения кольца	Осевое и радиальное ($j=1,2,3$)	$\frac{1}{2}Mx_{j1}(zk_q\omega_в\mp k\omega_у)^2\Delta\varphi_k$	$\lvert zk_q\omega_в\mp k\omega_у\rvert$
Разноразмерность шариков ($q=0$)	Осевое ($j=1$)	$F_{10p}=\frac{3}{2}B_k z\frac{\sin\alpha}{2\tau}pk_q\gamma_p\Delta D_W\Delta\varphi_k$	$\omega_{10p}=\lvert pk_q\omega_в\mp k\omega_у\rvert$
	Радиальное ($j=2$)	$F_{20(p\pm1)}=\frac{3}{2}B_k z\frac{\cos\alpha}{4\tau}\gamma_{(p\pm1)}\Delta D_W\Delta\varphi_k\times\times[(p\pm1)k_q\mp k_1]$	$\omega_{20(p\pm1)}=\lvert[(p\pm1)k_q\mp k_1]\omega_в\mp\mp k\omega_у\rvert$

Примечание. В таблице обозначено: F_{jqk}, ω_{jqk} — амплитуда и частота вынуждающей силы в j-м направлении от дефекта k-й формы на q-м кольце; B_k — конструктивный параметр; α — угол контакта; r_{1k}, r_{2k} — отклонения k-й формы дорожки качения внутреннего кольца и наружного; ΔD_W — разноразмерность шариков; γ_s — коэффициент линеаризации; $k=2, 3, 4, \ldots$; $p=0, 1, 2, \ldots$; z — число шариков; $\omega_в$ — частота вращения кольца; $\omega_у$ — частота управления; x_{j1} — амплитуда статического перемещения (определяется по методике 659); $\Delta\varphi_k$ — амплитуда неравномерности вращения кольца на частоте $k\omega_у$; формулы для расчета s и τ даны на стр. 677.

Результаты расчета:

n	0	1	2	3	...	9	10	11
$\varphi'_у(t_n)$, рад	−2,356	−1,528	−1,298	−1,304	..	−1,968	−2,098	−2,227

4. Определение коэффициентов разложения в ряд Фурье функции $\mu(t)$:

$$\mu_0=\frac{1}{12}\sum_{n=0}^{11}\mu(t_n);$$

$$\mu_k^c=\frac{1}{6}\sum_{n=0}^{11}\mu(t_n)\cos\frac{nk\pi}{6};$$

$$\mu_k^s=\frac{1}{6}\sum_{n=0}^{11}\mu(t_n)\sin\frac{nk\pi}{6};\quad k=1,\ldots,6.$$

Результаты расчета: $\mu_0=1{,}3290$;

k	1	2	3	4	5	6
μ_k^c	0,1748	0,0109	0,0311	0,0379	0,0395	0,0401
μ_k^s	−0,1068	−0,0772	−0,0483	−0,0278	−0,0125	0

5. Определение коэффициентов разложения в ряд Фурье функции $\varphi'_у(t_n)$:

$$\varphi_{y0}=\frac{1}{12}\sum_{n=0}^{11}\varphi'_у(t_n);$$

$$\varphi_{yl}^c=\frac{1}{6}\sum_{n=0}^{11}\varphi'_у(t_n)\cos\frac{nl\pi}{6};$$

$$\varphi_{yl}^s=\frac{1}{6}\sum_{n=0}^{11}\varphi'_у(t_n)\sin\frac{nl\pi}{6}.$$

Результаты расчета: $\varphi_{10}=-1{,}7322333$;

k	1	2	3	4	5	6
φ_{yk}^c	−0,2229	−0,1407	−0,0975	−0,0734	−0,0611	−0,0570
φ_{yk}^s	0,3708	0,1156	0,0451	0,0181	0,0062	0

6. Вычисление постоянной и переменной составляющих приведенной вынуждающей силы углового движения ротора:

$$F_0=-\alpha\omega_у/2;$$

$$F_l^c=\varphi_{y0}^c\omega_у^2t^2-2\alpha\varphi_{yl}^s\omega_у t;$$

$$F_l^s=\varphi_{y0}^s\omega_у^2t^2+2\alpha\varphi_{yl}^c\omega_у t.$$

Результаты расчета: $F_0=77848{,}731$ 1/с^2; $F_1^c=1{,}668\cdot10^6$ 1/с^2; $F_1^s=2{,}5142\cdot10^6$ 1/с^2.

7. Расчет постоянной и переменной составляющих угла рассогласования положения ротора и поля управления на частотах

$$\theta_0 = F_0/\omega_0^2;$$

$$\theta_k^c = \frac{\left(F_k^c + \mu_k^c F_0\right)\left(\omega_0^2 - k^2\omega_y^2\right) - 2\left(F_k^s + \mu_k^s F_0\right)\alpha k\omega_y}{\left(\omega_0^2 - k^2\omega_y^2\right)^2 + 4\alpha^2 k^2\omega_y^2};$$

$$\theta_k^s = \frac{\left(F_k^s + \mu_k^s F_0\right)\left(\omega_0^2 - k^2\omega_y^2\right) + 2\left(F_k^c + \mu_k^c F_0\right)\alpha k\omega_y}{\left(\omega_0^2 - k^2\omega_y^2\right)^2 + 4\alpha^2 k^2\omega_y^2}.$$

Результаты расчета: $\theta_0 = -0{,}2763$; $\theta_1^c = 0{,}233533$; $\theta_1^s = -0{,}3883771$.

8. Определение амплитуды неравномерности вращения ротора на частоте $k\omega_y$:

$$\Delta\varphi_k = \frac{1}{\rho}\left\{\left(\varphi_{yk}^c + \theta_k^c\right)^2 + \left(\varphi_{yk}^s + \theta_k^s\right)^2\right\}^{1/2}.$$

Результаты расчета: $\Delta\varphi_1 = 0{,}003266$.

9. Расчет вспомогательных параметров k_q:

$$k_q = \begin{cases} \dfrac{D_0 - D_w\cos\alpha_0}{2D_0}, & q = 1; \\ -\dfrac{D_0 - D_w\cos\alpha_0}{2D_0}, & q = 2. \end{cases}$$

Результаты расчета: $k_1 = 0{,}3543$; $k_2 = -0{,}6457$.

10. Расчет конструктивного параметра B_k по методике (см. с. 660).

Результаты расчета: $B_k = 6{,}65\cdot10^9$ Н/м$^{3/2}$.

11. Вычисление параметров деформации тел качения δ_1, δ_{2m} по методике (см. с. 660).

Результаты расчета: $\delta_1 = -10^{-6}$ м; $\delta_{2m} = 0$.

12. Расчет амплитуды периодической составляющей деформации, вызванной технологическими погрешностями, по методике (см. с. 660).

Результаты расчета: $\delta_{n\,11} = 0{,}55\cdot10^{-6}$ м.

13. Определение амплитуды статических перемещений кольца в j-м направлении x_{j1}, м, по формуле (12.1).

Результаты расчета: $x_{11} = 4{,}2\cdot10^{-6}$ м; $x_{21} = 2{,}5\cdot10^{-6}$ м.

14. Расчет вспомогательного коэффициента γ_s по формулам (12.4), (12.5). Для случая $\delta_{2m} = 0$ коэффициент γ_s можно определить согласно методике (см. с. 686).

Результаты расчета: $\gamma_0 = 1{,}36\cdot10^{-3}$; $\gamma_1 = 0$; $\gamma_2 = -1{,}02\times10^{-3}$, ..., $\gamma_7 = 0{,}12\cdot10^{-3}$.

15. Вычисление рабочего угла контакта, град, по методике (см. с. 686).

Результаты расчета: $\alpha = 11°\,9'$.

16. Определение постоянных составляющих жесткости подшипника по формулам табл. 12.8.

Результаты расчета: $C_{110} = 1{,}48\cdot10^6$ Н/м; $C_{220} = 14{,}42\times10^6$ Н/м.

17. Определение периодических составляющих осевой жесткости по формулам табл. 12.8.

Результаты расчета:

для частоты $|zpk_1\omega_в|$ — $C_{11m} = 0{,}131\cdot10^6$ Н/м;

для частоты $|zpk_1\omega_в \mp k\omega_y|$ — $C_{11m} = 0{,}0005\cdot10^6$ Н/м.

18. Расчет периодических составляющих радиальной жесткости по формулам (табл. 12.8).

Результаты расчета:

для частоты $|zpk_1\omega_в|$ — $C_{22m} = 1{,}27\cdot10^6$ Н/м;

для частоты $|zpk_1\omega_в \mp k\omega_y|$ — $C_{22m} = 0{,}005\cdot10^6$ Н/м.

19. Частота собственных колебаний

$$\Omega_j^2 = C_{jj0}/M.$$

Результаты расчета: $\Omega_1^2 = 74{,}33\cdot10^6$ 1/с^2; $\Omega_2^2 = 721\cdot10^6$ 1/с^2.

20. Отношение переменной составляющей жесткости к ее постоянной составляющей

$$\xi_j = \frac{C_{jjm}}{C_{jj0}}, \quad j = 1,\ 2,\ 3.$$

Результаты расчета: $\xi_1 = 0{,}088$; $\xi_2 = 0{,}088$.

21. Частота изменения жесткости θ_q:

$$\theta_q = zpk_1\omega_в.$$

Результаты расчета: $\theta_1 = 7\cdot1\cdot0{,}3543\cdot164{,}93 = 409{,}05$ с$^{-1}$.

22. Расчет параметров вынуждающей силы от преобладающей гармоники некруглости дорожек качения колец:

частота ω_{jqk} —

$$\omega_{j\,12}^{(1)} = |zk_1\omega_в|;$$

$$\omega_{j\,12}^{(2)} = |zk_q\omega_0 \pm k\omega_y|;$$

амплитуда F_{jqk}

$$F_{j\,12}^{(1)} = Mx_{j1}\omega_{j\,12}^{(1)};$$

$$F_{j\,12}^{(2)} = \frac{1}{2}Mx_{j1}\left(zk_q\omega_в \mp k\omega_y\right)^2\Delta\varphi_k.$$

Результаты расчета: $\omega_{j\,12}^{(1)} = 7\cdot0{,}3543\cdot164{,}93 = 409{,}05$ с$^{-1}$; $\omega_{j\,12}^{(2)} = |7\cdot0{,}3543\cdot164{,}93 - 1\cdot2638{,}94| = 2229{,}9$ с$^{-1}$; $\omega_{j\,12}^{(3)} = |7\cdot0{,}3543\cdot164{,}93 + 1\cdot2638{,}94| = 3048$ с$^{-1}$; $F_{112}^{(1)} = 0{,}014$ Н; $F_{212}^{(1)} = 0{,}008$ Н; $F_{112}^{(2)} = 0{,}0007$ Н; $F_{112}^{(3)} = 0{,}0013$ Н; $F_{212}^{(2)} = 0{,}0004$ Н; $F_{212}^{(3)} = 0{,}0007$ Н.

23. Определение параметров возмущающих сил для всех k, за исключением k_0, для $q = 1$ по формулам табл. 12.9.

Результаты расчета: $F_{jqk} = 0$, так как для $q = 0$, $\Delta D_w = 0$, $r_{qk} = 0$ для всех k при $q = 2$ и $k \neq k_0$ при $q = 1$.

24. Расчет передаточной функции согласно методике, представленной на с. 687.

12.10. Расчет параметров передаточной функции

Частота	W_{01}	W_{02}	L_1	L_2	P_1
$\omega_{f12}^{(1)}$	$1{,}35\cdot10^{-8}$	$0{,}14\cdot10^{-8}$	1,0045	1,0005	0,0045
$\omega_{f12}^{(2)}$	$1{,}44\cdot10^{-8}$	$0{,}14\cdot10^{-8}$	1,0724	1,0072	0,1538
$\omega_{f12}^{(3)}$	$1{,}54\cdot10^{-8}$	$0{,}14\cdot10^{-8}$	1,1475	1,0133	0,3287

Частота	P_2	$\xi_1 W_{01} L_1$	$\xi_2 W_{02} L_2$	$\xi_1 W_{01} P_1$	$\xi_2 W_{02} P_2$
$\omega_{f12}^{(1)}$	0,0005	$0{,}120\cdot10^{-8}$	$0{,}0123\cdot10^{-8}$	$0{,}535\cdot10^{-11}$	$0{,}57\cdot10^{-13}$
$\omega_{f12}^{(2)}$	0,0140	$0{,}136\cdot10^{-8}$	$0{,}0124\cdot10^{-8}$	$19{,}490\cdot10^{-11}$	$0{,}172\cdot10^{-11}$
$\omega_{f12}^{(3)}$	0,0265	$0{,}156\cdot10^{-8}$	$0{,}0125\cdot10^{-8}$	$44{,}545\cdot10^{-11}$	$0{,}326\cdot10^{-11}$

Частота	W_{+q1}	W_{-q1}	W_{+q2}	W_{-q2}
$\omega_{f12}^{(1)}$	$0{,}060\cdot10^{-8}$	$0{,}060\cdot10^{-8}$	$0{,}006\cdot10^{-8}$	$0{,}006\cdot10^{-8}$
$\omega_{f12}^{(2)}$	$0{,}077\cdot10^{-8}$	$0{,}058\cdot10^{-8}$	$0{,}006\cdot10^{-8}$	$0{,}006\cdot10^{-8}$
$\omega_{f12}^{(3)}$	$0{,}1\cdot10^{-8}$	$0{,}056\cdot10^{-8}$	$0{,}006\cdot10^{-8}$	$0{,}006\cdot10^{-8}$

Результаты расчета представлены в табл. 12.10.

25. Расчет виброперемещений от преобладающего дефекта наружного кольца подшипника $x_j(t)$, м, по методике (см. с. 688).

Результаты расчета и подстановки в формулы:

$$x_1(t) = \frac{0{,}014}{0{,}020}\{1{,}35\cdot10^{-8}\cos(409t+\varphi_{01}) + 0{,}060\cdot10^{-8}\times$$

$$\times\cos[(409+409)t+\varphi_{01}] + 0{,}060\cdot10^{-8}\cos[(409-409)t+\varphi_{01}]\} +$$

$$+\frac{0{,}0007}{0{,}020}\{1{,}44\cdot10^{-8}\cos(2230t+\varphi_{11}) + 0{,}077\cdot10^{-8}\times$$

$$\times\cos[(2230+409)t+\varphi_{11}] + 0{,}058\cdot10^{-8}\cos[(2230-409)t+\varphi_{11}]\} +$$

$$+\frac{0{,}0013}{0{,}020}\{1{,}54\cdot10^{-8}\cos(3048t+\varphi_{21}) + 0{,}1\cdot10^{-8}\cos[(3048+409)t+$$

$$+\varphi_{21}] + 0{,}056\cdot10^{-8}\cos[(3048-409)t+\varphi_{21}]\}\ \text{м};$$

$x_2(t)$ представляется аналогично.

26. Расчет виброперемещений из-за наличия преобладающего дефекта внутреннего кольца производится аналогично рассмотренному на с. 688.

Для рассматриваемого примера виброперемещения равны нулю, так как для внутренних колец дефекты были приняты нулевыми.

ДИАГНОСТИКА КАЧЕСТВА МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРОВ

13.1. Диагностические модели и диагностические признаки

Эффективными методами, которые обеспечивают контроль состояния в условиях функционирования, являются методы технической диагностики, основное содержание которых (ГОСТ 20911—75) заключается в изучении и обосновании способов косвенных измерений скрытых параметров устройства по характеру его функционального поведения.

Выбор метода дефектоскопического анализа на этапе проектирования позволяет значительно сократить материальные и временные затраты по обеспечению диагностирования технического состояния систем приборов по сравнению с конструкциями, диагностическая приспособленность которых не предусматривается. Выбор диагностической модели должен проводиться с учетом специфических особенностей функционирования рассматриваемых устройств. Как показано в работах [10, 17, 68, 92, 101, 108], для электромеханических и механических устройств качество их функционирования связано с вибрационным состоянием. Для электронных устройств изменение технического состояния сопровождается изменением их собственных низкочастотных шумов [147]. Аналогичные закономерности имеют место и для других устройств. Следовательно, установление связи между основными свойствами объекта и диагностическими характеристиками имеет решающее значение при выборе модели.

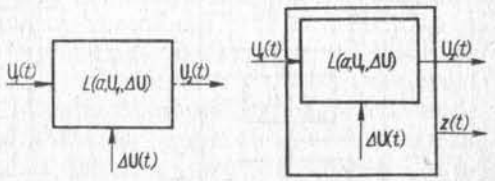


Рис. 13.1. Структурная схема модели функционирования объекта (устройства)

Рис. 13.2. Структурная схема модели для контроля технического состояния

Основные свойства объекта (устройства) как элемента системы характеризуются оператором L, который связывает входные и выходные сигналы $\mathbf{U}_1(t)$ и $\mathbf{U}_2(t)$, а также учитывает зависимость от возмущающего фактора $\Delta\mathbf{U}(t)$, порожденного собственными внутренними процессами (рис. 13.1). Качество функционирования зависит не только от конструктивных параметров a, но и от возмущений $\Delta\mathbf{U}(t)$, которые изменяются во времени и могут вызвать параметрический отказ системы.

Изменение технического состояния можно контролировать по изменению колебаний $\mathbf{z}(t)$, которые порождены внутренними процессами (рис. 13.2). На этом, как правило, и ограничиваются

исследования по созданию диагностических моделей. Недостатком такого подхода является отсутствие связи между $\Delta U(t)$ и $z(t)$. Следует создать такие модели для диагностирования, которые не только бы позволили фиксировать изменение внутренних процессов, но и устанавливали связь между возмущающим фактором $\Delta U(t)$ и колебаниями $z(t)$ [28, 102, 109].

В структурной схеме модели, представленной на рис. 13.3, основным параметром, который связывает $\Delta U(t)$ и $z(t)$, является r. Для электромеханических и механических систем значение r определяется отклонениями геометрических или электри-

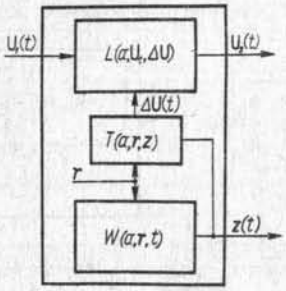


Рис. 13.3. Структурная схема диагностической модели устройства

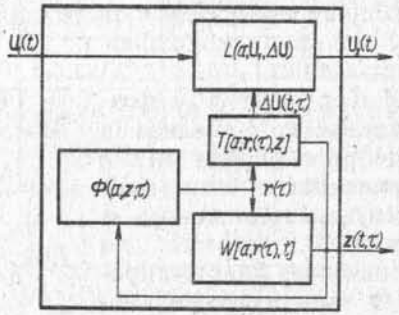


Рис. 13.4. Структурная схема обобщенной диагностической модели устройства

ческих характеристик от номинальных значений, технологическими погрешностями и другими флуктуациями [27, 26, 147]. Связь между $\Delta U(t)$ и r устанавливается оператором T, а между r и $z(t)$ — оператором W.

Рассмотренная модель не является полной, так как параметр r в условиях длительного функционирования системы нестационарный. Изменение значения r определяется не только процессами старения, но и динамическими воздействиями; оно происходит медленно по сравнению с вибрацией и флуктуацией основных эксплуатационных показателей и является динамическим [147]. Связь между изменением $r(t)$ и $z(t)$ устанавливается посредством оператора Φ (рис. 13.4).

Таким образом, в обобщенной модели существуют два вида характерных процессов: быстрое (время t) — вибрация или флуктуация эксплуатационных показателей и медленное (время τ) — изменения параметров. Быстрые процессы определяют качество функционирования в рассматриваемый момент времени, а медленные — параметрическую надежность системы.

Выбор диагностического сигнала должен проводиться таким образом, чтобы он был достаточно информативен для оценки вектора r, его изменений, а следовательно, для оценки $z(t, \tau)$ и $\Delta U(t, \tau)$.

Выбор диагностической модели определяется конструктивными особенностями и характером функционирования объекта. Все диагностические модели можно разделить на три группы: непрерывные, дискретные и специальные.

Объект представляется *непрерывными* моделями, если рассматриваемые процессы протекают в непрерывно изменяющемся времени. В качестве непрерывных моделей используют алгебраические и дифференциальные линейные и нелинейные уравнения.

Дискретные модели учитывают состояние объекта только для последовательности дискретных значений независимой переменной (времени). К дискретным относятся модели, представленные конечно-разностными уравнениями или конечными автоматами.

К *специальным* в первую очередь относятся информационные модели, которые описывают информационные потоки о состоянии объекта или его изменении. Этот метод моделирования наиболее универсален, так как не зависит от принципа действия объекта.

Диагностические модели в период проектирования подвергаются анализу, предусматривающему определение прямых и косвенных диагностических признаков, а также построение алгоритмов и программы диагностирования. Методы диагностирования при использовании любой модели могут быть функциональными или тестовыми. Методы *функционального* диагностирования основаны на наблюдении объекта по диагностическим признакам, когда на него поступают только рабочие воздействия. Эти методы позволяют диагностировать устройства без нарушения их нормального функционирования [115, 121].

Методы *тестового* диагностирования предусматривают специальное формирование воздействия, которое стимулирует у объекта реакции, соответствующие различным техническим состояниям.

Рациональный выбор диагностических признаков определяется чувствительностью их параметров к изменению технического состояния. Диагностические признаки должны быть однозначно связаны с состоянием объекта и обладать минимальной дисперсией [64, 65].

Для диагностирования можно использовать различные физические методы (табл. 13.1) [26, 63].

При выборе диагностического признака предпочтение отдается признакам, обладающим максимальной информативностью. К ним относятся признаки, имеющие флуктуационный характер (вибрации, шумы и т. д.).

Более других разработаны детерминированные методы анализа информационных сигналов. При этом чаще всего процессы представляются периодическими функциями. Информативными диагностическими признаками являются амплитуда, продолжительность и момент появления импульса, а также амплитуда, частота и фаза сигнала. Для нестационарных условий диагностические признаки необходимо рассматривать как случайные процессы

13.1. Физические методы, используемые для дефектоскопического анализа

Метод	Основные физические принципы	Характеристика
Радиационный:		
рентгеновский	Поглощение и рассеяние проникающей радиации	Диагностика трещин конструкций, дефектов элементов электронных устройств. Низкая чувствительность. Необходимость двустороннего доступа к конструкции
лучевой (гамма-лучи и радиоактивное излучение, бета-лучи)		
нейтронный		
Визуальный:		
оптический	Применение оптических приборов для осмотра наружных и внутренних поверхностей	Применяются лазерные системы и волоконная оптика. Осмотр труднодоступных мест в конструкциях
голографический	Восстановление волнового фронта. Трехмерное представление дифракционной картины	Только осмотр поверхности
красящих веществ	Капиллярные проникновения индикаторных жидкостей в полости поверхностей. Улавливание видимого свечения флуоресцентных химических соединений	Определение поверхностных дефектов
Тепловой:		
термографический	Чувствительность к критической температуре	Контактные методы основаны на измерении температуры, использовании термочувствительных красок, жидкокристаллических соединений, неконтактные методы — на анализе испарений специальных жидкостей под действием тепловых излучений, использовании свойств люминофоров изменять интенсивность своего свечения в результате теплового воздействия
инфракрасный	Инфракрасная спектрометрия	Получение теплового изображения объекта

Продолжение табл. 13.1

Метод	Основные физические принципы	Характеристика
Электрический:		
на основе измерения сопротивления	Определение сопротивления постоянному и переменному току	Диагностика электропроводящих конструкций
на основе измерения вихревых токов	Эффект электромагнитной индукции	Ограниченно применим к полимерам. Определяет только поверхностные дефекты
микроволновой	Рефракционная поляризация при прохождении и рассеянии микроволн	Для неметаллических изделий
Магнитный:		
основанный на измерении характеристик магнитного поля рассеяния	Определение остаточной или наведенной магнитной индукции	Обнаружение в основном поверхностных дефектов. Применяется для ферромагнитов
Вибрационный и шумовой:		
виброакустический	Колебания и смещения элементов конструкций	Сложный анализ вибрационных и акустических сигналов
на основе измерения характеристик шумов	Тепловые, дробовые и другие шумы электронных приборов. Флуктуации параметров измерения поглощения и т. д.	Спектральный анализ в низкочастотной и высокочастотной областях
эмиссия волн	Определение и обработка волн напряжений, излучаемых материалами при циклическом нагружении	Определяет размер и расположение дефектов многих материалов
ультразвуковые колебания	Анализ всех форм высокочастотных звуковых волн	Применим к большинству материалов
голография	Представление ультразвука оптическим голографическим изображением	Графическое представление дефекта

и информативными признаками служат корреляционные функции, спектральные плотности, кепстры, функции распределения вероятностей, моментные характеристики и др.

13.2. Методы и алгоритмы диагностирования

Выбор метода диагностирования зависит от глубины поиска дефекта. Важным этапом организации процесса диагностирования является распознавание характеристик диагностической модели.

1/2 23 п/р К. Н. Явленского и др.

Перечень возможных моделей является априорной информацией, а задачей диагностирования является распознавание той модели, которой в наибольшей степени соответствует анализируемый объект. Использование детерминированного или стохастического подхода к решению этой проблемы связано с особенностями системы и степенью изученности физических процессов, происходящих в ней.

Диагностирование методами идентификации. Одно из направлений организации процесса диагностирования заключается в определении параметров состояния по их динамическим характеристикам при тестовом воздействии на объект. Наличие тестового воздействия и определение реакции на него позволяют решать задачи диагностики методами идентификации [68]. В процессе работы необходимо производить наблюдения как над входными воздействиями, так и над выходными реакциями. В условиях функционирования для идентификации необходимо создавать специальные внешние воздействия, которые могут изменять динамику системы, что в свою очередь может отразиться на точности оценки параметров.

Наиболее широкое распространение для задач диагностики получила параметрическая идентификация. На основе априорной информации строят гипотезы о классе и структуре модели $\mathbf{z} = W(a, c, \mathbf{r})$. Параметрическая идентификация состоит из следующих основных этапов:

1) планирования и проведения эксперимента для получения наблюдений над входными воздействиями c и выходными переменными $\mathbf{z}$;

2) определения или уточнения класса и структуры модели;

3) оценивания неизвестного параметра или дефекта $\mathbf{r}$ модели известной структуры;

4) анализа адекватности модели W и принятия решения о продолжении или окончании процесса идентификации.

Тестовые воздействия можно использовать для расширения множества информационных частот ω_s. При этом необходимо учитывать, что внешние воздействия вызывают не только дополнительные возмущения, но и дополнительные составляющие изменения параметров.

Диагностирование по акустической эмиссии может предусматривать тестовое воздействие для стимулирования сигналов. Приложение дополнительных нагрузок (статических или динамических) позволяет распознавать сигналы при наличии механических и электромеханических помех.

Методы идентификации предусматривают необходимость наблюдения как возмущающих воздействий, так и реакции системы. Это ограничивание не дает возможности использовать методы идентификации для диагностики в том случае, когда возмущения являются результатом внутренних процессов, т. е. собственными и, как правило, ненаблюдаемыми.

Необходимость решения задачи идентификации объекта, т. е. построения математической модели диагностируемого объекта на основании анализа колебательных процессов возникает в том случае, когда ненаблюдаемые дефекты системы могут изменить характер динамических процессов в системе.

Возможные изменения характера колебательного процесса, методы их диагностирования должны быть оценены еще на этапе проектирования устройств для обеспечения диагностической приспособленности объектов и аппаратуры анализа технического состояния.

Рассмотрим критерии различения двухальтернативных гипотез относительно типа колебательной системы [46]. Предполагается, что наряду с основным источником возбуждения действуют широкополосные случайные возмущения $\xi(t)$.

13.2. Критерии распознавания систем различных типов

Гипотеза	Альтернатива				
	I	II	III	IV	V
I	—	V_1	V_2	Φ_0	Φ_0
II	V_0	—	P	V_0; Φ_0	V_0; Φ_0
III	V_0	P	—	V_0; Φ_0	V_0; Φ_0
IV	Φ_1	P; Φ_1	V_1; Φ_1	—	P; Φ_1
V	Φ_2	P; Φ_2	V_1; Φ_2	P; Φ_2	—

I. Автоколебательная система, в которой при отсутствии внешних возмущений возможны устойчивые периодические колебания

$$\ddot{z} + G(z, \dot{z}) + \Omega^2 z = 0$$

Функция $G(z, \dot{z})$ имеет для рассматриваемых методов ограничения: порядок малости не ниже второго, ограниченность при всех конечных z и $\dot{z}$ и равенство $G(0, 0) = 0$.

II. Система со случайным внешним возбуждением $\zeta(t)$, не содержащая никаких других источников колебания [43],

$$\ddot{z} + 2\alpha\dot{z} + \Omega^2 z = \zeta(t).$$

III. Система со случайным параметрическим возбуждением ξ.

IV. Система с периодическим внешним возбуждением.

V. Система с периодическим параметрическим возбуждением.

В табл. 12.5 приведены некоторые физические модели систем, уравнения движения которых приводятся к виду $\ddot{z} + G(z, \dot{z}) + \Omega^2 [1 + \xi(t)] z = 0$. В случае периодического параметрического возбуждения $\xi(t) = \mu \cos \omega t$, где $\mu < 1$, $\omega \neq \Omega$.

Критерии распознавания систем типа I—V приведены в табл. 13.2.

Номер строки, соответствующий каждой графе таблицы, указывает тип системы, рассматриваемый в качестве проверяемой гипотезы; номер столбца указывает тип системы, рассматриваемый в качестве альтернативы.

Критерии V основаны на анализе плотности вероятности $p(V)$ квадрата амплитуды наблюдаемого узкополосного процесса, при-

чем V_0 — функция $p\ (V)$ — является монотонно убывающей при всех $V > 0$; V_1 — функция $p\ (V)$ — является возрастающей хотя бы в пределах одного конечного интервала полуоси $V > 0$; P — критерии, основанные на анализе выражения функции $p\ (V)$ и других стохастических характеристик. Подробный анализ этих критериев рассмотрен в работе [46].

Критерии Φ основаны на анализе плотности вероятности $p\ (\varphi)$ фазы наблюдаемого узкополосного процесса, причем Φ_0 — фаза имеет равномерное распределение $p\ (\varphi) = \text{const}$ на интервале $[0,\ 2\pi]$; Φ_1 — функция $p\ (\varphi)$ имеет один максимум на интервале $[0,\ 2\pi]$; Φ_2 — функция $p\ (\varphi)$ имеет два максимума на интервале $[0,\ 2\pi]$.

Пример. Пусть требуется проверить гипотезу V (обнаружение периодического параметрического возбуждения в системе) против альтернативы II (система со случайным внешним возбуждением).

Как указано в табл. 13.2, можно воспользоваться специальным критерием P, который для рассматриваемого случая [46] сводится к анализу немонотонности функции $p\ (V)$. Этот критерий оказывается смещенным: функция $p\ (V)$ имеет конечный участок возрастания не для всех систем класса V, а лишь для таких, у которых амплитуда параметрического возбуждения превышает определенное значение.

Более простой метод диагностики основан на критерии неравномерности распределения фазы Φ_2. Этот критерий дает возможность обнаружить периодическое параметрическое возбуждение в системе при любых его уровнях (даже в тех случаях, когда такое возбуждение само по себе не приводит к возникновению периодических колебаний в системе, а вызывает лишь усиление колебаний, обусловленных внешними случайными воздействиями). Важно отметить, что по степени неравномерности распределения фазы можно также количественно оценить уровень этого усиления.

Диагностирование параметрических систем. Сложность качественной диагностики заключается в том, что дефекты влияют на многие параметры диагностической модели одновременно. Динамические модели систем с дефектами, как показано в п. 12.2, отличаются от моделей идеальных систем не только дополнительными возмущениями, но и изменениями динамических характеристик (передаточных функций).

В качестве модели, параметры которой подлежат диагностированию, рассмотрим линейную систему с переменными параметрами

$$\ddot{\mathbf{z}} + G\dot{\mathbf{z}} + [P_0 + P_1(t)]\,\mathbf{z} = \mathbf{f}\ (t),$$

где G, P_0 — постоянные матрицы; $P_1\ (t)$ — переменная матрица; $\mathbf{z}$ — вектор состояний; $\mathbf{f}\ (t) = \sum\limits_s f_{ms} = \exp\ [i\ (\omega_s t + \varphi_s)]$ — вектор возмущений.

Будем считать, что диагностируемые параметры определяют элементы матрицы $P_1\ (t)$ и составляющие вектора $\mathbf{f}\ (t)$. Элементы матриц G и P_0, а также координаты вектора $\mathbf{z}\ (t)$ будем считать

известными, а составляющие вектора $\mathbf{f}\ (t)$ ненаблюдаемыми. В нерезонансном режиме функциональная взаимосвязь $\mathbf{z}\ (t)$ и $\mathbf{f}\ (t)$ определяется с помощью постоянной $W_0\ (\omega_s)$ и переменной $W_1(t) = \sum\limits_k W_{mk} \exp\ [i\ (k\theta t + \psi_k)]$ передаточных матриц

$$\mathbf{z}\ (t) = \sum_s W_0\ (\omega_s)\, \mathbf{f}_{ms} \exp\ [i\ (\omega_s t + \varphi_s)] +$$

$$+ \sum_{s,\ k} W_{mk}\ (\omega_s)\, \mathbf{f}_{ms} \exp\ \{i\ [(k\theta + \omega_s)\, t + \psi_k + \varphi_s]\}.$$

Диагностируемые параметры $\mathbf{r}$ определяют элементы матриц W_{mk} и составляющие векторов $\mathbf{f}_{ms}$. Рассмотрим методику диагностики, предусматривающую оценку элементов матриц W_{mk} с последующей оценкой составляющих вектора $\mathbf{f}$. Она состоит из трех этапов.

1. *Предварительные исследования или обучение.*

1.1. Определение матриц G и P_0. Матрицы G и P_0 рассчитываются или идентифицируются в результате экспериментальных исследований над системой, дефектами которой можно пренебречь.

1.2. Формирование множества информационных частот $\{\omega_s\}$.

Число частот в $\{\omega_s\}$ должно быть поставлено в соответствии с числом диагностируемых элементов матрицы W_{mk}.

Из множества $\{\omega_s\}$ исключают частоты $\omega_s + k\theta$ ($k = 0,\ \pm 1,\ \pm 2\ \ldots$), если по статистическим априорным оценкам их амплитуды одного порядка.

Множество $\{\omega_s\}$ охватывает предполагаемое множество частот спектральных составляющих возмущений. При этом каждая частота возмущения трансформируется линейной параметрической системой в колебания $\mathbf{z}\ (t)$ с частотами ω_s и $\omega_s + k\theta$ ($k = \pm 1,\ \pm 2,\ \ldots$).

1.3. Исследование зависимости элементов передаточной матрицы $W_1\ (t)$ от частоты ω_s и дефектов $\mathbf{r}$.

Исследования проводятся на основании расчетов по методике (см. с. 685) или экспериментально.

2. *Уточнение и адаптация к условиям диагностирования.*

2.1. Измерение и формирование векторов амплитуд спектральных характеристик $\mathbf{z}\ (t)$ для выбранных частот ω_s — z_{1ms} и частот $(\omega_s + k\theta)$ — z^k_{2ms}.

Координатами векторов $\mathbf{z}_{1ms}$ и $\mathbf{z}^k_{2ms}$ являются амплитуды спектральных составляющих, измеренных по направлениям.

2.2. Формирование уравнений для определения элементов переменной передаточной матрицы

$$(\mathbf{z}_{2ms})_l = \sum_{m_1=1}^{n} [W_{1k}\ (\omega_s)]_{lm_1} \left(z^k_{1ms}\right)_l, \qquad (13.1)$$

где $W_{1k}\ (\omega_s) = W_{mk}\ (\omega_s)\ W_0^{-1}\ (\omega_s)$ $m_1 = 1,\ \ldots,\ n$; $l = 1,\ \ldots,\ n$; n — размерность векторов $\mathbf{z}_{1ms}$ и $\mathbf{z}^k_{2ms}$.

Для большинства систем, у которых дефекты вызывают параметрические изменения, элементы матриц $W_{1k}(\omega_s)$ могут быть представлены в виде

$$[W_{1k}(\omega_s)]_{lm_1} = [F_1^k(\mathbf{r})]_{lm_1}[F_2^k(\omega_s)]_{lm_1},$$

где $[F_1^k(\mathbf{r})]_{lm_1}$; $[F_2^k(\omega_s)]_{lm_1}$ — априорно известные по результатам «обучения» функции дефектов и частот ω_s.

2.3. Уравнения (13.1), рассмотренные для совокупности ω_s ($s = 1, 2, \ldots, n_1$), представляем в виде

$$\sum_{m_1=1}^{n} [F_1^k(\mathbf{r})]_{lm_1}[F_2^k(\omega_s)]_{lm_1} = (a_s^k)_l, \qquad (13.2)$$

где $(a_s^k)_l$ — отношения амплитуд вибрации, измеренных в l-м направлении для частот ω_s и $\omega_s + k\theta$ соответственно.

Измерение амплитуд вибрации осуществляется со случайными погрешностями, поэтому решение относительно $[F_1^k(\mathbf{r})]_{lm_1}$ целесообразно проводить методом наименьших квадратов. Результаты решения уравнений (13.2) могут быть использованы для оценки дефектов $\mathbf{r}$ и для восстановления матрицы $W_1(t)$.

3. *Диагностирование.*

Диагностирование ненаблюдаемых возмущений $\mathbf{f}(t)$, дефектов, их вызывающих, производится в результате анализа уравнения $\mathbf{z}(t) = [W_0 + W_1(t)]\,\mathbf{f}(t)$.

Для диагностики используют информационные частоты, указанные в табл. 13.3 и 13.4.

В качестве примера рассмотрим диагностирование дефектов системы, динамика которой характеризуется одномерным уравнением

$$\ddot{z}_j + G\dot{z}_j + \Omega_j^2\left[1 + \frac{P_m(r)}{P_0}\cos\theta t\right] z_j = f(t).$$

Зависимости $F_1(r) = P_m(r)/P_0$ от дефектов r представлены на рис. 13.5. Рассмотрим методику и пример диагностирования дефектов.

1. В качестве исходных данных будем считать известными G и Ω_j^2.

Примем $G = 0$ (рассматривается случай, когда частоты ω_s существенно отличаются от Ω_j, $2\Omega_j$, ...), $\Omega_j = 7348\ \text{с}^{-1}$.

2. В качестве информационных частот выберем частоты из табл. 13.3:

$$\omega_1 = 2\pi f_1 = 2\pi\cdot 6\ \text{с}^{-1}$$
$$\omega_2 = 2\pi f_2 = 2\pi\cdot 100\ \text{с}^{-1}$$
$$\theta = 2\pi f = 2\pi\cdot 204\ \text{с}^{-1}.$$

3. Передаточные функции для рассматриваемого случая определяются по формулам, приведенным на с. 683.

13.3. Информационные частоты для диагностики дефектов узлов трения

Вид дефекта	Осевая вибрация ($l = 1$)	Радиальная вибрация ($l = 2, 3$)
	Шарикоподшипники	
Дефект вращающегося кольца	$(mp \pm k)\,\theta_q \mp$ $\mp k(\omega_c - \omega_в)$	$k(\omega_c - \omega_в) + (-1)^{s_1-1} \times$ $\times \omega_c \pm [mp \mp k \pm (-1)^{s_1}]\theta_q$
Дефект невращающегося кольца	$(mp \pm k)\,\theta_q \mp k$	$k\omega_c + (-1)^{s_1-1}\omega_c \pm$ $\pm [mp \mp k \pm (-1)^{s_1}]\,\theta_q$
Разноразмерность шариков	$p\theta_q$	$(p \pm 1)\,\theta_q \mp \omega_c$
Преобладающая гармоника k_0-го порядка для кольца:		
вращающегося	$(mp \pm k_0 s)\,\theta_q \mp$ $\mp k_0(\omega_s - \omega_в)\,s$	$k_0 s(\omega_c - \omega_в) + (-1)^{s_1-1} \times$ $\times \omega_c \pm [mp \mp k_0 s \pm (-1)^{s_1}]\theta_q$
невращающегося	$(mp \pm k_0 s)\,\theta_q \mp k_0\omega_c s$	$k_0 s\omega_c + (-1)^{s_1-1}\omega_c \pm$ $\pm [mp \mp k_0 s \pm (-1)^{s_1}]\,\theta_q$
	Подшипники скольжения	
Гармоника k-го порядка некруглости цапфы	$k(\dot{\theta}_y - \omega_в)$	
	Коллектор электрической машины	
Выступание коллекторных пластин	$np\omega_в$	
Гармоника k-го порядка отклонения формы коллектора	$k\omega_в$	

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: ω_c — угловая частота вращения сепаратора подшипника; m — число шариков в подшипнике; k — номер гармоники; p, s_1, $s = 0, 1, 2, \ldots$; $\theta_1 = \omega_c$; $\theta_2 = \omega_c - \omega_в$; θ_y — угол, определяющий положение центра масс цапфы подшипника скольжения; n — число коллекторных пластин.

4. Рассматриваемый случай одномерный, поэтому уравнение для диагностирования принимает вид

$$F_1(r)\,F_2(\omega_s \pm \theta)\,W_0^{-1}(\omega_s) = a_{\pm 1}(\omega_s),$$

где

$$W_0^{-1} = \Omega_j^2 - \omega_s^2, \qquad F_2(\omega_s \pm \theta) = \frac{W_0\Omega_j^2}{2[\Omega_j^2 - (\omega_s \pm \theta)^2]},$$

$$a_{\pm 1}(\omega_s) = z_{2m_{s\pm 1}}/z_{1m_s}.$$

13.4. Информационные частоты для диагностики составляющих вибрации

Вид частоты	Расчетная формула	
	Электромагнитная система	
Зубцовая	асинхронная	синхронная
	$2\omega;\ 2\omega\left[\frac{m}{2p}(1-s)\right];$	$2\omega;\ 2\omega(2k_1-1);$
	$2\omega\left[k_1\frac{m}{2p}(1-s)\pm 1\right]$	$2\omega[(2k_1-1)\pm 1]$
Определяемая гармоникой k_0-го порядка отклонений формы образующей ротора	$2\omega \pm k_0\frac{\omega}{p}(1-s);$	$2\omega \pm k_0\omega;$
	$2\omega\left[k_1\frac{m}{2p}(1-s)\right]\pm$ $\pm k_0\frac{\omega}{p}(1-s);$	$2\omega(2k_1-1)\pm k_0\omega;$ $2\omega[(2k_1-1)\pm 1]\pm$ $\pm k_0\omega$
	$2\omega\left[k_1\frac{m}{2p}(1-s)\pm 1\right]\pm$ $\pm k_0\frac{\omega}{p}(1-s)$	$2\omega[(2k_1-1)\pm 1]\pm k_0\omega$
Определяемая вибрацией ротора относительно статора	$2\omega \pm \omega_j;$	$2\omega \pm \omega_j;$
	$2\omega\left[k_1\frac{m}{2p}(1-s)\right]\pm\omega_j;$	$2\omega(2k_1-1)\pm\omega_j;$
	$2\omega\left[k_1\frac{m}{2p}(1-s)\pm 1\right]\pm$ $\pm\omega_j$	$2\omega[(2k_1-1)\pm 1]\pm\omega_j$
	Зубчатое зацепление	
Оборотная	$p_1\omega_в$	
Зубцовая	$np_1\omega_в$	
Комбинированная	$ns_1\omega_в \pm p_1\omega_в$	

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: ω — угловая частота питающего напряжения; p — число пар полюсов основного поля; s — скольжение ротора относительно вращающегося поля; ω_j — угловая частота механической вибрации ротора относительно корпуса; m — число пазов в роторе; k_1, s_1, $p_1 = 1, 2, \ldots$ — число зубьев зубчатого колеса; $\omega_в$ — угловая скорость вращения.

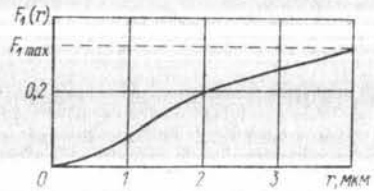


Рис. 13.5. Зависимость $F_1(r)$ от дефекта r

Отношения амплитуд на информационных частотах $\omega_{1\,(2)}$ и $\omega_{1\,(2)} \pm \theta$ по результатам эксперимента составляет: $a_{+1}(\omega_1) = 0{,}124$; $a_{-1}(\omega_1) = 0{,}113$, $a_{+1}(\omega_2) = 0{,}139$; $a_{-1}(\omega_2) = 0{,}141$.

5. Для каждой пары информационных частот ω_1 и $\omega_1 \pm \theta$; и $\omega_2 + \theta$ оцениваем параметр $F_1(r)$ по формуле

$$F_1(r) = a_{\pm 1}(\omega_s) F_2^{-1}(\omega_s \pm \theta) W_0$$

или

$$F_1(r) = a_{\pm 1}(\omega_s) 2[\Omega_j^2 - (\omega_s \pm \theta)^2]/\Omega_j^2.$$

Результаты расчетов для частот: ω_1 — $F_1(r) = 0{,}24$ и $F_1(r) = 0{,}22$; ω_2 — $F_1(r) = 0{,}26$ и $F_1(r) = 0{,}28$.

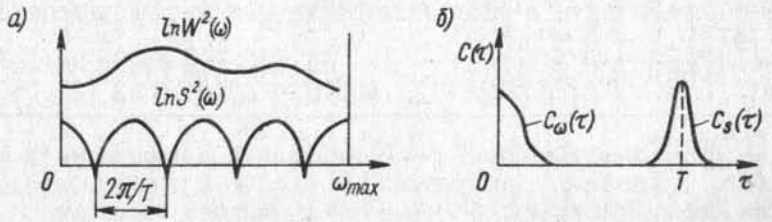


Рис. 13.6. Характеристики, получаемые при кепстральном анализе: *а* — спектральные характеристики сигнала $S(\omega)$ и передаточной функции $W(\omega)$; *б* — кепстры

6. Исключаем из рассмотрения $F_1(r)$ не удовлетворяющие соотношению $F_{1\,min} \leqslant F_1(r) \leqslant F_{1\,max}$. Предельные значения $F_{1\,min}$ и $F_{1\,max}$ определяем по графикам рис. 13.5.

7. Рассчитываем среднее значение $\overline{F}_1(r)$ по формуле

$$\overline{F}_1(r) = \frac{1}{n_1}\sum_{s=1}^{n_1} F_1(r).$$

Результаты расчетов: $F_1(r) = 0{,}25$.

8. Используя график рис. 13.5, по значению $F_1(r)$ определяем дефект r. При $\overline{F}_1(r) = 0{,}25$, $r = 2{,}4$ мкм.

Применение кепстральной обработки позволяет проводить анализ сигналов, имеющих сложный характер модуляции. Дефекты могут изменять как возмущения, так и характеристики воздействий [27].

Пример. На входе линейного тракта действуют сигнал возмущения $f_1(t)$. По результатам анализа сигнала на входе системы требуется провести диагноз $f_1(t)$ и характеристику тракта. Априорно известно, что спектральная плотность сигнала $f_1(t)$ — $S(\omega)$ заключена в полосе частот $|\omega| \leqslant \omega_{max}$, а форма АЧХ характеризуется периодической изрезанностью с неизвестным периодом. О передаточной функции тракта известно, что АЧХ, т. е. $W(\omega)$ изменяется плавно по частоте по сравнению с $S(\omega)$ (рис. 13.6, *а*). Результаты обработки сигнала в виде кепстра представлены на рис. 13.6, *б*. Функции $\ln S^2(\omega)$, изменяющейся с периодом $1/T$, соответствует кепстр $C_s(\tau)$ в виде пика, медленному же изменению функции $\ln W^2(\omega)$ соответствует кепстр $C_W(\tau)$.

Диагностирование узлов трения. Статистические методы широко используются для диагностирования локальных дефектов элементов приборов и механизмов, содержащих узлы трения. К таким дефектам относятся загрязнения смазок частицами износа, вмятины, забоины, микротрещины, повышенная шероховатость поверхности и другие зарождающиеся дефекты. Формирование диагностических признаков зарождающихся дефектов базируется на выделение потока виброакустических импульсов, возникающих при попадании локального дефекта в зону контакта взаимодействующих деталей и распространяющихся по конструкциям механизма со скоростью звука.

Возмущения, связанные с дефектами этого вида, математически можно представить в виде последовательности импульсов [30, 31, 147]

$$F(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} a_k S(t - t_k),$$

где $F(t)$ — вынуждающая сила, вызванная локальными дефектами; a_k — амплитуда импульса; $S(t - t_k)$ — функция, определяющая форму импульса; t_k — момент появления импульса.

Характеристики методов диагностирования зарождающихся дефектов приведены в табл. 13.5 [27].

В качестве примера рассмотрим вопросы диагностирования узлов трения по высокочастотной (ВЧ) вибрации. Для узлов трения, совершающих стационарное движение, ВЧ вибрации и низкочастотные (НЧ) вибрации взаимосвязаны. На этапе проектирования приборов эта взаимосвязь должна учитываться и может быть активно использована для диагностики. Перечислим исходные данные, необходимые для расчетов задач диагностирования дефектов.

1. Деформация (сближение) контактирующих элементов в условиях статики δ_0, м.

Определяется в результате статических расчетов узла трения и характеризует степень контактирования элементов в условиях отсутствия дефектов и вибрации. При $\delta_0 > 0$ имеет место деформация элементов, при $\delta_0 < 0$ — зазор.

2. Координаты виброперемещений контактирующих элементов $z_l(t)$, м.

В случае многомерной вибрации (l равно 1; 2; 3; 4; 5) определяются в результате расчета или экспериментально. Низкочастотные компоненты виброперемещений как функции времени t.

3. Конструктивные параметры α_l.

Безразмерные величины, определяющие влияние низкочастотной вибрации на сближение контактирующих элементов. Эти параметры учитывают конфигурацию элементов, связаны с кинематикой механизмов.

4. Функция, характеризующая зависимость деформации от геометрических аномалий поверхностей $\Delta h(r)$, м.

13.5. Характеристики методов диагностирования зарождающихся дефектов

Метод	Характеристика метода	Область применения
Ударных импульсов	Микроудары, возникающие при трении контактирующих элементов из-за дефектов, фиксируются на резонансной частоте датчика в начальной фазе удара. Резонансная частота акселерометра (десятки килогерц) выбирается такой, чтобы она отличалась от частот возможных резонансов механической систем. Система диагностирования (фирма «SKF») построена на принципе измерения числа ударных импульсов на резонансной частоте акселерометра.	Диагностируются дефекты формы и размеров деталей, локальные дефекты поверхностей и загрязнения смазки. Недостатком метода является то, что разные по характеру повреждения на различных деталях вызывают появление в вибросигнале одинаковых импульсов, что затрудняет идентификацию дефектов. Фактор высокой добротности акселерометра на резонансной частоте (от 25 до 500 кГц) позволяет уменьшить влияние помех, вызванных работой других механизмов. Метод используют для раннего обнаружения дефектов.
Спектрального анализа амплитудной огибающей вибросигнала	Для диагностики используют спектр огибающей вибросигнала в узкой полосе частот в окрестности резонансной частоты акселерометра или резонансной частоты узла механизма. Динамические явления, вызванные взаимодействием поврежденных контактирующих поверхностей в процессе функционирования механизмов, порождают модуляцию вибросигнала, которая появляется на всех частотах, в том числе в области частот, которая находится выше области основного акустического излучения. В диагностической системе производится выделение полосовым фильтром узкополосного сигнала вблизи резонансной частоты с последующим детектированием и спектральной обработкой огибающей.	Выбором полосы анализа Δf в окрестности собственной частоты можно добиться нормализации законов распределения и равенства $E_k = 0$ для исходного состояния. Превышение $E_k > E_k^0$ некоторого порогового значения E_k^0 характеризуется появлением дефектов
Основанный на анализе коэффициента эксцесса	Диагностика основана на анализе коэффициента эксцесса E_k одномерной плотности вероятности $p(z)$ мгновенных значений вибросигнала в окрестности собственных частот механизма или акселерометра. Возможен анализ и амплитудной огибающей узкополосного процесса. Выбросы в сигнале при появлении импульсного возмущения искажают форму закона распределения, что сказывается на величине эксцесса.	Имеет те же преимущества, что и предыдущий, но кроме того, позволяет разделить информацию от дефектов формы и расположения деталей и от локальных дефектов.
Основанный на анализе низко- и высокочастотных вибраций	Для диагностики используют связь низкочастотных колебаний (вибраций) с высокочастотными шумами. В диагностической системе анализируются характеристики корреляции демодулированного высокочастотного сигнала в узкой полосе в окрестности резонансной частоты акселерометра или резонансных частот конструкции (спектра амплитудной огибающей) и низкочастотной вибрации механизма. Одна из причин такой связи — влияние на характер контактирования низкочастотной вибрации.	

Дефекты поверхностей, отклонения формы, расположения, волнистость, шероховатость влияют на контактирование элементов, что вызывает появление низкочастотной вибрации элементов и определяет степень деформирования или сближения контактирующих элементов.

5. Конструктивные параметры: размерный параметр K_i, Н/(м)^p; степень нелинейности p.

Связь деформации δ_{qi} и нагрузки Q_{qi} определяется нелинейной зависимостью $Q_{qi}(t) = K_i \delta_{qi}^p(t)\, e\,[\delta_{qi}(t)]$.

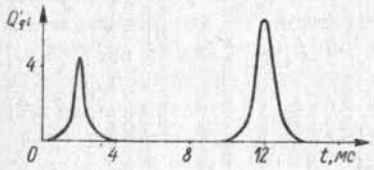


Рис. 13.7. Характер зависимости динамической нагрузки в контакте от времени



Рис. 13.8. График низкочастотной вибрации

Функция $e(\delta_{qi}) = \begin{cases} 1, \text{ если } \delta_{qi} > 0; \\ 0, \text{ если } \delta_{qi} \leqslant 0 \end{cases}$ учитывает характер контактирования: постоянный при $e[\delta_{qi}(t)] = 1$ для любого момента времени t; прерывистый для случая, когда $\delta_{qi}(t)$ принимает как положительные (деформация), так и отрицательные (зазор) значения.

6. Максимальная несущая способность смазочного слоя N, Н.

Несущая способность характеризует максимальную нагрузку, воспринимаемую контактирующими элементами, при которой сохраняется непрерывность смазочного слоя в зоне контакта элементов узла трения.

Рассмотрим методику диагностирования узлов трения по ВЧ-вибрации.

1. Расчет деформации степени сближения контактирующих элементов $\delta_{qi} = f(\delta_0, \alpha_l, \alpha_l, z_l, \Delta h(r))$, *м*. Для опор и элементов передачи движения $\delta_{qi} = \delta_0 + \sum_l \alpha_l z_l(t) - \Delta h(r)$.

Функция f учитывает зависимость деформации δ_{qi} от вибрации и дефектов элементов.

2. Расчет динамической нагрузки при отсутствии смазки: $Q_{qi} = K_i \delta_{qi}^p e(\delta_{qi})$, Н.

Показатель степени p и коэффициент K_i зависят от характеристик контакта (точечный, линейный), опорной площади и свойств материала.

3. Расчет динамической нагрузки, воспринимаемой контактирующими элементами при наличии смазки, $Q'_{qi} = F(Q_{qi}, N) \times e\,[F(Q_{qi}, N)]$, Н. Приближенная формула для $F(Q_{qi}, N)$ имеет вид $F(Q_{qi}, N) = Q_{qi} - N$.

Оператор F учитывает влияние динамической нагрузки, несущей способности смазочного слоя, параметров шероховатости на нагрузку, воспринимаемую в зоне прорыва смазочного слоя.

Функция контактирования $e\,[F(Q_{qi}, N)] = \begin{cases} 1, \text{ если } Q_{qi} > N; \\ 0, \text{ если } Q_{qi} \leqslant N \end{cases}$ учитывает условия прорыва смазочного слоя.

Характер зависимости Q'_{qi} от времени представлен на рис. 13.7. Модуляции амплитуды a, длительности τ и моментов t_0 появления импульсов (рис. 13.8) определяется низкочастотной вибрацией $z_j(t)$.

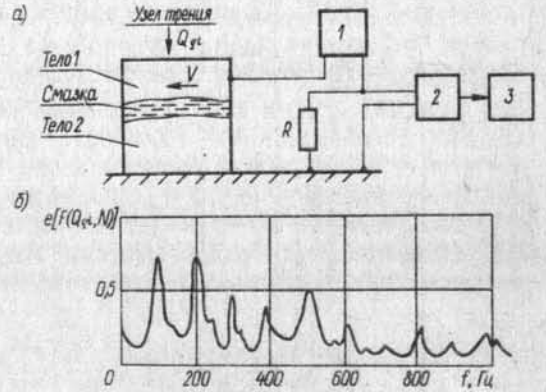


Рис. 13.9. Диагностирование характеристик контактирования: *а* — схема измерения контактного сопротивления для узла трения; *б* — спектр функции контактирования:
1 — источник напряжения; *2* — согласующее устройство; *3* — регистрирующее устройство

4. Оценка высокочастотной вибрации и связь с колебаниями $z_j(t)$.

Осуществляется переход от нагрузок $Q_{qi}(t)$ и $Q'_{qi}(t)$ к контактным напряжениям $\sigma_{qi}(t)$, что позволяет рассчитать волновой фронт, распространяющийся в материале и обусловливающий высокочастотную вибрацию. Демодуляция ВЧ-вибрации, выделение компонент, связанных с НЧ-колебаниями, позволяет диагностировать локальные дефекты, влияющие на интенсивность ВЧ-колебаний.

5. Диагностика непрерывности смазочного слоя по параметрам контактирования. Измерения производятся по схеме, приведенной на рис. 13.9, *а*.

Изменение электрического сопротивления цепи вызвано прорывами смазочного слоя, которое характеризуется функцией $e\,[F(Q_{qi}, N)]$. Оценка спектральных характеристик $e\,[F(Q_{qi}, N)]$ (рис. 13.9, *б*) совместно с НЧ-вибрацией, влияющей на Q_{qi}, позволяет диагностировать N и наличие дефектов, влияющих на непрерывность смазочного слоя.

В процессе диагностики возникает задача анализа сигналов, имеющих амплитудную и фазовую модуляцию [26]

$$y(t) = A(t) \cos \varphi(t).$$

Для разделения амплитудной и угловой модуляций целесообразно использовать преобразования Гильберта, определяемое в виде

$$z^*(t) = y(t) + i\tilde{y}(t),$$

где $\tilde{y}(t) = -\frac{1}{\pi}\int\limits_{-\infty}^{\infty}\frac{y(t')}{t'-t}\,dt'$.

При использовании данного преобразования огибающая $A(t)$ и фаза $\varphi(t)$ определяются соотношениями:

$$A(t) = [y^2(t) + \tilde{y}^2(t)]^{1/2},$$
$$\varphi(t) = \operatorname{arctg}[\tilde{y}(t)/y(t)].$$

На рис. 13.10, *а* в качестве примера изображен сигнал $y(t) = \left(A_0 + \sum\limits_{k=1}^{n_1} m_k \cos\Omega_k t\right)\cos\left(\omega_0 t + \sum\limits_{k=1}^{n_2}\beta_k \sin\omega_k t\right)$, а также спектры функций $A(t)$ и $\varphi(t)$, разделение которых произведено с помощью преобразований Гильберта (рис. 13.10, *б*, *в*). Каждый из этих сигналов может быть разделен на гармонические составляющие с применением Фурье-преобразования.

Рассмотренным методам близки методики, основанные на анализе сигналов акустической эмиссии. Акустическая эмиссия может предусматривать тестовое воздействие для стимулирования сигна-

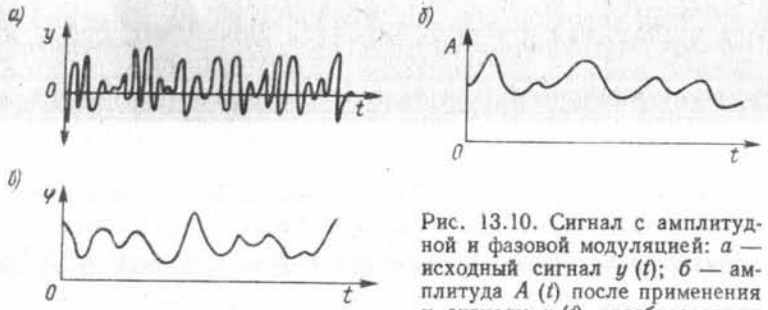


Рис. 13.10. Сигнал с амплитудной и фазовой модуляцией: *а* — исходный сигнал $y(t)$; *б* — амплитуда $A(t)$ после применения к сигналу $y(t)$ преобразования Гильберта; *в* — фаза $\varphi(t)$ после применения к сигналу $y(t)$ преобразования Гильберта

лов. Приложение дополнительных нагрузок (статических или динамических) позволяет распознать сигналы при наличии механических и электромагнитных помех.

Диагностирование методами распознавания. В процессе диагностирования возникает задача определения таких «качественных» характеристик, как режим работы (т. е. наличие или отсутствие резонансных явлений, ударных или других специфических для рассматриваемых систем возмущений), а также определения вида дефекта и принадлежности их к различным элементам. По характеру решаемых задач «качественная» диагностика соответствует задачам распознавания [40].

При диагностировании методами теории распознавания возникают задачи представления данных, выделенных характерных признаков и построения решающих процедур. Если признак, характеризующий состояние системы, состоит из элементов, то результат измерений можно представить в виде вектора $\mathbf{A}^T = (A_1, A_2, \ldots, A_n)$, где A_i принимает непрерывные или дискретные значения; T — знак транспонирования. Для механических и электромеханических систем приборов каждый из анализируемых вибрационных режимов характеризуется определенными закономерностями как в характеристиках свойств системы (передаточной функции и др.), так и в характеристиках возмущений (спектральный состав). Эти специфические особенности проявляются в спектральных характеристиках. Причем и динамические характеристики и характеристики возмущений определяются не только режимом работы, но и конструктивными технологическими параметрами и внешними условиями.

Рассмотрим вопросы кластеризации диагностических признаков. Кластер-анализ является прежде всего методом анализа данных. В качестве примера рассмотрим методику анализа амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) колебательных систем.

1. Анализ спектральных характеристик колебательных систем. Представление диапазона анализируемых частот $\langle f_{\min}, f_{\max}\rangle$ в виде конечного покрытия интервалами частот $\langle f_{\min}, f_{\max}\rangle = \bigcup\limits_{i=1}^{n}\langle f_{i-1}, f_i\rangle$ где $f_{\min} = f_0$, $f_{\max} = f_n$ — границы анализируемого диапазона частот.

Рассматриваются диапазоны частот, так как полоса любого фильтра конечна и спектральные составляющие, разность частот которых меньше полосы пропускания анализатором, не различимы. Для однозначного описания АЧХ рассматриваются непересекающиеся покрытия $\langle f_{i-1}, f_i\rangle \cap \langle f_{j-1}, f_j\rangle = \varnothing$, где i, j — любые числа $(i \neq j)$, меньшие n; $\varnothing$ — пустое множество.

2. Представление АЧХ для каждого s-го режима работы устройства в виде n-мерного вектора $(\mathbf{A}^s)^T = (A_1^s, \ldots, A_n^s)$, где A_i^s — значение спектральной характеристики для частот $\langle f_{i-1}, f_i\rangle$.

Каждый s-й режим работы устройства характеризуется множеством или классом R^s, точками которого являются векторы $\mathbf{A}^s$. Диагностируемые состояния различны, если для любого R^s $R^s \setminus \bigcup\limits_{\substack{l=1\\ l\neq s}}^{M} R^l \neq \varnothing$, где M — число анализируемых состояний или классов; $\setminus$ — знак разности множеств.

3. Выделение характерных признаков или кластеризация множества состояний. Образования множеств $R_0^s = R^s \setminus \bigcup\limits_{\substack{l=1\\ l\neq s}}^{M} R^s$, для которых $\bigcup\limits_{s=1}^{M} R_0^s \subset \{R^s\}$ и $R_0^s \cap R_0^i = \varnothing$, $i \neq j$.

Выделение классов из совокупности множеств $\{R^s\}$ производится с учетом информационных аспектов, физических свойств рассматриваемых систем, признаков дефектов.

4. Диагностика состояния системы, т. е. распознавания принадлежности измеренного вектора $\mathbf{A}$ к определенному множеству R_0^s. Процесс принятия решения базируется на сравнении значений дискриминантных функций.

Если $g_i(\mathbf{A}) > g_j(\mathbf{A})$ для всех $j = 1, 2, \ldots, M$; $j \neq i$, то $\mathbf{A} \in R_0^i$.

Процесс принятия решения базируется на построении границ областей, разделяющих рассматриваемые M классов-состояний. Границы областей определяются дискриминантными функциями $g_1(\mathbf{A})$, $g_2(\mathbf{A})$, ..., $g_n(\mathbf{A})$, которые являются скалярными и однозначными функциями $\mathbf{A}$.

Дискриминантные функции можно получить различными способами. Если о дискриминантных (распознаваемых) образах-состояниях имеются априорные сведения, то $g_i(\mathbf{A})$ могут быть определены точно на основе этой информации. Если относительно образов имеются лишь качественные сведения, то для определения $g_i(\mathbf{A})$ необходимо использовать обучающие итерационные процедуры. Эти исследования требуют существенных материальных и временны́х затрат, поэтому целесообразно всю априорную информацию получать в процессе анализа диагностических моделей систем на этапе проектирования.

Рассмотрим основные методы построения дискриминантных функций.

1. *Распознавание с помощью функции расстояния.* Рассмотрим M множеств. Пусть эти множества — классы $(R_0^i;\ i = 1, 2, \ldots, M)$ допускают представление с помощью опорных векторов — образов $\mathbf{A}_0^1, \mathbf{A}_0^2, \ldots, \mathbf{A}_0^M$. Вектор $\mathbf{A}$, полученный в результате измерения для оценки технического состояния, приписываем к классу R_0^i, если $g_i(\mathbf{A}) > g_j(\mathbf{A})$ для всех $j \neq i$.

Дискриминантная функция $g_i(\mathbf{A})$ определяется в результате минимизации расстояния $D_i(\mathbf{A}) = [(\mathbf{A} - \mathbf{A}_0^i)^T (\mathbf{A} - \mathbf{A}_0^i)]^{1/2}$ и может быть представлена следующим образом

$$g_i(\mathbf{A}) = \mathbf{A}^T \mathbf{A}_0^i - \frac{1}{2}(\mathbf{A}_0^i)^T \mathbf{A}_0^i, \quad i = 1, 2, \ldots, M. \qquad (13.3)$$

Примечание. Для случая, когда R_0^i характеризуется множеством опорных векторов $\{\mathbf{A}_{0s}\}$, дискриминантная функция определяется соотношением

$$g_i(\mathbf{A}) = \max_s \left[\mathbf{A}^T \mathbf{A}_{0s}^i - \frac{1}{2}(\mathbf{A}_{0s}^i)^T \mathbf{A}_{0s}^i \right].$$

Пример. В качестве примера рассмотрим диагностику режима работы электродвигателя по собственной вибрации. Диапазон анализируемых частот $f_{\min} = 0$, $f_{\max} = 1400$ Гц разобьем на 14 интервалов по 100 Гц. Вектор вибрации — это совокупность 14-ти значений уровней для каждого диапазона частот. Вектор $\mathbf{A}_0$ характеризует критическое состояние, сопровождающееся увеличением амплитуд

13.6. Значения координат векторов A_j и A_0, мм/с

Диапазон частот, Гц	Номер диапазона, k	Значения координат векторов при j, равном				
		0	1	2	3	4
0—100	1	0,05	0,04	0,05	0,10	0,04
100—200	2	0,05	0,15	0,20	0,04	0,20
200—300	3	0,06	0,10	0,03	0,08	0,04
300—400	4	0,08	0,01	0,02	0,02	0,08
400—500	5	0,08	0,05	0,10	0,15	0,01
500—600	6	0,10	0,20	0,05	0,07	0,14
600—700	7	0,10	0,05	0,02	0,05	0,05
700—800	8	0,10	0,02	0,01	0,03	0,02
800—900	9	0,15	0,02	0,04	0,15	0,08
900—1000	10	0,15	0,15	0,12	0,10	0,02
1000—1100	11	0,15	0,02	0,02	0,20	0,04
1100—1200	12	0,20	0,01	0,01	0,05	0,02
1200—1300	13	0,20	0,12	0,04	0,25	0,01
1300—1400	14	0,20	0,06	0,02	0,15	0,01

спектральных составляющих в диапазоне 0—1400 Гц. Для диагностики представлены четыре электродвигателя, векторы вибрации которых $\mathbf{A}_j$ и опорного вектора $\mathbf{A}_0$ представлены в табл. 13.6.

Рассмотрим функцию расстояния $D(\mathbf{A}_j) = [(\mathbf{A}_j - \mathbf{A}_0)^T (\mathbf{A}_j - \mathbf{A}_0)]^{1/2}$ и рассчитаем ее значения (мм/с): $D(\mathbf{A}_1) = 5{,}0$; $D(\mathbf{A}_2) = 5{,}8$; $D(\mathbf{A}_3) = 2{,}9$; $D(\mathbf{A}_4) = 5{,}5$. Из анализа полученных значений можно сделать вывод, что электродвигатель, имеющий спектр $\mathbf{A}_3$, наиболее близок к критическому состоянию, определенному вектором $\mathbf{A}_0$.

2. *Распознавание с помощью функции правдоподобия.* При необходимости учитывать статистические свойства векторов $\mathbf{A}$, определяющих множество (класс R_0^i), необходимо использовать статистические методы распознавания [40]. Каждому классу R_0^i соответствует априорная вероятность его появления P_i. Вероятность принадлежности вектора $\mathbf{A}$ к классу R_0^i обозначается как $P(R_0^i/\mathbf{A})$. Если при распознавании-диагностике принимается решение, что вектор $\mathbf{A} \in R_0^i$, в то время как на самом деле $\mathbf{A} \notin R_0^i$, то имеют место потери. В условиях минимизации математического ожидания полных потерь имеем байесовский классификатор. Синтез байесовского классификатора на основе дискриминантных функций требует знания априорных вероятностей и плотностей распределения для каждого класса R_0^i — $P(\mathbf{A}/R_0^i)$. Если априорной информации нет, то для диагностики можно использовать минимальный критерий или критерий Неймана — Пирсона [17, 147]. Объединяет эти методы то, что все они основаны на отношении правдоподобия. Отличаются они друг от друга различными пороговыми значениями. Наибольшее распространение на практике получил критерий Байеса, так как в большинстве задач диагностики удается задать априорные вероятности и потери.

Рассмотрим случай, когда $P(\mathbf{A}/R_0^i)$ — многомерные нормальные функции плотности распределения. В качестве дискриминантной функции используют функцию [17]

$$g_i(\mathbf{A}) = \ln P_i - \frac{1}{2}\ln|K_i| - \frac{1}{2}[(\mathbf{A} - E\mathbf{A}^i)^T(\mathbf{A} - E\mathbf{A}^i)],$$
$$i = 1, 2, \ldots, M, \qquad (13.4)$$

где $E\mathbf{A}^i$ — вектор средних значений $\mathbf{A}^i \in R_0^i$; K_i — ковариационная матрица векторов $\mathbf{A}^i$ (ее диагональные элементы — дисперсии координат вектора $\mathbf{A}^i$, если координаты статистически независимы, то $K_{jk} = K_{kj} = 0$).

Если для всех i ковариационные матрицы совпадают ($K_i = K$), то вместо соотношения (13.4) можно использовать соотношение

$$g_i(\mathbf{A}) = \ln P_i + \mathbf{A}^T K^{-1} E\mathbf{A}^i - \frac{1}{2}(E\mathbf{A}^i)^T K^{-1}(E\mathbf{A}^i).$$

Это выражение представляет множество линейных дискриминантных функций. Если $K \sim \mathbf{1}$ ($\mathbf{1}$ — единичная матрица), т. е. координаты вектора статистически независимы, а также $P_i = 1/M$; $i = 1, 2, \ldots, M$, то

$$g_i(\mathbf{A}) = \mathbf{A}^T(E\mathbf{A}^i) - \frac{1}{2}(E\mathbf{A}^i)^T E\mathbf{A}^i.$$

Эта дискриминантная функция аналогична по структуре рассмотренной ранее функции (13.3), реализующей распознавание по критерию минимума расстояния. В этом случае роль опорных векторов выполняют векторы средних значений $E\mathbf{A}^i$, соответствующие классам R_0^i.

Примечание. Статистические характеристики вектора $\mathbf{A}^i$ могут быть получены экспериментально [17, 40]. Вместе с тем, используя функциональные соотношения, рассмотренные в п. 4.12, необходимые статистические характеристики можно определить расчетным способом, что особенно важно при проектировании. На основании соотношений, устанавливающих связь диагностируемых параметров $\mathbf{r}$ и амплитудных характеристик возмущений $\mathbf{F}$, имеем

$$\mathbf{F}(\mathbf{r}) = \mathbf{F}_0 + T_1\mathbf{r}, \qquad \mathbf{A} = W\mathbf{F},$$

где W — передаточная матрица системы.

Характеристики распределения $\mathbf{r}$ определяют по допускам на параметры, а также в процессе анализа дефектов для элементов систем. В множестве диагностируемых параметров $\{\mathbf{r}\}$ можно выделить подмножества $\{\mathbf{r}^i\}$, имеющие априорно известные статистические характеристики, и в процессе диагностики классифицировать техническое состояние не по наблюдаемым параметрам $\mathbf{r}$, а по спектральным характеристикам функционально связанных с ними параметров.

Рассмотрим диагностирование механизмов с вращающимися элементами, в процессе которой определяется принадлежность дефектов их опор к I [$r_{qk} > \Delta_q(k)$, где $q = 1$ — невращающаяся, $q = 2$ — вращающаяся деталь опоры] или II [$r_{qk} \leqslant \Delta_q(k)$] группе. Пороговые значения $\Delta_q(k) = (r_{qk})_{\text{пор}}$, мкм, выбраны так, что механизмы, собранные с подшипниками I группы, необходимо рассматривать как дефектные, а устройства с подшипниками II группы, как бездефектные. Диагностирование проводится в два этапа.

1. *Обучение*

1.1. Обработка априорной информации. Примем следующие значения порогов: $\Delta_1(2) = 0{,}20$; $\Delta_1(3) = 0{,}15$; $\Delta_1(4) = 0{,}11$; $\Delta_1(5) = 0{,}05$; $\Delta_1(6) = 0{,}06$; $\Delta_2(2) = 0{,}04$; $\Delta_2(3) = \Delta_2(4) = 0{,}03$; $\Delta_2(5) = \Delta_2(6) = 0{,}02$.

Для выборки из 20 подшипников проведено профилирование рабочих поверхностей невращающихся ($q = 1$) и вращающихся ($q = 2$) колец подшипников. Результаты разложения профилограмм в ряд Фурье представлены в табл. 13.7.

Сравнение амплитуд гармоник с пороговыми значениями, определение числа подшипников R_1 I группы, для которых $r_{qk} > \Delta_q(k)$. Определение вероятности $P_{\text{I}} = R_1/R$, где $R_1 = 12$; $P_{\text{II}} = 1 - P_{\text{I}}$. В результате расчетов $P_{\text{I}} = 12/20 = 0{,}6$; $P_{\text{II}} = 1 - 0{,}6 = 0{,}4$.

1.2. Для пороговых значений $\Delta_q(k)$ рассчитывают вибрацию механизма для информационных частот ω_{jp} (табл. 13.3) по методике, изложенной в гл. 12. Полученные значения образуют вектор пороговых значений вибрации $\mathbf{A}_0$.

1.3. С подшипниками I группы ($R_1 = 12$) собираются механизмы, измеряются амплитуды вибрации на информационных частотах и сравниваются с пороговыми значениями, определенными в п. 1.2. При этом фиксируется «0»; если амплитуда не превышала A_{0p}^i, и «1», если A_p^i превышала A_{0p}. Аналогично с подшипниками II группы ($R - R_1$) были собраны устройства и фиксировался «0», если $A_p^i < A_{0p}$, и «1», если $A_p^i > A_{0p}$.

Результаты сравнения измеренных значений $\mathbf{A}^i$ с пороговым значением $\mathbf{A}_0$ представлены в табл. 13.8. Экспериментальные исследования могут быть заменены на этапе проектирования расчетами с использованием вибрационных моделей механизмов.

1.4. Оценка значений вероятностей

$$Q_p = \frac{K_p}{R_1}; \qquad P_p = \frac{P - S_p}{R_2},$$

где K_p — число объектов I группы; S_p — число объектов II группы.

Результаты расчетов приведены в табл. 13.9.

13.7. Амплитуды гармоник r_{qk}, мкм, спектрального представления профилограмм подшипников

Номер подшипника	r_{q2}		r_{q3}		r_{q4}		r_{q5}		r_{q6}	
	$q=1$	$q=2$	$q=1$	$q=2$	$q=1$	$q=2$	$q=1$	$q=2$	$q=1$	$q=2$
1	0,08	0,08 0,06	0,06 0,02	0,02 0,02	0,06 0,08	0,02	0,02 0,08	0,06 0,02	0,02	0,02
2	0,10									
3 4		0,08	0,10	0,02	0,02 0,10	0,08 0,06	0,02 0,06	0,06		
5	0,24	0,32	0,16	0,08	0,16	0,04	0,04	0,08	0,06	0,06
6	0,20	0,28		0,12	0,26	0,06	0,22	0,04	0,12	
7	0,16	0,26	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02		0,02	
8	0,80	0,22	0,66	0,06	0,18			0,02	0,06	0,02
9	0,74	0,20	0,44	0,10		0,14	0,08			
10	0,34	0,18	0,40		0,10	0,08			0,08	
11	0,50	0,32	0,28	0,12	0,12	0,10		0,10		0,08
12		0,30		0,18			0,10	0,08	0,06	0,02
13	0,30	0,28	0,76	0,08	0,24	0,06	0,08	0,10		0,04
14 15	0,58 0,26	0,24 0,20	0,24 0,14	0,24 0,12	0,22 0,04	0,08	0,16 0,10	0,02 0,16	0,08 0,02	
16	0,28	0,18	0,54	0,04	0,16	0,06	0,10	0,06	0,08	0,02
17	0,68	0,32	0,48		0,26	0,08	0,08	0,08		
18	0,58	0,18	0,42	0,06	0,20		0,06	0,02	0,06	
19 20	0,60 0,52	0,10 0,18	0,40 0,18	0,08 0,04	0,18 0,16	0,06	0,10 0,08	0,02 0,04		

13.8. Спектральные характеристики вибрации и их вероятностные характеристики для подшипниковых узлов механизмов I и II групп

Номер подшипника	Значения функции $e\left(A_p^l - A_{0p}\right)$ при p, равном									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I группа										
5	0		0			1	1	0	0	1
6					1			1	1	
8						0		0	0	0
9				1			0			
11	1		1		0			1	1	1
12		1					1			0
13							0			1
14			0			1		0	0	0
16	0				1		1			
17			1				0	1	1	0
19	1						1	0	0	1
20		0	0				0	1	1	0
II группа										
1										
2	0		0		1		0	0	0	1
3				0		0				
4		1			0		1	1	1	0
7										
10	1			1	1		0	0	0	1
15			1				1	1	1	0
18					0	1				

13.9. Значения параметров K_p, Q_p, S_p, P_p

Параметр	При p, равном									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
K_p	9,00	11,00	8,00	9,00	10,00	11,00	6,00	7,00	7,00	6,00
Q_p	0,75	0,92	0,67	0,75	0,84	0,92	0,50	0,58	0,58	0,50
S_p	4,00	7,00	3,00	5,00	3,00	6,00	3,00	5,00	1,00	3,00
P_p	0,50	0,12	0,62	0,38	0,62	0,25	0,63	0,38	0,88	0,62

1.5. Расчет весовых коэффициентов для каждой информационной частоты ω_{jp} $(p = 1 \div 10)$:

$$G_p = \log \frac{Q_p P_p}{(1 - Q_p)(1 - P_p)},$$

$$G_0 = \log \frac{P_I}{1 - P_I} + \sum_{p=1}^{n} G_p^*,$$

где $G_p^* = \log \frac{1 - Q_p}{P_p}$.

Результаты расчета весовых коэффициентов представлены в табл. 13.10.

2. *Диагностирование*

2.1. Для диагностирования дефектов измеряются спектры вибрации и сравниваются с пороговыми значениями для информационных частот ω_{jp}

13.10. Значения весовых коэффициентов G_p, G_p^*

Номер информационной частоты	G_p^*	G_p
1	—0,30	+0,48
2	—0,18	+0,20
3	—0,27	+0,52
4	—0,18	+0,26
5	—0,79	+0,93
6	—0,49	+0,58
7	—0,09	+0,21
8	+0,04	—0,07
9	—0,32	+1,0
10	+0,12	+0,21

Примечание. $G_0 = -2{,}28$.

$$e(A_p - A_{0p}) = \begin{cases} 1, & A_p > A_{0p} \\ 0, & A_p \leqslant A_{0p}. \end{cases}$$

Результаты расчета:

$$e(A_1 - A_{01}) = 1;$$
$$e(A_2 - A_{02}) = 1;$$
$$e(A_3 - A_{03}) = 1;$$
$$e(A_4 - A_{04}) = 0;$$
$$e(A_5 - A_{05}) = 1;$$
$$e(A_6 - A_{06}) = 1;$$
$$e(A_7 - A_{07}) = 1;$$
$$e(A_8 - A_{08}) = 0;$$
$$e(A_9 - A_{09}) = 1;$$
$$e(A_{10} - A_{010}) = 1.$$

2.2. Расчет дискриминантной функции $g = \sum_{p=1}^{n} e(A_p - A_{0p}) G_p + G_0$. При $g > 0$ механизм принадлежит к I группе, т. е. имеет дефект. При $g < 0$ механизм принадлежит ко II группе и не имеет дефекта.

Результаты расчета:

$g = 1 \cdot 0{,}48 + 1 \cdot 0{,}20 + 1 \cdot 0{,}52 + 0 \cdot 0{,}26 + 1 \cdot 0{,}93 + 1 \cdot 0{,}58 + 1 \cdot 0{,}21 + 0\,(-0{,}47) + 1 \cdot 1{,}0 + 1 \cdot 0{,}21 - 2{,}28 = 1{,}85$. Следовательно, рассматриваемый механизм имеет дефекты опор.

Глава 14

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА, ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИБОРОВ

14.1. Прогнозирование на этапе проектирования

В настоящее время прогнозирование качества и оценка надежности осуществляются по ряду показателей. Во всех показателях используется понятие «наработка» изделия, которое может оцениваться временным интервалом T от начала функционирования

до параметрического отказа устройства. Улучшение качества функционирования может быть достигнуто как за счет увеличения среднего значения, так и за счет уменьшения дисперсии T. Методы группового прогнозирования и оценка надежности дают общую картину изменения технического состояния совокупности однотипных изделий, но не учитывают специфических дефектов каждого из объектов. Для индивидуального прогнозирования наиболее приемлемым является метод моделирования с использованием уравнений изменения технического состояния. Модель, реализованная на ЭВМ, позволяет решать задачи прогнозирования и оценки надежности на стадии проектирования, анализируя различный характер поведения системы при действии внешних факторов и наличии дефектов.

На этапе проектирования прогнозирование — это количественная оценка ожидаемых характеристик наименее надежных механизмов приборов при ограниченной информации об ожидаемых характеристиках изменения параметров элементов и воздействующих факторов. Математические методы прогнозирования требуют наличия четко сформулированной модели поведения прогнозируемого объекта на основании физических представлений об изменении технического состояния [43, 45].

Изменения, происходящие в любой механической или электромеханической системе, связаны с внешними и внутренними воздействиями. Отказы в системе принято делить на постепенные и внезапные [52, 113]. Постепенные отказы возникают вследствие изменения параметров (например, из-за процесса изнашивания), внезапные отказы связаны с переходом количественных изменений в качественные. Последствия отказов также различны. Отказ функционирования приводит к тому, что изделие не может выполнять свои функции. При параметрическом отказе наблюдается выход параметров изделия за пределы допустимых значений [94].

Для прецизионных механических и электромеханических систем наибольший интерес представляют параметрические отказы, вызванные процессом постепенного изменения технического состояния. В основе параметрических отказов лежат физические закономерности, но вследствие разнообразия действующих факторов эти зависимости часто рассматриваются как стохастические. Чем глубже изучены закономерности и причинно-следственные связи, тем точнее можно решать задачи прогнозирования изменения параметров, свойств и состояния материалов. Современная наука изучает закономерности изменения свойств и состояния материалов на следующих уровнях [147].

Субмикроскопический уровень позволяет, опираясь на физику твердого тела, исследовать несовершенства в кристаллах, неравновесные положения атомов в решетке. Эти исследования являются физической основой решения основных задач анализа долговечности материалов.

Микроскопический уровень базируется на изучении процессов, происходящих в небольшой области. В первую очередь это относится к взаимодействию поверхностных слоев трущихся элементов при наличии смазки и поверхностно-активных веществ. Микроскопический уровень основывается на изменении интегральных параметров, характеризующих элементы в целом (размеров, упругих характеристик, коэффициентов трения и т. д.). Анализ процессов на микроскопическом уровне позволяет обобщить физические закономерности изменения технического состояния деталей и исследовать взаимосвязь динамики систем с процессами разрушения.

В прогнозировании возможны два основных направления: 1) анализ причинно-следственных механизмов разрушения, поиск факторов, определяющих поведение прогнозируемого показателя (этот путь приводит собственно к физическому и математическому моделированию, построению модели поведения объекта), 2) не вдаваясь в физику разрушения, попытка предсказать изменение технического состояния, анализируя временной ряд прогнозируемого показателя. Математические модели, используемые для прогнозирования качества изделий, представлены в табл. 14.1.

Рассмотрим примеры прогнозирования изменения технического состояния для узлов трения. При изнашивании трущихся поверхностей изменяются размеры узлов трения. Физико-химические и механические процессы изнашивания достаточно сложны и полностью еще не изучены. Различают следующие виды изнашивания:

механический (вследствие абразивного, усталостного и других процессов разрушения);

молекулярно-механический, связанный с силами молекулярного сцепления материалов при их контакте;

коррозионно-механический и др.

В результате исследований определены следующие факторы, влияющие на изнашивание контактирующих поверхностей приборных систем: динамические нагрузки в контактах; скорости проскальзывания трущихся поверхностей; состояния трущихся поверхностей, характеризующихся твердостью, шероховатостью, способом обработки, свойствами материала, толщиной смазочного слоя.

Изнашивание оценивают интенсивностью изнашивания J, которая определяется как объем материала, уносимого с единичной площади трущихся поверхностей за единицу относительного пути. Типичная зависимость интенсивности изнашивания J от номинального давления p на единичную поверхность имеет вид [20]

$$J = Kp^m, \qquad (14.7)$$

где K и m — эмпирические постоянные.

Модель	Дополнительные пояснения
1. Кумулятивная модель [20]. Вектор качества r в момент времени t есть функционал, от процесса нагружения $z(t)$ $$r = \Phi[z(t)].$$ Отличительным признаком является необратимость процесса $r(t)$ по норме, т. е. $\|r(t_2)\| > \|r(t_3)\|$, где $t_2 > t_3$. Вектор качества r связан с накоплением в деталях, узлах и элементах необратимых повреждений как механического (усталость, изнашивание, растрескивание, накопление пластичных деформаций), так и физико-химического происхождения (коррозия, эрозия, адсорбция). Многие виды повреждений имеют смешанный характер. Процесс $z(t)$ включает силовые, температурные, химические и другие воздействия, влияющие на выработку ресурса.	Описывает квазимонотонное ухудшение качества устройства, происходящее в процессе его эксплуатации и взаимодействия с окружающей средой. Примером реализации функционала может служить векторное дифференциальное уравнение $\frac{dr}{dt} = f[r, z(t)]$, где $f[r, z(t)]$ — вектор-функция, зависящая от процесса r (начальное условие $r(t_0) = r$) и процесса нагружения $z(t)$. Для рассматриваемой модели кумулятивность означает неотрицательность компонентов вектора $f[r, z(t)]$. Функция $f[r, z(t)]$ имеет полуэмпирический характер и связывает скорость накопления повреждения с действующими нагрузками и условиями окружающей среды. Примечание. В качестве нормы вектора r рассматривается Евклидова норма $\|r\| = (r_1^2 + \cdots + r_n^2)^{1/2}$. Возможно использование и других норм, например: $\|r\| = \max\{|r_1|, \ldots, |r_n|\}$, где r_1, r_2 — координаты n-мерного вектора r.
2. Модель марковского типа [20]. Предполагается, что вектор $z(t)$ представляет собой дельта-коррелированный во времени процесс, поэтому значения $r(t)$ не зависят от предыстории. Эволюция вектора качества $r(t)$ представляет собой диффузионный марковский процесс, удовлетворяющий уравнению $\frac{dr}{dt} = f(r, t) + G(r, t)\xi(t)$. Вектор $f(r, t)$ и матрица $G(r, t)$ — непрерывные функции всех аргументов. Компоненты векторного процесса $\xi(t)$ — независимые белые шумы единичной интенсивности.	Переходная функция плотности вероятности $p(r, t/r_0, t_0)$, где r_0 — значение в начальный момент времени t_0 — удовлетворяет уравнению Колмогорова $$\frac{\partial p}{\partial t} = -\sum_{j=1}^{n} \frac{\partial}{\partial r_j}(x_j p) + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} \frac{\partial^2}{\partial r_j \partial r_k}(x_{jk} p). \qquad (14.1)$$ С начальным условием в виде дельта-функции $\delta(r - r_0)$ при $t = t_0$. Интенсивность процесса определяется коэффициентами x_j и x_{jk}, где x_j и x_{jk} — коэффициенты сноса и диффузии

Модель	Дополнительные пояснения
3. Реодинамическая модель [147] 3.1. Детерминированный подход предусматривает в качестве модели изменения r дифференциальное уравнение $\frac{dr}{dt} = \mu [R(z, t) r + L(z, t)]$, (14.2) где μ — малый параметр, учитывающий «медленное» изменение r; $R(z, t)$, $L(z, t)$ — матрица и вектор, зависящие от времени t и динамики системы $z(t)$. Динамические свойства системы определяются дифференциальными уравнениями (линейными или нелинейными), коэффициенты которых в общем случае являются функциями времени $\ddot{z} + G\dot{z} + Pz = f(t)$, (14.3) где $f(t)$ — вектор возмущений, действующий на систему. Процессы, которые описываются уравнениями (14.2) и (14.3), происходят в разных масштабах времени. Быстрые процессы определяются уравнениями (14.3), медленные — уравнениями (14.2). 3.2. Стохастический подход основан на представлении r как непрерывного или дискретно изменяющегося марковского процесса. Матрица $\lambda_k(t)$, характеризующая интенсивность этого процесса, определяется соотношением $\lambda_k = \lambda_k [r_k, z(t)]$, (14.4)	Выражения для расчета интенсивностей имеют вид [20]: $x_j = f_j + \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{n}\sum_{l=1}^{n}\frac{\partial g_{jl}}{\partial r_k} g_{kl}$, $x_{jk} = \sum_{l=1}^{m} g_{jl} g_{kl}$, где f_j — элементы вектора $f(r, t)$ размерности n; g_{jl} — элементы матрицы $G(r, t)$ размерности $(n \times m)$. Методы решения уравнений (14.1) изложены в работе [132]. Для анализа реодинамических процессов можно эффективно использовать метод разделения движений. Если рассматривать быстрые процессы, то вектор r можно считать мало изменяющимся и тогда решение уравнения (14.3) на основании соотношений, полученных в гл. 12, можно представить в виде $z(t) = W(r, t) f(r, t)$. Интервал времени прогнозирования $(0, T)$ разобьем на непересекающиеся интервалы $(0, T) = \bigcup_{p=1}^{n} (T_{p-1}, T_p)$. На каждом интервале (T_{p-1}, T_p) быстрые процессы анализируются с помощью соотношения (14.3), где r рассматривается как параметр. При рассмотрении медленных процессов $z(f)$ и связанные с ними параметры целесообразно оценивать средние значения. В результате (14.2) преобразуется в уравнение с медленно изменяющимися коэффициентами $\frac{dr}{dt} = \widehat{R}(\tau) r + \widehat{L}(\tau)$, где $\tau = \mu t$. Решение на каждом следующем интервале «припасовывается» к решению на предыдущем, что позволяет прогнозировать r и z. Детерминированный, стохастический или комбинированные методы анализа изменения технического состояния могут быть уточнены, если учитывать случайные погрешности моделирования и случайные внешние воздействия.

Модель	Дополнительные пояснения
где k — порядковый номер дискретного множества значений r_k. Соотношения (14.4) учитывают медленные изменения в системе. Быстрые процессы могут определяться уравнениями (14.3). Совместный анализ марковского процесса изменений r и уравнения (14.3) позволяет прогнозировать реодинамические процессы. Эффективным методом прогнозирования является комбинированный подход, когда учитываются детерминированные и стохастические модели системы.	Весь интервал времени $(0, T)$ разбиваем на непересекающиеся интервалы $(0, T) = \bigcup_{p=1}^{n} (T_{p-1}, T_p)$. Для каждого из этих интервалов вектор изменяющихся параметров $r_p(t)$ и вектор амплитуд спектральных характеристик $z(t)$ для интервала $(T_{p-2}, T_{p-1}) - (z_m)_{p-1}$ удовлетворяют уравнениям: $r_p = M_p [r_{p-1}, (z_m)_{p-1}] r_{p-1} + \eta_p$, (14.5) $(z_m)_{p-1} = A_p (r_{p-1}) r_{p-1} + \xi_p$, (14.6) где M_p — матрица, определяющая изменения r; A_p — матрица, зависящая от элементов матриц передаточной функции и координат вектора возмущений. Элементы матриц M_p и A_p считаются функционально связанными со значениями переменных для интервала (T_{p-2}, T_{p-1}); η_p, ξ_p — случайные векторы, учитывающие погрешности моделирования и внешние воздействия. Для прогнозирования изменений r и z, удовлетворяющих (14.5) и (14.6), может быть использован дискретный фильтр Калмана.

Интенсивность изнашивания может изменяться в весьма широких пределах: от 10^{-12} до 10^{-3}. Для скорости изнашивания $j = dy/dt$ используют формулу

$$j = k_1 p^m v^n \qquad (14.8)$$

с эмпирическими коэффициентами k_1 и n, m (v — относительная скорость движения трущихся пар).

Рассмотрим пример прогнозирования изнашивания сопряжения втулка — вал [20]. Считаем, что износостойкость втулки значительно превышает износостойкость вала, поэтому примем $R_1 = \text{const}$. Используем кумулятивный подход к прогнозированию изменения h. За меру повреждения примем $r = (h - h_0)/h_0$, где h_0 — начальный зазор. Так как $dh/dt = j$, где j — скорость изнашивания, то $dr/dt = j/h_0$. При этом $r(0) = 0$; $r_{\max} = (h_{\max} - h_0)/h_0$, где $h_{\max}$ — предельно допустимая глубина изнашивания.

Расчетные соотношения для прогнозирования с использованием этой модели приведены ниже.

Исходные данные:

Геометрические размеры сопряжения радиус втулки R_1; радиус вала R_2; начальный радиальный зазор h_0; усилие на единицу длины вала Q, модули упругости материалов втулки и вала E_1, E_2; коэффициенты Пуассона материалов втулки и вала ν_1, ν_2; эмпирические коэффициенты, характеризующие интенсивность изнашивания K, m; относительная угловая скорость ω (для прогнозирования можно использовать как номинальные значения параметров, так и статистические характеристики).

Произведем предварительные расчеты коэффициентов:

$$\eta = (1 - \nu_1^2) E_1^{-1} + (1 - \nu_2^2) E_2^{-1};$$

$$f(m) = \frac{\Gamma[(m+2)/2]}{\Gamma[(m+3)/2]},$$

где Γ — гамма-функция;

$$x = 2Kf(m)\ [h_0/(\pi\eta R_1)]^{\frac{m-1}{2}}.$$

В процессе подготовительных расчетов необходимо исследовать чувствительность коэффициентов к неточности задания исходных данных и учитывать эти погрешности при оценке точности прогнозирования.

Уравнение прогнозирования будет иметь вид

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{x\omega}{2\pi} Q^{\frac{m+1}{2}} (1 + \psi)^{\frac{m-1}{2}}.$$

При $m = 1$ изнашивание происходит с постоянной, а при $m > 1$ — с увеличивающейся скоростью.

Решение этого уравнения позволяет прогнозировать степень повреждения сопряжения.

Аналогичные по структуре соотношения имеют место и для прогнозирования распространения микроскопических трещин [55, 63].

Примером реализации прогнозирования на основе реодинамической модели служит методика прогнозирования ресурса шарикоподшипника. Техническое состояние шарикоподшипников в работающем механизме определяется изменением вибрации z_j, моментов трения $M_{тр}$, нагрузки F_{ni} и других параметров. Характер их изменения, а также ресурс работы скоростного подшипника определяется изменением размеров его рабочих элементов и смазки в зоне качения.

Изнашивание дорожек качения может быть представлено как изменение радиусов кривизны r_q (ψ_q, α_q), а изнашивание шариков — как изменение их диаметров D_i. Уравнение для определения изменения r_q и D_i могут быть записаны в виде:

$$\frac{dr_q}{dt} = \sum_{i=1}^{m} I_q(v) F_{qi}(t); \qquad (14.9)$$

$$\frac{dD_i}{dt} = \sum_{q=1}^{z} I_i(v) F_{qi}(t), \qquad (14.10)$$

где $I_q(v)$, $I_i(v)$ — скорость изменения параметров q-го кольца и i-го шарика соответственно; F_{qi} — динамическая нагрузка, действующая в контакте i-го шарика и q-го кольца; m — число шариков в подшипнике.

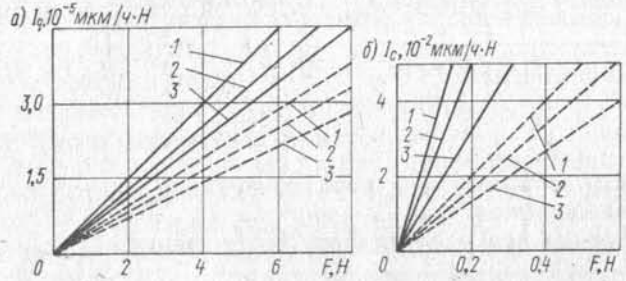


Рис. 14.1. Изменение интенсивности износа поверхностей трения

Процесс изнашивания шариков и дорожек качения является не непрерывным, а циклическим. Самая большая частота нагружения элемента поверхности — шариков, меньшая — у вращающегося кольца и самая малая у невращающегося кольца шарикоподшипника.

Изменение размеров сепаратора можно представить как изменение зазора Δ_{ci}, с которым шарик располагается в гнезде сепаратора:

$$\frac{d}{dt}(\Delta_{ci}) = I_c(v) F_{ci}(t), \qquad (14.11)$$

где $I_c(v)$ — скорость изменения зазора; F_{ci} — динамическая нагрузка, действующая в контакте шарик — сепаратор.

Скорости изменения параметров зависят не только от скорости проскальзывания, но и от состояния поверхности контактирующих деталей. В качестве примера [17, 24] приведены зависимости I_q колец подшипников (рис. 14.1, *а*) и I_c текстолитового сепаратора (рис. 14.1, *б*) от нагрузки при использовании смазок ВНИИНП-293, ВНИИНП-247, ВНИИНП-274 (кривые *1—3* соответственно сплошные линии — при температуре 150 °С, штриховые линии — при температуре 50 °С).

Прогнозирование изнашивания, а следовательно, и изменение динамических параметров могут быть осуществлены на основании

уравнений (14.9)—(14.11). Для этого необходимо задаться конструктивными параметрами, интенсивностью изнашивания деталей в данных условиях работы подшипникового узла, технологическими погрешностями подшипника и определить динамические нагрузки F_{qi}, F_{ci}. Используя функциональные зависимости собственной вибрации и других параметров шарикоподшипников от $r_q(t)$, $\Delta_{ci}(t)$, $D_i(t)$, можно также осуществить прогнозирование изменения динамических параметров шарикоподшипников. Начальные значения динамических нагрузок и определяющие их технологические погрешности можно задать на основании результатов диагностики.

Динамическая нагрузка F_{qi}, действующая на шарики, зависит от контактных деформаций δ_{qi} и несущей способности смазочного слоя N

$$F_{qi} = [B_k(\delta_{qi})^{3/2} e(\delta_{qi}) - N]\, e[B_k(\delta_{qi})^{3/2} e(\delta_{qi}) - N], \quad (14.12)$$

где $e(x) = \begin{cases} 1, & x > 0 \\ 0, & x \leqslant 0 \end{cases}$ — функция контактирования; B_k — конструктивный параметр, характеризующий упругие свойства шарикоподшипников.

Деформация тел определяется соотношением

$$\delta_{qi} = \delta_{q0i} + \sum_{p=1}^{5} z_p \beta_{ip} - \sum_{q=1}^{2} r_q + r_{Di}, \quad (14.13)$$

где δ_{q0i} — статическая деформация тел качения; z_p — координаты вектора вибрации подвижного кольца; r_q, r_{Di} — функции, характеризующие дефекты q-го кольца и i-го шарика; β_{ip} — конструктивный параметр.

Выражения для несущей способности смазочного слоя можно представить в виде [29]

$$N = \frac{\omega_q \eta}{a_q^2 s_0} \sqrt{\frac{s - s_0}{b_a}} \left[1 + \frac{s_0}{2(s - s_0)} \ln \frac{1 - \sqrt{\frac{s - s_0}{s}}}{1 + \sqrt{\frac{s - s_0}{s}}} \right], \quad (14.14)$$

где ω_q — угловая частота вращения шарика относительно q-го кольца; η — вязкость смазки, определенная с учетом условий работы подшипникового узла; a_q, b_q — приведенные кривизны контактирующей поверхности q-го кольца соответственно в направлении качения и перпендикулярном направлении; s_0 — минимальная толщина слоя смазки; s — толщина слоя смазки в свободной зоне.

Несущая способность смазочного слоя изменяется во времени в результате разрушения смазки, а следовательно, изменения ее параметров η, s, которые можно выразить следующим образом:

$$\eta(t) = \varepsilon t^{\gamma} + \eta(0);$$
$$s(t) = s(0) \exp(-\beta t) + s_0, \quad (14.15)$$

где ε, γ, β — коэффициенты, зависящие от свойств смазки и условий работы подшипникового узла.

Анализ выражения (14.14) с учетом (14.15) показывает, что $N \to 0$ при $t \to \infty$, поэтому введение узлов подпитки, которые способствуют уменьшению степени изменения η и s, увеличивает стабильность N, а следовательно, и ресурс работы подшипника.

Как показали исследования [112, 146], уравнения, определяющие изменение размеров элементов подшипника, могут быть представлены в виде

$$\frac{d\mathbf{r}}{dt} = \mathbf{B}(t, \tau),$$

где $\mathbf{r}$ — вектор, координатами которого являются амплитуды спектрального представления отклонений формы беговых дорожек и другие параметры; $\mathbf{B}$ — вектор, координаты которого зависят от динамических нагрузок; $\tau = It$ — время медленного изменения, отличающееся от текущего времени t.

Кроме прогнозирования изменения динамических параметров, можно решить задачу прогнозирования параметрического ресурса работы шарикоподшипника, т. е. найти время, определяющее параметрическую надежность подшипникового узла.

Методика прогнозирования изменения параметров шарикоподшипника. Методика предназначена для прогнозирования вибрации, моментов трения, динамических нагрузок и других параметров скоростных подшипников, зависящих от зазоров и геометрических аномалий тел качения. В качестве числовых параметров, по которым оценивается параметрический ресурс, рассматриваются амплитуды спектрального представления профилограмм беговых дорожек по следу качения r_{qk} $(k > 1)$, параметр $r = \sum_{q=1}^{2} r_q - D$ и зазор в подшипнике Δ.

Ниже приведены исходные данные для расчета параметров, используемых при прогнозировании.

Размеры желобов колец подшипника r_q, R_q, мм	$r_1 = 2{,}90$; $R_1 = 19{,}28$; $r_2 = 2{,}63$; $R_2 = 14{,}25$
Диаметр шариков D, мм	5
Зазор в подшипнике Δ, мкм	10
Число шариков m	10
Модуль упругости материала колец подшипника E, Н/м^2	$2{,}12 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона ε	0,33
Начальный угол контакта шариков с кольцами α, $^\circ$	18
Нагрузка на подшипник F_j, Н:	
осевая F_1	120
радиальная F_2	10
Вязкость смазки η, Н·с/мм^2	$49 \cdot 10^{-9}$
Толщина слоя смазки в подшипнике s, мм	$20 \cdot 10^{-3}$

Минимальная толщина слоя смазки s_0, мм . . . . . $0{,}25 \cdot 10^{-3}$

Частота вращения, Гц:

внутреннего кольца $f_в$ 25

сепаратора f_c 11,7

$$f_c = 0{,}5 f_в \left(1 - \frac{0{,}5D \cos \alpha_0}{R_1 + R_2}\right), \text{ Гц}$$

Интенсивность изнашивания I, мкм/(ч·Н) . . . . . $0{,}5 \cdot 10^{-4}$

Предельные значения параметров для оценки параметрического ресурса, мкм

r_{qk}^{max} 5

r^{max} 540

Δ_{max} 30

Для прогнозирования в качестве параметров, характеризующих техническое состояние подшипника в функционирующем механизме, используем амплитуды осевой z_{1k} и радиальной z_{2k} вибраций. Измерения проведем для информационных частот kf_c для $q = 1$ и $k\,(f_в - f_c)$ для $q = 2$, $k = 1 \div m$ (табл. 14.2).

Рассмотрим методику и пример прогнозирования изменения параметров, а также ресурса работы подшипника.

1. Определение коэффициента B_k параметров деформации δ, δ_{2m}, δ_{3m} и текущего значения угла контакта α,° по методике гл. 12.

Результаты расчета:

$$B_k = 4{,}94 \text{ Н/мкм}^{3/2};\ \delta = 3{,}54 \text{ мкм};\ \delta_{2m} = 0{,}12 \text{ мкм};\ \delta_{3m} = 0 \text{ мкм},$$

$$\alpha = 19{,}1°$$

2. Определение круговой частоты вращения шариков ω:

$$\omega = \pi f_в \left(\frac{R_1 + R_2}{0{,}5D}\right)\left[1 - \left(\frac{0{,}5D}{R_1 + R_2}\right)^2 \cos^2 \alpha\right].$$

Результаты расчета:

$$\omega = 1053 \text{ 1/с}.$$

14.2. Амплитуды вибрации z_{jk}^q для информационных частот

k	$q=1$		$q=2$		k	$q=1$		$q=2$	
	$j=1$	$j=2$	$j=1$	$j=2$		$j=1$	$j=2$	$j=1$	$j=2$
1	1	$3 \cdot 10^{-2}$	2	10	6	—	—	—	—
2	—	—	—	—	7	—	—	—	—
3	2	10	$4 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	8	—	—	—	—
4	$4 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	—	—	9	$4 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	—	—
5	$6 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	—	—	10	10^{-2}	$2 \cdot 10^{-2}$	$0{,}5 \cdot 10^{-2}$	$0{,}2 \cdot 10^{-2}$

3. Определение приведенной кривизны контактирующих поверхностей в направлении качения q-го кольца подшипника a_q, мм$^{-1}$:

$$a_q = \frac{1}{2}\left[\frac{2}{D} + (-1)^q \frac{1}{R_q}\right];$$

в направлении, перпендикулярном к направлению качения, для q-го кольца b_q, мм$^{-1}$

$$b_q = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{D} - \frac{1}{r_q}\right).$$

Результаты расчета:

$$a_1 = 0{,}174 \text{ мм}^{-1};\ a_2 = 0{,}235 \text{ мм}^{-1};\ b_1 = 0{,}028 \text{ мм}^{-1};\ b_2 = 0{,}010 \text{ мм}^{-1}.$$

4. Определение значения несущей способности смазочного слоя:

$$N = \frac{\omega \eta \sqrt{s - s_0}}{2 s_0} \sum_{q=1}^{2} \frac{1}{a_q^2 \sqrt{b_q}} \left[1 + \frac{s_0}{2(s - s_0)} \ln\left(\frac{1 - \sqrt{\frac{s - s_0}{s_0}}}{1 + \sqrt{\frac{s - s_0}{s_0}}}\right)\right].$$

Результаты расчета: $N = 7{,}04$ Н.

5. Определение вспомогательных параметров:

$$\gamma_0 = \frac{B_k}{2\pi} \int_0^{2\pi} [\delta + \delta_{2m} \cos \psi]^{1/2} e(\delta + \delta_{2m} \cos \psi)\, d\psi,$$

$$\gamma_1 = \frac{B_k}{\pi} \int_0^{2\pi} [\delta + \delta_{2m} \cos \psi]^{1/2} e(\delta + \delta_{2m} \cos \psi) \cos \psi\, d\psi,$$

$$\gamma_2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} e\,[B_k (\delta + \delta_{2m} \cos \psi)^{3/2} e(\delta + \delta_{2m} \cos \psi) - N] \cos \psi\, d\psi,$$

$$\gamma_N = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} e\,[B_k (\delta + \delta_{2m} \cos \psi)^{3/2} e(\delta + \delta_{2m} \cos \psi) - N]\, d\psi.$$

Результаты расчета:

$$\gamma_0 = \frac{4{,}94}{2\pi} \int_0^{2\pi} (3{,}54 + 0{,}12 \cos \psi)^{1/2} e(3{,}54 + 0{,}12 \cos \psi)\, d\psi = 9{,}3;$$

$$\gamma_1 = 15{,}2 \cdot 10^{-2} \text{ Н/мкм};\ \gamma_2 = -0{,}17 \cdot 10^{-5};\ \gamma_N = 1{,}0.$$

6. Определение коэффициентов:

$$A_0 = (\delta\gamma_0 - N)\gamma_N + \frac{1}{2}\delta\gamma_0\gamma_2 + \frac{1}{2}\delta_{2m}\gamma_1\gamma_N;$$

$$A_{qk} = A_0 + \frac{3}{2} z^q_{1k} \gamma_0 \gamma_N \sin\alpha + \frac{3}{4} z^q_{2k} \gamma_0 \gamma_2 \cos\alpha,$$

$$k = mp \ (p = 1, 2, \ldots);$$

$$A_{qk} = \frac{3}{2} z^q_{1k} \gamma_0 \gamma_N \sin\alpha + \frac{3}{4} z^q_{2k} \gamma_0 \gamma_2 \cos\alpha,$$

$$k \neq mp.$$

Результаты расчета:

$$A_0 = (3{,}54 \cdot 9{,}3 - 7{,}04) \cdot 1{,}0 + \frac{1}{2} \cdot 3{,}54 \cdot 9{,}3 \, (-0{,}17 \cdot 10^{-5}) +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot 0{,}12 \cdot 15{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}0 \approx 25{,}88 \text{ Н},$$

$$A_{1\,(10)} = 25{,}88 + \frac{3}{2} \cdot 10^{-2} \cdot 9{,}3 \cdot \sin(19{,}1°) +$$

$$+ \frac{3}{4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 9{,}3 \, (-0{,}17 \cdot 10^{-5}) \cos(19{,}1°) = 25{,}93 \text{ Н};$$

$$A_{2\,(10)} = 25{,}90 \text{ Н};$$

$$A_{1\,(1)} = \frac{3}{2} \cdot 10^{-2} \cdot 9{,}3 \cdot \sin(19{,}1°) + \frac{3}{4} \cdot 3 \cdot 10^{-2} \cdot 9{,}3 \times$$

$$\times (-0{,}17 \cdot 10^{-5}) \cdot \cos 19{,}1° = 0{,}05 \text{ Н};$$

$$A_{1\,(3)} = 9{,}2 \text{ Н}; \ A_{1\,(4)} = 0{,}18 \text{ Н};$$

$$A_{1\,(5)} = 0{,}28 \text{ Н}; \ A_{1\,(9)} = 0{,}18 \text{ Н};$$

$$A_{2\,(1)} = 9{,}2 \text{ Н}; \ A_{2\,(3)} = 0{,}18 \text{ Н}.$$

7. Прогнозирование изменений во времени геометрических параметров:

$$r(t) = IA_0 t + r(0);$$

$$r_{qk}(t) = IA_{qk} t + r_{qk}(0);$$

$$\Delta(t) = 3IA_0 t + \Delta(0).$$

На основании полученных соотношений по методике (см. гл. 12) производится расчет изменений параметров деформации, жесткости и других характеристик для любого момента времени.

Результаты расчета:

$$r(t) = 0{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 25{,}88 t + 530 = 12{,}96 \cdot 10^{-4} t + 530 \text{ мкм};$$

$$r_{qk}(t) = 0{,}5 \cdot 10^{-4} A_{qk} t \text{ мкм};$$

$$\Delta(t) = 38{,}88 \cdot 10^{-4} t + 10 \text{ мкм}.$$

8. Определение ресурса работы подшипника, ч:

$$T^*_r = \frac{r^{\max} - r(0)}{IA_0}; \quad T^*_{r_{qk}} = \frac{r^{\max}_{qk} - r_{qk}(0)}{IA_{qk}};$$

$$T^*_\Delta = \frac{\Delta_{\max} - \Delta(0)}{3IA_0}; \quad T^* = \min(T_r, T_{r_{qk}}, T_\Delta)$$

Результаты расчета:

$$T^*_r = \frac{540 - 530}{0{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 25{,}88} = 7{,}73 \cdot 10^3 \text{ ч}; \quad T^*_{r_{q10}} = 3{,}86 \cdot 10^3 \text{ ч};$$

$$T^*_{r_{qk}} > T^*_{r_{q10}}, \quad \text{для} \quad k \neq 10; \quad T^*_\Delta = 5{,}14 \cdot 10^3 \text{ ч};$$

$$T^* = \min(7{,}73 \cdot 10^3; \ 3{,}86 \cdot 10^3; \ 5{,}14 \cdot 10^3) = 3{,}86 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

В целях получения более точных результатов может быть применен поэтапный процесс прогнозирования, для реализации которого рассматриваемый промежуток времени $(0, T)$ разбиваем на $n + 1$ подынтервалов:

$$(0, T) = \bigcup_{i=1}^{n+1} (T_{i-1}, T_i); \quad T_0 = 0; \quad T_{n+1} = T.$$

По результатам измерения вибрации $z_j(T_0)$ для момента T_0 по методике (см. с. 736) пп. 1—7 прогнозируем изменение виброхарактеристик $z^n_j(T_1)$ до момента T_1. Сравнивая результаты прогноза $z^n_j(T_1)$ и измерения вибрации $z_j(T_1)$ для момента T_1, произведем корректировку параметра I таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение среднеквадратического отклонения $z^n_j(T_1)$ от $z_j(T_1)$. Для следующих переменных подынтервалов выполняем аналогичные вычисления, используя скорректированные значения I, а также учитывая изменения параметров η, s в соответствии с (14.15). Итерационный процесс заканчиваем для $t = T_n$ и осуществляем (см. с. 736 пп. 1—8) прогнозирование ресурса для $t > T_n$.

14.2. Прогнозирование по результатам ускоренных и имитационных испытаний

На стадии проектирования моделирование на ЭВМ изменения параметров наиболее ответственных узлов позволяет прогнозировать поведение механизма на разных стадиях его существования. Такое моделирование дает в первую очередь достоверную качественную картину. Количественно модель может уточняться (например, при ускоренных или других испытаниях опытных образцов). При проектировании, анализируя изменение технического состояния, можно сравнивать различные конструктивные решения с точки зрения их ресурса при различных внешних воздействиях. Модели систем, характеризующие изменения технического состояния, не могут полностью заменить ресурсные испытания, но позволяют объяснить причины отказов и аномального изменения характеристик. Все это способствует увеличению фактического ресурса изделий и снижает экономические и временные затраты при проектировании.

Обзор и анализ различных методов прогнозирования по результатам имитационного моделирования рассмотрен в работах [84, 119, 143]. Методы, наиболее близкие к рассматриваемым задачам,

Метод	Дополнительные пояснения
1. Адаптивный метод линейной фильтрации [84]. Прогнозирование основано на анализе предшествующих данных, получаемых в результате моделирования или эксперимента, и вычислении взвешенной суммы этих наблюдений: $$r = \sum_{i=l-l+1}^{l} \omega_i r_i,$$ где r — взвешенная средняя, используемая как прогноз; ω_i — вес, приписываемый наблюдению i; r_i — значение параметра, характеризующее техническое состояние системы в момент i; l — число наблюдений, используемых при оценке r. Близким к рассматриваемому является метод, основанный на модели авторегрессии, — скользящего среднего [143].	Метод использует минимум априорной информации о модели системы. Частным случаем является метод скользящих средних, который состоит в том, что все анализируемые данные используются с постоянным весом $\omega_i = 1/l$. При использовании экспоненциального сглаживания $$\omega_1 = \alpha; \quad \omega_2 = \alpha(1-\alpha);$$ $$\omega_3 = \alpha(1-\alpha)^2,$$ где α — постоянная сглаживания $(0 < \alpha < 1)$. Недостатком всех этих методов является краткосрочность прогноза, так как адаптируемая модель, следуя за наблюдаемым процессом, не позволяет прогнозировать (упреждать) изменение технического состояния для значительных интервалов времени.
2. Прогнозирование процессов с детерминированными основами. Рассматривая прогнозируемый параметр $r(t)$ как нестационарную случайную функцию, ее можно представить в виде $$r(t) = E(r) + \sum_{\nu} V_\nu f_\nu(t), \quad (14.16)$$ где $E(r)$ — математическое ожидание случайной функции r; V_ν — некоррелированные случайные величины, математическое ожидание которых равно нулю; $f_\nu(t)$ — детерминированные функции. Аналогично выражению (14.16), можно использовать интегральное представление $$r(t) = E(r) + \int_\lambda V(\lambda) f(t, \lambda)\, d\lambda. \quad (14.17)$$ Прогнозирование значения $r(t+\Delta t)$ осуществляется с помощью выражений $r(t+\Delta t) = E(r) + \sum_\nu V_\nu f_\nu(t+\Delta t)$ или $r(t+\Delta t) = E(r) + \int_\lambda V(\lambda) f(t+\Delta t, \lambda)\, d\lambda$.	Этот метод используется при условии, что информация о системе или ей подобных системах (аналогах), полученная в результате испытаний, эксплуатации, дает возможность предполагать возможный характер изменения анализируемых параметров. Такой подход, имея детерминированную основу в виде координатных функций $f_\nu(t)$, $f(t, \lambda)$, не требует априорного знания их вида, все необходимые данные получаются в результате наблюдений за процессом $r(t)$. Рассмотрим в качестве примера методику определения коэффициентов канонического разложения и координатных функций [143]. Предполагается, что V_ν — случайные величины, обладающие следующими свойствами: $E(V_\nu) = 0$; $E(V_\nu V_\mu) = 0$ для $\mu \neq \nu$; $E(V_\nu V_\nu) = D(V_\nu) = D_\nu$. Введем в рассмотрение центрированную случайную функцию $r(t) = \sum_\nu V_\nu f_\nu(t)$ для которой известны корреляционная функция $R_z(t, t')$, а также значения $r(t_n)$, где t_n — произвольная последовательность значений.

Метод	Дополнительные пояснения
Предполагается, что вид координатных функций $f_\nu(t)$, $f(t, \lambda)$ на участке прогнозирования не изменится по сравнению с их видом на участке наблюдения. Рассмотренный метод может использоваться для прогнозирования изменения спектральных характеристик вибрации, например амплитудных значений $z(t)$, а также параметров, характеризующих изменяющиеся дефекты системы $r(t)$.	Соотношения для расчета интересующих параметров имеют вид: $V_1 = \bar{r}(t_1)$; $D_1 = R_r(t_1, t_1)$ — дисперсия коэффициента $r(t_n)$; $$D_\nu = R_r(t_\nu, t_\nu) - \sum_{h=1}^{\nu-1} D_h [f_h(t_\nu)]^2,$$ $$f_1(t) = \frac{1}{D_1} R_r(t, t_1),$$ $$f_\nu(t) = \frac{1}{D_\nu}\left[R_r(t, t_\nu) - \sum_{h=1}^{\nu-1} D_h f_h(t) f_h(t_\nu)\right],$$ $$\nu = 2, 3, \ldots$$ Недостатком этого метода является необходимость анализировать большой объем статистической информации в процессе подготовки к прогнозированию.
3. Прогнозирование процессов с использованием фильтра Калмана. Для механических и электромеханических систем реодинамические процессы изменения состояния характеризуются вектором $\boldsymbol{r}$, который определяется в результате решения дифференциального уравнения $$\frac{d\boldsymbol{r}}{dt} = M(t)\boldsymbol{r} + G(t)\boldsymbol{\eta}(t), \quad (14.18)$$ где $M(t)$ — матрица, определяющая динамические свойства системы; $\boldsymbol{\eta}(t)$ — вектор, характеризующий возмущения и отклонения модели от рассматриваемой; $G(t)$ — матрица, характеризующая ограничения на $\boldsymbol{\eta}(t)$. Вектор $\boldsymbol{r}(t)$ для большинства систем ненаблюдаем. Оценка $\boldsymbol{r}(t)$ производится по результатам измерений или диагностики вектора $\boldsymbol{z}(t)$, который связан с вектором $\boldsymbol{r}(t)$ соотношением $$\boldsymbol{z}(t) = A(t)\boldsymbol{z}(t) + \boldsymbol{\xi}(t), \quad (14.19)$$ где $A(t)$ — матрица, характеризующая связь между вектором вибрации $\boldsymbol{z}(t)$ и вектором состояния $\boldsymbol{r}(t)$, а также ограничения, накладываемые на возможные наблюдения за состоянием системы или ее модели; $\boldsymbol{\xi}(t)$ — вектор, характеризующий погрешность при измерении.	Алгоритмы прогнозирования на основе оптимальной фильтрации подробно рассмотрены в работе [123]. Предполагается, что векторы $\boldsymbol{\eta}(t)$, $\boldsymbol{\xi}(t)$ — независимые стационарные случайные процессы с равными нулю средними значениями — $E[\boldsymbol{\eta}(t)] = 0$; $E[\boldsymbol{\xi}(t)] = 0$ и ковариационными матрицами — $E[\boldsymbol{\eta}(t)\boldsymbol{\eta}^T(\tau)] = Q(t)\delta(t-\tau)$; $E[\boldsymbol{\xi}(t)\boldsymbol{\xi}^T(\tau)] = R(t)\delta(t-\tau)$; $E[\boldsymbol{\xi}(t)\boldsymbol{\eta}^T(\tau)] = 0$, где $Q(t)$, $R(t)$ — симметричные неотрицательно определенные, непрерывно дифференцируемые по t матрицы; δ — дельта-функция. Алгоритм совместного решения (14.18), (14.19) реализуется на ЭВМ, некоторые затруднения вызывает необходимость решения матричного дифференциального уравнения Риккатти. Соотношения для $\boldsymbol{r}(t_{n+1})$ является дискретным вариантом фильтра Калмана и определяет результат прогноза $\boldsymbol{r}(t_{n+1})$, как преобразование предыдущей оценки $\widehat{\boldsymbol{r}}(t_n)$ плюс дополнительное слагаемое, зависящее от разности $\boldsymbol{z}(t_n)$ и его оценки в предыдущей точке.

Продолжение табл. 14.3

Метод	Дополнительные пояснения
Прогнозирование заключается в том, что по результатам измерения или моделирования в интервале (t_0, t) необходимо найти оценку $r(t+\Delta t)$ процесса в момент времени $t+\Delta t$, минимизирующую среднюю квадратическую погрешность. В п. 14.1 показано, что характер изменения параметров $r(t)$ является «медленным» процессом по сравнению с «быстрыми» флуктуациями $z(t)$. Поэтому использование двухмасштабного метода разделения движения приводит к следующим рекуррентным соотношениям: $r(t_{n+1}) = Mr(t_n) + G\eta(t_n);$ $z(t_n) = Ar(t_n) + \xi(t_n).$ Матрицы M, A, G могут изменяться во времени. Временные ряды $\{r(t_n)\}$, $\{z(t_n)\}$ определяют или дискретный характер измерения и наблюдения, или моделирования.	Прогноз, получающийся как оптимальная оценка $\hat{r}$ в момент времени t_{n+1} по результатам предыдущих измерений, определяется соотношением [143]: $\hat{r}(t_{n+1}) = M\hat{r}(t_n) + P(t_n) \times$ $\times A^T R^{-1} [z(t_n) - AM\hat{r}(t_n)],$ где $P(t_n) = [MP(t_{n-1}) M^T +$ $+ GQG^T] - [MP(t_{n-1}) M^T +$ $+ GQG^T] A^T \{R + A[MP(t_{n-1}) \times$ $\times M^T + GQG^T] A^T\} \times$ $\times A[MP(t_{n-1}) M^T + GQG^T].$

отражающие различную глубину используемой априорной информации о системе, приведены в табл. 14.3.

Прогнозирование ресурса изделий может осуществляться методами ускоренных и имитационных испытаний.

При проведении ускоренных испытаний в форсированном режиме ускорение достигается применением более жестких режимов по сравнению с эксплуатационными в целях увеличения скорости протекания всех процессов старения исследуемых изделий. Как показывают исследования [113], почти каждый процесс разрушения имеет свою критическую зону, за которой происходит его качественное изменение. Режим и методы ускоренных испытаний следует выбирать таким образом, чтобы эта критическая зона не была достигнута и качественная сторона процесса осталась неизменной. Характер и вид разрушения при ускоренных и эксплуатационных испытаниях должны совпадать или незначительно отличаться друг от друга.

Одним из важнейших вопросов при организации и проведении ускоренных ресурсных испытаний является расчет коэффициента ускорения $K_у$. В работе [147] значение $K_у$ определяют так:

$$K_у = T_э/T_у > 1,$$

где $T_э$ — время, затраченное на получение требуемой информации о надежности при испытаниях в условиях, аналогичных

эксплуатационным; $T_у$ — время, в течение которого эта информация получена методом ускоренных испытаний.

Более общим подходом к определению коэффициента ускорения является метод моделирования изменения технического состояния в эксплуатационных условиях и при действии ускоряющего фактора. Для рассматриваемых систем моделирование может осуществляться на основании уравнений, учитывающих медленные и быстрые процессы при наличии ускоряющего фактора и без него.

Анализ масштабных коэффициентов, или коэффициентов ускорения $K_у$, производится на основании сравнения параметров модели, функционирующей в эксплуатационных условиях, и модели системы при форсирующем воздействии.

Более простым способом определения коэффициента ускорения является метод, при котором сравниваются параметры системы в условиях воздействия ускоряющего фактора с параметрами модели, имитирующей эксплуатационные условия. Так как не все параметры объекта являются наблюдаемые, часть из них диагностируется. На основании сравнения параметров модели системы и действительных значений параметров объекта производится оценка $K_у$. Рассмотрим методы анализа результатов ускоренных испытаний. Медленный процесс изменения параметров и быстрые флуктуации, характеризующие техническое состояние, будут зависеть от ускоряющего воздействия, определяемого вектором $\mathbf{c}$. Ускоряющий фактор может быть как детерминированным, так и стохастическим, может быть функцией «быстрого» (t) и «медленного» (τ) времени. При $\mathbf{c} = \mathbf{c}(t)$ ускорение оказывает влияние только на медленные процессы за счет увеличения интенсивности их изменения. Например, увеличение температуры вызывает медленные изменения интенсивности изнашивания и несущей способности смазочного слоя. Увеличение скоростей движения трущихся элементов приводит к аналогичным изменениям, но оказывает существенное влияние и на увеличение вибрации, т. е. определяет как медленные, так и быстрые процессы. Увеличение статических нагрузок влияет на интенсивность изнашивания трущихся элементов, приводит к аналогичным изменениям, но оказывает существенное влияние и на увеличение вибрации, т. е. определяет как медленные, так и быстрые процессы, а также снижает воздействие собственной вибрации как фактора, определяющего динамические нагрузки.

В свою очередь, вибрационное воздействие увеличивает динамические нагрузки, т. е. интенсивность «быстрых» процессов, но не вызывает изменения, например параметров смазки. Можно было бы рассмотреть и другие ускоряющие воздействия комбинированного характера, но и из приведенных примеров ясно, что каждое воздействие имеет комплексный характер, изменяющий многие свойства системы. Поэтому влияние ускоряющего воздействия, выбор его параметров и вида, а также расчет коэффици-

ента ускорения могут производиться только на основании уравнений изменения технического состояния.

Обозначим параметры, характеризующие соответственно технические состояние системы и его изменение: $z_у$ (с, τ, t), $r_у$ (с, τ)— при действии ускоряющего фактора; $z_э$ (τ, t), $r_э$ (τ) — в условиях испытаний, аналогичных эксплуатационным, где $r_у$, $r_э$ — векторы, характеризующие изменяющиеся параметры системы; $z_у$, ($z_э$) — векторы, характеризующие динамические параметры (например, вибрацию элементов системы).

Наиболее полно эквивалентность испытаний достигается при выполнении следующего условия:

$$r_у(с, \tau) = r_э(K_у\tau),$$

где $K_у$ — временно́й масштабный коэффициент (коэффициент ускорения).

Коэффициент ускорения в общем случае является функцией времени. Следует обратить внимание, что эквивалентность процессов, характеризующих изменение технического состояния, целесообразно устанавливать только для «медленного» времени. Это вызывает необходимость сохранить различие в быстрых и медленных процессах. Другими словами, ускорения должны быть такими, чтобы скорость протекания реодинамических процессов была значительно меньше скоростей, характеризующих движение элементов и другие динамические процессы.

Приближенным способом определения значения $K_у$ является дискретная аппроксимация. Весь временно́й интервал (T_0, T_n) разбиваем на непересекающиеся интервалы, т. е. $(T_0, T_n) = \bigcup_{i=1}^{n} (T_{i-1}T_i)$, для каждого из которых $r_у(с, \tau) = r_э(K_{уi}\tau)$.

В том случае, когда $K_у = \text{const}$ или $K_{уi} = K_{уj}$ для любых значений i и j имеем равномерный коэффициент ускорения.

Дискретная аппроксимация приводит к частичному совпадению $r_у$ (с, τ) и $r_э$ ($K_у$, τ). При определении $K_у$ можно исходить из условия совпадения линейных и нелинейных преобразований $r_у$ и $r_э$ или их интегральных характеристик. При условии монотонного изменения параметров $r_у$ (с, τ) и $r_э$ (τ) (например, возрастания) узловые точки совпадения параметров или их характеристик можно находить как прообразы отображений:

$$r_у(\tau_{уi}) = ir_{пор}/n, \quad r_э(\tau_i) = ir_{пор}/n,$$

где $r_{пор}$ — пороговые, или максимально допустимые значения r. Для i-го временно́го интервала коэффициент ускорения определяется по формуле

$$K_{уi} = \frac{\tau_i - \tau_{i-1}}{\tau_{уi} - \tau_{у(i-1)}} > 1.$$

Определение коэффициента ускорения, как следует из изложенного выше, связано с сравнением результатов анализа изме-

14.4. Зависимость коэффициента ускорения $K_у$ от внешних факторов

Тип изделия	Коэффициент ускорения	Параметры режима испытаний
Полупроводниковый прибор	$\exp\{\alpha(t-t^0) + R(U_1I_1k_1 + U_3I_3k_2) - R(U_2I_2k_1^\circ + U_4I_4k_2^\circ) - \gamma(U_3 - U_4)\}$	U_i, I_i, $i = 1 \div 4$ — напряжение и сила тока в рабочем и нерабочем состояниях; k_1, k_1° — относительное время работы; $k_2 = 1 - k_1$, $k_2^\circ = 1 - k_1^\circ$
Резистор	$(P/P_0)^\gamma\{1 + k\sqrt{RP(z-z^\circ)}\} \times \exp\{\alpha(t-t^\circ) + R_tP - R_{t^\circ}P_0\}$	P — рассеиваемая мощность; z — влажность; R_t — тепловое сопротивление; t — температура окружающей среды
Конденсатор	$(U/U^\circ)^n \exp\{\alpha(t-t^\circ)\}$	U — напряжение
Реле	$\exp\{\alpha(U_нU_н^\circ - 1 + \beta(t-t^\circ)\}$	$U_н$ — напряжение
Твердые материалы	$\exp\left\{\frac{U-\gamma\sigma}{kt} - \frac{u_0-\gamma\sigma_0}{kt^\circ}\right\}$	U — энергия межатомной связи; σ — растягивающее напряжение; γ — активационный объем
Радиоэлектронные устройства	$(g/g^\circ)^a$, $2{,}25 \leqslant a \leqslant 2{,}6$	g — ускорение вибрационных нагрузок
Узлы трения	$Pu/P^\circ u^\circ$	P — нагрузка; u — скорость относительного скольжения трущихся элементов
	P/P°	P — средняя мощность потерь в опорах
	$(Q/Q^\circ)^m$; $(\sigma/\sigma^\circ)^m$, $m \sim 3$	Q — динамические нагрузки в контактирующих элементах; σ — контактные напряжения

Примечания: 1. Индексом «0» обозначено номинальное значение соответствующих величин; 2. α, γ, β, R, a, k, m, n — эмпирические коэффициенты.

нения состояния в эксплуатационных условиях и при воздействии ускоряющего фактора. В процессе этого обучающего эксперимента выявляется зависимость коэффициента ускорения от характеристик ускоряющего воздействия (табл. 14.4) [94].

Пример. Определим коэффициент ускорения, получаемый в результате анализа уравнений изменения технического состояния, на примере узла трения [147]. Исходные данные: конструктивный параметр, характеризующий упругие свойства подшипника $B_q = 10^7$ м/см$^{3/2}$; параметры, характеризующие деформацию тел качения: $\delta = 2{,}7 \cdot 10^{-4}$ см; $\delta_{2m} = 0{,}85 \cdot 10^{-4}$ см; $\delta_{3m} = 0$; угол

14.5. Спектральные характеристики вибрации

Частота, Гц	Амплитуда вибрации			
	осевой		радиальной	
	Виброскорость, мм/с	Вибросмещение, см	Виброскорость, мм/с	Вибросмещение, см
40	0,012	$5\cdot10^{-6}$	0,036	$15\cdot10^{-6}$
120	0,753	10^{-4}	3,012	$4\cdot10^{-5}$
160	0,070	$7\cdot10^{-6}$	0,140	$14\cdot10^{-6}$
205	0,077	$6\cdot10^{-6}$	0,038	$3\cdot10^{-6}$
360	0,068	$3\cdot10^{-6}$	0,136	$6\cdot10^{-6}$

14.6. Значения амплитуд гармоник, мкм

Номер гармоники k_q	r_{k_1}	$r^{\text{у}}_{k_1}$	r_{k_2}	$r^{\text{у}}_{k_2}$
	$q=1$		$q=2$	
3	1,10	1,10	0,02	0,10
4	0,06	0,06	—	—
5	0,04	0,04	—	—
. . .	. . .	. . .	. . .	. . .
9	0,02	0,10	—	—
. . .	. . .	. . .	. . .	. . .
Эффективное значение r_q, мкм	1,102	1,107	0,02	0,10

контакта тел качения с беговыми дорожками $\alpha = 18°$; число шариков в подшипнике $m = 10$, значения параметров, характеризующие технологические погрешности изготовления беговых дорожек подшипников $r^{(\circ)}_{qk_s}$ в начальном состоянии $t = 0$; $r_{12} = 0{,}3\cdot10^{-4}$ см; $r_{22} = 1{,}5\cdot10^{-4}$ см; интенсивность изнашивания $J = 10^{-4}$ мкм/(Н·ч); круговая частота вращения внутреннего кольца и сепаратора $\omega_в = 720$ 1/с; $\omega_с = 240$ 1/с; спектральные характеристики вибрации подшипника при возмущении с частотой 360 Гц приведены в табл. 14.5 (указан не весь спектр, а основные компоненты).

Используя метод анализа технического состояния (см. п. 14.1), определим изменение амплитуд гармоник r_{qk}, характеризующих изнашивание элементов качения. В условиях ускоренных испытаний $r^{\text{у}}_{k_q}(t) = A^{\text{у}}_{k_q} t + r_{qk}(0)$, где $r^{\text{у}}_{k_q}(t)$ — изменяющаяся амплитуда k_q-й гармоники q-го кольца ($q = 1$ — для наружного, $q = 2$ — для внутреннего) в условиях действия внешней вибрации; $A^{\text{у}}_{k_q}$ — коэффициент, характеризующий интенсивность процесса, рассчитываемый по формулам. Результаты расчета некоторых компонент r_{k_q} и $r^{\text{у}}_{k_q}$ для $t = 10^3$ ч и эффективные значения изменяющихся амплитуд гармоник приведены в табл. 14.6.

В рассматриваемом примере действие ускоряющего фактора вызвало качественно новое изменение технического состояния по сравнению с эксплуатационным режимом, что проявилось в более интенсивном изменении коэффициентов r_{k_q}. При таком неравномерном характере изменения параметров коэффициент ускорения рассчитывают на основании эффективных значений изменяющихся амплитуд гармоник. Приращение эффективных значений за время t определяется по формуле $\Delta r_q = \left(\sqrt{\sum_k (A_{kq})^2}\right) t$. Устанавливая предельные значения $\Delta r_{q\max}$, определяем

$$T_{эq} = \frac{\Delta r_{q\max}}{\sqrt{\sum_{k_q} (A_{k_q})^2}}, \quad T_{уq} = \frac{\Delta r_{q\max}}{\sqrt{\sum_{k_q} (A^{\text{у}}_{k_q})^2}},$$

где $T_{эq}$, $T_{уq}$ — среднее время безотказной работы соответственно в эксплуатационных условиях q-го элемента и при действии ускоряющего фактора.

Для рассматриваемого временного интервала коэффициент ускорения имеет следующий вид:

$$K_{уq} = \frac{T_{эq}}{T_{уq}} = \sqrt{\frac{\sum_{k_q} (A^{\text{у}}_{k_q})^2}{\sum_{k_q} (A_{k_q})^2}}.$$

Используя формулы (см. с. 737) для расчета A_{k_q} и $A^{\text{у}}_{k_q}$, а также данные, представленные в табл. 14.6, имеем $K_{у1} = 1{,}004$; $K_{у2} = 5{,}0$. Неравномерный характер разрушения, более интенсивное изнашивание внутреннего кольца указывает, что ускоряющее воздействие было выбрано неоптимальным способом. Более эффективно создание такой внешней вибрации, которая обеспечивала бы или подобие изменений всех r_{qk} или совпадение масштабных коэффициентов $K_{уq}$ для всех элементов. Эти требования вызывают необходимость использования сложного (почти периодического, ударного или стохастического) вибрационного воздействия.

Для каждого из подынтервалов моделирования или испытаний рассчитывают частичный ресурс в эксплуатационном режиме

$$\tau_{эi} = K_у \tau_{уi},$$

где $\tau_{уi}$ — длительность временного подынтервала проведения ускоренных испытаний или моделирования (для рассматриваемого примера $\tau_у = 10^3$ ч).

Суммарный ресурс в эксплуатационном режиме можно определить по формуле $\tau_э = \sum_i \tau_{эi}$.

Рассмотренный метод, использующий для определения $K_у$ уравнения изменения состояния, позволяет анализировать ускоренные испытания, в которых в качестве форсирующих факторов используются воздействия температуры или изменения режимов работы устройства. При использовании в качестве ускоряющего фактора повышения температуры изменяются параметры смазки (в частности, уменьшается вязкость η), а следовательно, в соответствии с формулами (см. с. 734) — несущая способность N смазочного слоя, что вызывает увеличение интенсивности разрушения. Для рассматриваемого в этом примере устройства уменьшение N вызывает увеличение коэффициентов A_{kq}.

Изменение режима работы устройства (например, частоты вращения) вызывает изменение собственной вибрации, несущей способности смазки, что позволяет на основании уравнений состояния определить масштабные коэффициенты $K_у$ для различных элементов.

Прогнозирование и ускоренные испытания должны сопровождаться диагностическими исследованиями. Результаты диагностики позволяют оценивать процессы изменения технического состояния при испытаниях и моделированиях. Прогнозирование, ускоренные испытания и диагностика являются важными факторами совершенствования конструкций механических систем приборов и повышения их качества.

14.3. Надежность элементов и соединений

Надежность является одной из составляющих качества изделия. Она характеризует свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в требуемых пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Как комплексное свойство, надежность в зависимости от назначения объекта и условий его эксплуатации может включать следующие составляющие: безотказность, долговечность, сохраняемость и ремонтопригодность.

Показатели надежности. Количественной характеристикой одного или нескольких свойств надежности являются показатели безотказности, долговечности, ремонтопригодности, сохраняемости и комплексные показатели.

Показатели безотказности — вероятность безотказной работы $P(t)$, интенсивность отказов $\lambda(t)$, средняя наработка до отказа, гамма-процентная наработка до отказа, средняя наработка на отказ, параметр потока отказов.

Вероятность безотказной работы $P(t_0)$ — вероятность того, что в пределах заданной наработки t_0 отказ не возникает или что параметры не будут выходить за пределы заданных допусков в течение требуемого интервала времени в условиях эксплуатации

$$P(t_0) = 1 - F(t_0),$$

где $F(t_0)$ — функция распределения наработки до отказа.

Оценка показателя $\widehat{P}(t_0)$ характеризует долю работоспособных изделий в момент времени t_0

$$\widehat{P}(t_0) = 1 - \sum_{i=1}^{m} N_{*i}/N,$$

где t_0 — время испытания; m — число интервалов времени Δt, через которые контролировалась работоспособность, $m = t_0/\Delta t$; N_{*i} — число изделий, отказавших на i-м интервале времени; N — общее число испытываемых изделий.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ определяют как условную плотность вероятности возникновения отказа невосстановленного объекта для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого времени отказ не возник,

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = -\frac{1}{P(t)}\frac{d}{dt}P(t) = \frac{1}{1-F(t)}\frac{d}{dt}F(t).$$

Приближенно

$$\widehat{\lambda}(t) \approx N_*/(N\Delta t),$$

где N_* — число изделий, отказавших при испытаниях в течение интервала времени Δt; N — число изделий, работоспособных к началу испытаний.

Функции $P(t)$, $F(t)$, $\lambda(t)$ взаимозависимы, поэтому для их определения достаточно знать только одну. На практике предпочтение отдают интенсивности отказов $\lambda(t)$, так как ее проще определять экспериментально.

Для большинства объектов (деталей, изделий) зависимость $P(t)$ можно изобразить кривой (рис. 14.2), имеющей три участка: $0 \leqslant t \leqslant t_1$, $t_1 < t \leqslant t_2$, $t > t_2$. Первый участок называют периодом приработки или периодом ранних отказов. Появление отказов в этом периоде обычно вызвано конструктивными или производственными дефектами. Второй участок постоянной интенсивности $\lambda(t) = \text{const}$ характеризует нормальную эксплуатацию на этом участке $P(t) = \exp(-\lambda t)$.

Третий участок $t > t_2$ называют периодом износовых отказов.

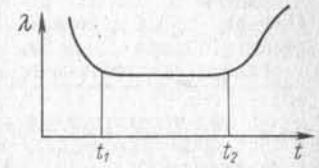


Рис. 14.2. Кривая интенсивности отказов изделий

Средняя наработка до отказа $t_{ср}$ определяется как математическое ожидание наработки до первого отказа.

Гамма-процентная наработка до отказа t_γ — наработка, в течение которой отказ изделия не возникает с вероятностью γ, выраженной в процентах,

$$1 - F(t_\gamma) = 1 - \int_0^{t_\gamma} f(t)\,dt = \gamma/100,$$

где t_γ — гамма-процентная наработка (гамма-процентный ресурс, срок службы или срок сохраняемости). При $\gamma = 100$ % показатель t_γ называют установленной безотказной наработкой.

Средняя наработка на отказ — отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки.

Параметр потока отказов — отношение среднего числа отказов восстанавливаемого объекта за произвольно малую его наработку к значению этой наработки.

Показатели долговечности — средний и гамма-процентный ресурс, средний и гамма-процентный срок службы, назначенный ресурс и срок службы.

Технический ресурс (ресурс) — наработка объекта от начала его эксплуатации или ее возобновления после ремонта до перехода в предельное состояние.

Срок службы — календарная продолжительность от начала эксплуатации объекта или ее возобновления после ремонта до перехода в предельное состояние.

Назначенный ресурс характеризует суммарную наработку объекта, при достижении которой применение по назначению должно быть прекращено.

Средний ресурс $M(t)$ — математическое ожидание ресурса.

14.7. Формулы для определения точечных оценок показателей надежности при известном законе распределения (ГОСТ 27. 503—81*)

Показатель надежности	Формулы расчета точечных оценок для законов распределения		
	экспоненциального	Вейбулла	нормального
	$f(t)=\lambda e^{-\lambda t}$	$f(t)=\frac{b}{a}\left(\frac{t}{a}\right)^{b-1}\times e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^{b}}$	$f(t)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\times e^{-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}}$
Среднее значение наработки до отказа, ресурса, срока сохраняемости, срока службы, времени восстановления	$\frac{1}{\hat{\lambda}}$	$\hat{a}\,\Gamma\left(1+\frac{1}{\hat{b}}\right)$	$\hat{a}$
Гамма-процентные ресурс, срок службы, срок сохраняемости	$\frac{1}{\hat{\lambda}}\left(-\ln\frac{\gamma}{100}\right)$	$\hat{a}\left(-\ln\frac{\gamma}{100}\right)^{1/\hat{b}}$	$\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{\hat{t}_\gamma-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)=\frac{\gamma}{100}$
Вероятность безотказной работы	$e^{-\hat{\lambda}t}$	$e^{-\left(\frac{t}{\hat{a}}\right)^{\hat{b}}}$	$\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)$
Вероятность восстановления в заданное время	$1-e^{-\hat{\lambda}t}$	$1-e^{-\left(\frac{t}{\hat{a}}\right)^{\hat{b}}}$	$\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)$
Интенсивность отказов	$\hat{\lambda}$	$\frac{\hat{b}}{\hat{a}^{\hat{b}}}t^{\hat{b}-1}$	$\frac{\frac{1}{\hat{\sigma}}f_0\left(\frac{t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)}{\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)}$

Показатель надежности	Формулы расчета точечных оценок для законов распределения		
	логарифмическинормального	гамма	
	$f(t)=\frac{1}{t\sigma\sqrt{2\pi}}\times e^{-\frac{(\ln t-a)^2}{2\sigma^2}}$	$f(t)=\frac{a^b}{\Gamma(b)}e^{-at}t^{b-1}$	
Среднее значение наработки до отказа, ресурса, срока сохраняемости, срока службы, времени восстановления	$e^{\hat{a}+\hat{\sigma}/2}$	$\hat{b}/\hat{a}$	
Гамма-процентные ресурс, срок службы, срок сохраняемости	$\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{\ln t_\gamma-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)=\frac{\gamma}{100}$	$\int_0^{t_\gamma}\frac{\hat{a}^{\hat{b}}t^{\hat{b}-1}}{\Gamma(\hat{b})}e^{-\hat{a}t}\,dt=\frac{\gamma}{100}$	
Вероятность безотказной работы	$\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{\ln t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)$	$\int_0^{t}\frac{\hat{a}^{\hat{b}}t^{\hat{b}-1}e^{-\hat{a}t}}{\Gamma(\hat{b})}dt$	
Вероятность восстановления в заданное время	$\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{\ln t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)$	$1-\int_0^{t}\frac{\hat{a}^{\hat{b}}t^{\hat{b}-1}e^{-\hat{a}t}}{\Gamma(\hat{b})}dt$	
Интенсивность отказов	$\frac{\frac{1}{t}\hat{\sigma}f_0\left(\frac{\ln t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)}{\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\Phi\left(\frac{\ln t-\hat{a}}{\hat{\sigma}}\right)}$	$\frac{t^{\hat{b}-1}e^{-\hat{a}t}}{\int_0^{\infty}t^{\hat{b}-1}e^{-\hat{a}t}\,dt}$	

Примечание. В таблице обозначены: $\hat{a}$, $\hat{b}$, $\hat{\sigma}$ — оценки параметров законов распределения наработки изделий; $\Gamma(b)$ — гамма-функция; $\Phi(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-x}^{+x}e^{-z^2/2}\,dz$, где $x=(t-\hat{a})/\hat{\sigma}$ — для нормального и $x=(\ln t_\gamma-\hat{a})/\hat{\sigma}$ — для логарифмически нормального законов распределения; $f_0(x)$ — плотность вероятности нормального закона распределения, $f_0(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}e^{-x^2/2}$.

Гамма-процентный ресурс t_γ — наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ, выраженной в процентах.

Отличие между ресурсом и сроком службы состоит в том, что срок службы измеряется только в единицах времени (часах, годах и т. д.), тогда как ресурс может оцениваться объемом работы, числом циклов и т. п.

Показатели сохраняемости — средний и гамма-процентный срок сохраняемости.

Показатели ремонтопригодности — вероятность восстановления работоспособного состояния и среднее время восстановления работоспособного состояния.

Комплексные показатели надежности — коэффициенты готовности, технического использования, планируемого применения, оперативной готовности и сохранения эффективности. Коэффициент *готовности* оценивает надежность объекта на определенном этапе его эксплуатации. Коэффициент *технического использования* равен отношению математического ожидания наработки объекта за некоторый период эксплуатации к сумме математических ожиданий наработки, продолжительности технического обслуживания и ремонтов за тот же период эксплуатации.

Численные значения показателей надежности определяют экспериментально при испытаниях или в условиях эксплуатации

14.8. Формулы для определения точечных оценок показателей надежности при неизвестном законе распределения (ГОСТ 27.503—81*)

Показатель надежности	Формулы для планов наблюдений	
	[NUN]	[NUr], [NUT]
Среднее значение: наработки до отказа, ресурса, срока службы, срока сохраняемости, времени восстановления	$\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} t_i$	$\frac{\sum_{i=1}^{m} t_i + (N-m)\,t_m}{m}$
Гамма-процентные ресурс, срок службы, срок сохраняемости	$\frac{n(t_{(t)})+1}{N} \leqslant 1-\frac{\gamma}{100}$, $\max t_{(t)}$	$\frac{n(t_{(t)})+1}{N} \leqslant 1-\frac{\gamma}{100}$, $\max t_{(t)}$
Вероятность безотказной работы	$\frac{N-n(t)}{N}$	$\frac{N-n(t)}{N}$; $t \leqslant t_{(m)}$
Вероятность восстановления в заданное время	$\frac{n(t)}{N}$	$\frac{n(t)}{N}$; $t \leqslant t_{(m)}$
Интенсивность отказов	$\frac{n(t+\Delta t)-n(t)}{\Delta t\,[N-n(t)]}$	$\frac{n(t+\Delta t)-n(t)}{\Delta t\,[N-n(t)]}$, $t+\Delta t \leqslant t_{(m)}$

Примечание. В таблице обозначены: N — число испытываемых объектов; T — установленная продолжительность наблюдений; m — число отказавших изделий за время t_m; t_i — наработка до отказа (ресурс и т. д.) i-го изделия; $t_{(t)}$ — значение случайной величины в вариационном ряду t; $n(t_{(t)})$ — число членов вариационного ряда, предшествующих значению t_i; Δt — интервал изменения наработки; [NUN], [NUr], [NUT] — планы наблюдений N объектов, проводимые без их замены и восстановления до отказа всех объектов ([NUN]), до отказа r объектов ([NUr]) или заданной наработки T ([NUT]). Например, для плана [NUr] при $N = 34$, $m = r = 31$ и значениях t_i: 3; 4; 5; 6; 7; 8; 8; 9; 9; 9; 9; 10; 17; 10; 10; 11; 11; 11; 13; 13; 13; 13; 17; [19; 19; 25; 29; 33; 42; 42; 52 ч. средний ресурс $t = [\sum t_i + (N-m)\,t_m]/r = [\,487 + (34-31)\,52/31 = 21$ ч, $\sum t_i = 487$ ч.

Каждой наработке t_i вариационного ряда ставим в соответствие величину $n(t_i)$, например, значению $t = 10$ ч предшествует 11 членов ряда, т. е. $n(t) = 11$. Тогда вероятность безотказной работы $P(t = 10) \doteq [N - n(t)]/(N+1) = (34-11)/35 = 0{,}66$.

объектов. За численное значение показателя надежности принимают точечную оценку или доверительные границы интервала, который с заданной доверительной вероятностью покрывает истинное значение показателя. Методы их оценки даны в ГОСТ 27.503—81*.

В случае известного закона распределения по результатам испытаний изделия предварительно оценивают параметры законов распределения и далее производят расчет показателей надежности (табл. 14.7).

В случае неизвестного закона распределения по результатам испытаний оценивают непосредственно показатели надежности (табл. 14.8).

Надежность элементов приборов. Количественные показатели надежности типовых элементов приведены в табл. 14.9, виды разрушений деталей — в табл. 14.10 [91, 94, 113, 120]. Надежность функционирования типовых элементов обеспечивают выбором размеров звеньев и элементов кинематических пар из условий прочности, жесткости, условий, исключающих резонансные явления [20, 68, 78, 114].

При переменных напряжениях определяют долговечность элемента L

$$L = l_б \lambda,$$

где $l_б$ — продолжительность блока нагружения (совокупности напряжений детали за достаточно продолжительный срок ее работы), выраженная в часах или циклах; λ — долговечность, выраженная числом блоков нагружения.

При действии нормальных напряжений

$$\lambda = \frac{N_0 \sigma_{-1д}^m}{\sum \sigma_{ai}^m \nu_{бi}}\, a_p. \qquad (14.16)$$

Здесь N_0 — базовое число циклов; $\sigma_{-1д}^m$ — среднее значение предела выносливости детали; $\nu_{бi}$ — число циклов повторения амплитуды σ_{ai} в блоке нагружения; a_p — значение суммы относительных долговечностей

$$a_p = \frac{\sigma_{a\,max}\xi - 0{,}5\sigma_{-1д}}{\sigma_{a\,max} - 0{,}5\sigma_{-1д}},$$

где $\sigma_{a\,max}$ — максимальная амплитуда напряжений в блоке нагружения; ξ — коэффициент

$$\xi = \sum \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\,max}} \frac{\nu_{бi}}{\nu_б}, \quad \sigma_{ai} \geqslant 0{,}5\ \sigma_{-1д}$$

($\nu_б$ — общее число циклов в блоке нагружения).

Формулой (14.16) рекомендуется пользоваться, когда в спектре амплитуд наряду с множеством мелких амплитуд присутствуют значительные перегрузки. Суммирование в формуле (14.16) производят только для амплитуд $\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1д}$ и при $a_p < 0{,}1$ принимают

14.9. Значения интенсивности отказов различных элементов приборов

Элемент, соединение	Интенсивность отказов, 1/ч		
	$\lambda_{0\,max}\cdot10^6$	$\lambda_{0\,ср}\cdot10^6$	$\lambda_{0\,min}\cdot10^6$
Механические элементы и соединения			
Амортизатор	3,2	1,0	0,3
Муфта:			
предохранительная (фрикционная)	0,9	0,3	0,07
электромагнитная	0,9	0,6	0,45
упругая	—	0,7	—
Ось	0,6	0,35	0,15
Передача зубчатая	0,2	0,12	0,01
Подшипник качения	1,0	0,5	0,02
» скольжения	0,4	0,2	0,08
Прокладка (шайба)	0,015	0,0012	0,0005
» резиновая	0,07	0,05	0,01
Пружина	0,22	0,11	0,004
Соединение:			
гибкое	1,3	0,7	0,03
жесткое	0,05	0,02	0,001
механическое	2,0	0,02	0,01
паяное	0,005	0,004	0,0002
шарнирное	4,0	2,4	0,8
Уплотнение:			
вращающееся	1,1	0,7	0,2
скользящее	0,9	0,3	0,1
Элементы электрические и электромагнитные			
Выключатель	0,4	0,14	0,04
Выпрямитель	0,8	0,6	0,3
Диод	1,4	0,2	0,1
Изоляция	0,08	0,05	0,03
Кабель	0,17	0,02	0,002
Катушка:	0,09	0,05	0,04
высокой частоты	0,05	0,01	0,005
индуктивности	0,03	0,02	0,01
обмоток двигателей	0,05	0,03	0,01
Конденсатор	—	1,6	—
Контакт (один)	0,4	0,25	0,1
Магнит	7,1	5,6	2,0
Потенциометр	12,5	3,0	0,7
Резистор	—	2,2	—
Реле электромагнитное	0,5	0,2	0,1
Реостат	0,2	0,13	0,07
Сельсин	0,61	0,35	0,09
Сервомеханизм	3,4	2,0	1,1
Трансформатор	0,55	0,3	0,25
Триод	—	0,4	—
Штепсельный разъем	0,7	0,17	0,1
Электродвигатель	7,5	0,62	0,15

Примечание. Влияние условий эксплуатации учитывают поправочным коэффициентом k_λ ($\lambda = k_\lambda\lambda_0$), который принимает ориентировочные значения [35, 120]: в лабораторных условиях — 1; в стационарных надежных устройствах — 10; на автомобильном транспорте — 25; на летательных аппаратах — 120—1000.

14.10. Виды и характер разрушения деталей

Вид разрушения	Характер повреждения детали	Причина разрушения	Разрушаемые детали
Остаточная деформация	Изменение геометрической формы (удлинение, прогиб, вмятины и т. д.)	Длительное действие переменных напряжений (контактных, растягивающих и т. д.), повышение температуры	Напряженные болты, подшипники скольжения
Хрупкий излом	Разрушение при незначительной микропластической деформации. Поверхность излома перпендикулярна к направлению максимальных растягивающих напряжений и имеет кристаллическое строение	Значительные ударные нагрузки, дефекты термообработки, низкое качество материала, повышенное массовое содержание фосфора, водорода; наличие концентраторов напряжений (трещины)	Сварные соединения, фасонные детали, болты, валики, пальцы, имеющие высокую твердость
Вязкий излом	Значительная микропластическая деформация. Поверхность излома матовая	Значительные перегрузки из-за резкого нарушения нормальных условий	Напряженные болты
Усталостный излом	Образование трещин или разрушение. Поверхность излома имеет зоны постепенного развития излома и зону излома	Пониженная прочность материала, длительное действие знакопеременной нагрузки, циклических температурных напряжений, наличия концентраторов (надрезы, ...)	Валы, оси, болты, сварные соединения, зубья
Коррозия	Образование рыхлых пленок оксидов железа с последующим шелушением и возникновением очагов точечной коррозии	Неудовлетворительное нанесение защитных покрытий	Детали, подвергающиеся действию влажного воздуха
Коррозионная усталость	Поверхность излома покрыта слоем продуктов коррозии	Совместное действие переменных напряжений и коррозионно-активной среды	Валы, оси, упругие элементы
Фреттинг-коррозия	Возникновение на контактных поверхностях (особенно на границе контакта) коррозионных повреждений в виде отдельных пятен или полос небольшой глубины	Непрерывное разрушение защитной оксидной пленки в точках подвижного контакта	Болтовые и заклепочные соединения, посадочные поверхности подшипников качения, зубчатые колеса, муфты

$a_p = 0{,}1$. Если в спектре преобладают в среднем близкие амплитуды, причем $\sigma_{ai} \geqslant \sigma_{-1д}$, принимают $a_p = 1$, что соответствует гипотезе о линейности накопления повреждений.

При действии касательных напряжений формулы аналогичны.

При сложном напряженном состоянии долговечность λ, выраженная числом блоков нагружения, при показателях степени кривых усталости $m_\sigma = m_\tau = m$ определяется выражением

$$\lambda = \lambda_\sigma \lambda_\tau / (\lambda_\sigma^{2/m} + \lambda_\tau^{2/m})^{m/2}.$$

Пример [68]. Для вала, нагруженного крутящим моментом, изменяющимся по отнулевому циклу (см. рис. 11.7, $\sigma_{min} = 0$), требуется определить долговечность L. Исходные данные: предел выносливости материала $\tau_{-1} = 140$ МПа; суммарный коэффициент поправок для опасного сечения вала $k_{\tau д} = 3{,}16$[1], значения τ_{ai} и ν_i получены экспериментальным путем (табл. 14.11), $l_б = 1$ год.

Найдем предел выносливости вала

$$\tau_{-1д} = \tau_{-1}/k_{\tau д} = 140/3{,}16 = 44 \text{ МПа}.$$

Для амплитуд напряжений $\tau_{ai} > 0{,}5\tau_{-1} = 22$ МПа, указанных в табл. 14.11, вычислим $\sum \nu_{\tau i}$ и $\xi_{\tau i}$:

$$\sum \nu_{\tau i} = \nu_s = 230; \quad \sum t_i = 1; \quad \xi = \sum_{i=1}^{m} \frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\,max}} t_i = 0{,}625.$$

Найдем коэффициент a_p

$$a_p = \frac{\tau_{a\,max}\xi - 0{,}5\tau_{-1д}}{\tau_{a\,max} - 5{,}5\tau_{-1д}} = \frac{55 \cdot 0{,}625 - 0{,}55 \cdot 44}{55 - 0{,}5 \cdot 44} = 0{,}385.$$

Вычислим долговечность по формуле (14.16), приняв для стали 45 $N_0 = 10^8$, $m = 10$

$$\lambda = \frac{\tau_{-1д}^m N_0 a_p}{\sum \tau_{ai}^m \nu_{бi}} = \frac{44^{10} \cdot 10^8 \cdot 0{,}385}{55^{10} \cdot 10^4 + 48{,}2^{10} \cdot 15 \cdot 10^3} = 3.$$

$$L = \lambda l_б = 3 \cdot 1 = 3 \text{ года}.$$

Более полная методика изложена в работе [68].

Надежность узлов трения. Оценку надежности узлов трения скольжения производят по критерию износоустойчивости.

Расчет надежности выполняют в следующей последовательности [113, 134]. На первом этапе определяют давление p (среднее p_m или максимальное p_{max}), действующее на поверхности трения, и сравнивают его с допускаемым значением (см. табл. 9.31):

$$p_m \leqslant F/S \leqslant [p],$$

где F — действующая сила; S — площадь поверхности трения. Значения $[p]$ должны соответствовать длительному сохранению поверхности сопряжения в аналогичных условиях работы.

В целях ограничения теплообразования при изнашивании вводят также проверку $pv \leqslant [pv]$. По значениям $[p]$ и $[pv]$ рассчитывают параметры подшипника скольжения.

[1] Порядок определения коэффициента $k_{\tau д}$ пояснен в п. 11.1.

На втором этапе рассчитывают размер и форму изношенной поверхности [113, 134]. Эти данные используют для обоснованного выбора подшипников скольжения. Закон изнашивания выражают зависимостями:

$$\left.\begin{aligned} \gamma_1 &= K_1 pv; \\ \gamma_2 &= K_2 pv, \end{aligned}\right\} \quad (14.17) \qquad \left.\begin{aligned} \gamma_1 &= K_1 p^m v^n; \\ \gamma_1 &= K_2 p^m v^n, \end{aligned}\right\} \quad (14.18)$$

где $\gamma_{1,\,2}$ — скорости изнашивания деталей узла трения; K_1, K_2 — коэффициенты, характеризующие износоустойчивость деталей; p — давление; m — показатель степени давления, $1 \leqslant m \leqslant 3$; v — линейная скорость относительного перемещения деталей; n — показатель степени скорости изнашивания.

14.11. Параметры для определения долговечности

Номер амплитуды	Данные опыта		Результаты расчета	
	τ_{ai}	$\nu_{\tau i} \cdot 10^{-3}$	$t_i = \frac{\nu_{\tau i}}{\nu_б}$	$\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\,max}} t_i$
1	55	10	0,044	0,044
2	48	15	0,065	0,057
3	42	35	0,162	0,114
4	33,4	75	0,326	0,204
5	22,5	95	0,403	0,206
Σ	—	230	1,0	—

На третьем этапе определяют показатели надежности по методике [134]:

1) устанавливают технические условия на параметры машин: ресурс T, допустимые значения вероятности безотказной работы $P(t)$, суммарные простои за время эксплуатации $\Sigma\tau_{ni}$ или коэффициент долговечности $k_д$, $k_д = T/(T + \Sigma\tau_{ni})$, показатели качества (точность и др.);

2) определяют исходные физические закономерности изнашивания;

3) рассчитывают изнашивание сопряжений и в зависимости от типа сопряжения определяют его выходные параметры;

4) устанавливают предельные состояния по износу, учитывая требования к точности работы устройств и другим показателям качества;

5) оценивают возможный диапазон режимов работы устройства, при этом определяют как средние значения скоростей, нагрузок, так и их дисперсию;

6) определяют средние значения и дисперсии скоростей изнашивания каждого сопряжения;

7) рассчитывают вероятность безотказной работы

$$P(t) = 0{,}5 + \Phi\left(\frac{u_{max} - \bar{a} - \gamma_{ср} T}{\sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_\gamma^2 T^2}}\right), \quad (14.19)$$

где Φ — функция Лапласа; u_{max} — предельное значение изнашивания; $\gamma_{ср}$ — средняя скорость изнашивания; T — заданный срок службы; σ_γ — среднее квадратическое отклонение скорости изнашивания;

8) вычисляют общую безотказность при необходимости расчета по нескольким (n) независимым выходным параметрам устройства

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n} P_i(t).$$

Для изделий с высокими требованиями к надежности обычно задаются $P(t)$, обеспечивающей заданный уровень безотказности. Время находят из уравнения (14.20)

$$U_p \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_\gamma^2 T^2} = u_{max} - a - \gamma_{cp} T, \qquad (14.20)$$

где U_p — квантиль нормального распределения [аргумент функции Лапласа, соответствующий заданной вероятности $P(t)$]. Результаты расчета $P(t)$ и T сравнивают с допустимыми значениями. Анализируют пути повышения надежности.

Пример [113]. Рассчитать гамма-процентный ресурс изнашиваемой детали при заданной вероятности безотказной работы $P(t) = 0{,}9 \div 0{,}9999$ и исходных данных: линейном законе изнашивания (14.17), средних значениях давлений $p_{cp} = 160$ МПа и скорости $v_{cp} = 2$ м/с, средних квадратических отклонениях $\sigma_p = 0{,}15$ МПа; $\sigma_v = 0{,}2$ мм/с, скорости изнашивания $\gamma_{cp} = 2 \cdot 10^{-2}$ мкм/ч, максимально допустимом изнашивании $u_{max} = 10$ мкм, отсчитываемом от номинального размера a при допускаемом отклонении размера $\sigma_a = 1$ мкм.

Средний срок службы $T_{cp} = u_{max}/\gamma_{cp} = 10/(2 \cdot 10^{-2}) = 500$ ч. По заданным значениям γ_{cp}, p_{cp} и v_{cp} найдем коэффициент K и σ_γ:

$$K = \gamma_{cp}/(p_{cp} v_{cp}) = 6{,}25 \cdot 10^{-3};$$

$$\sigma_\gamma = K \sqrt{\sigma_p^2 \sigma_v^2 + p_{cp}^2 \sigma_v^2 + v_{cp}^2 \sigma_p^2} = 2{,}77 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/ч}.$$

Так как износ отсчитывается от номинального размера, примем $a = 0$ и из уравнения (14.20) для нескольких значений $P(t)$ найдем гамма-процентный ресурс T:

$P(t)$	0,5	0,9	0,99	0,999	0,9999
$U(P)$	0	1,28	2,32	3,09	3,17
T, ч	500	435	385	345	315

Износоустойчивость подшипников качения рассмотрена в работах [68, 98, 112, 148].

Расчет надежности подшипников по критериям прочности приведен в гл. 9.

В соответствии с основными *конструктивно-технологическими мероприятиями* по повышению износоустойчивости и долговечности пар трения рекомендуется [1, 20, 35, 56, 94, 112, 113, 120]:

1) сочетать в паре трения твердый материал с мягким, имеющим температуру рекристаллизации ниже средней температуры поверхностей трения;

2) исключать сочетания двух мягких или одинаковых материалов, так как в таких парах даже при незначительных перегрузках возникают очаги схватывания, приводящие к глубинному вырыванию материала;

3) обеспечивать оптимальные допуски формы и расположения поверхностей трения и параметры шероховатости;

4) вводить упрочнение поверхностей трения;

5) уменьшать по возможности удельное давление в зоне контакта;

6) применять приработочные покрытия при использовании в паре трения двух твердых материалов;

7) использовать самосмазывающиеся материалы в узлах трения, предназначенных для работы в условиях вакуума, повышенной температуры, коррозионных сред и т. д.;

8) применять смазочные материалы и эпиламирующие составы;

9) предусматривать специальные узлы подпитки опор с одноразовой закладкой смазочного материала.

Применение *смазочных материалов* (СМ) *и эпиламирующих составов* позволяет повысить износоустойчивость и долговечность пар трения за счет разделения поверхностей трения слоем смазочного материала и удержания его в зоне трения с помощью эпиламирующих составов. Характеристики СМ и рекомендации по их применению в приборах приведены в п. 2.2.7.

Эпиламирующие составы (ЭС) — это растворы поверхностно-активных веществ (ПАВ) в растворителе Хладон 113. В состоянии поставки они представляют собой бесцветные негорючие нетоксичные жидкости с плотностью от 1,57 до 1,63 г/см^3 и вязкостью от 1,0 до 1,2 сП. ЭС наносят при температуре окружающей среды от 20 до 45 °С на предварительно обезжиренные поверхности кистью, тампоном, пульверизатором или погружением деталей в раствор на 5—10 мин. Из раствора ПАВ адсорбируются на поверхности в виде твердой пленки, представляющей мономолекулярный или близкий к нему слой, толщина которого составляет 40—50 Å. Эта пленка снижает каталитическое воздействие твердых поверхностей на смазочные материалы, уменьшает момент трения и изнашивание опор скольжения и качения приборов. Наиболее применимы ЭС марок ЭФРЕН-1 (ТУ 6-02-1162—83), ЭФРЕН-2 (ТУ 6-02-1161—83) и 6СФК—180—05(ТУ 6-02-1229—82). Составы марок ЭФРЕН-1 и ЭФРЕН-2 рекомендуют для малонагруженных опор, состав марки 6СФК-180-05 — для опор, воспринимающих большие нагрузки. Они эффективны в диапазоне температур от —70 до +400 °С. Применение эпиламирующих составов повышает долговечность узлов трения в два и более раз.

Для защиты металлических поверхностей от атмосферной коррозии (кроме цинка и цинковых покрытий), придания покрываемой поверхности гидрофобности используют ЭС марки ЭФРЕН-К (ТУ 6-02-2-929—87), для повышения износоустойчивости уплотнений (манжет, сальников) — ЭС марки 6СФК—180—20 (ТУ 6-02-825—85).

Устройства непрерывной подпитки подшипников смазкой (узлы подпитки) позволяют увеличить долговечность опор электрических машин и различных механизмов приборов. Узлы подпитки должны иметь малые габаритные размеры, быть работоспособными в широком диапазоне температур, механических нагрузок, при изменении давления среды, в любом пространственном положении как при наличии, так и при отсутствии гравитационных сил и прочих воздействующих факторов. В соответствии с указанными тре-

бованиями в настоящее время широко применяются устройства непрерывной подпитки подшипников, работающих как на жидких маслах, так и на пластичных смазках [2]. При использовании в шарикоподшипниках пластичной смазки подпитку осуществляют

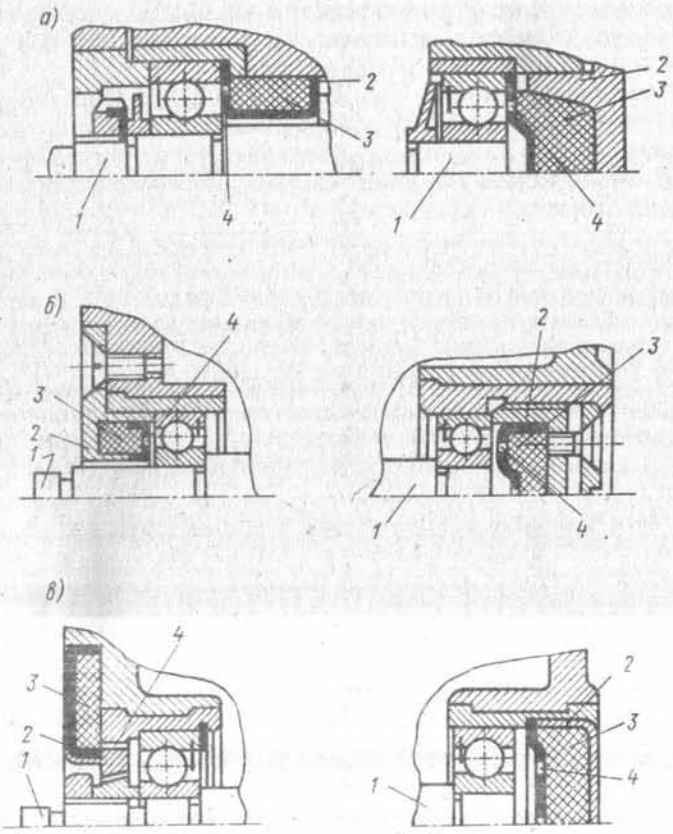


Рис. 14.3. Типовые конструкции подпиточных узлов шарикоподшипников

дисперсионной средой, на которой она приготовлена, или, что значительно эффективнее, приборным маслом, имеющим ту же основу, что и дисперсионная среда пластичной смазки.

В зависимости от конструктивного исполнения конкретного изделия подпиточный узел может осуществлять подпитку как одного подшипника, так и двух одновременно. Типовые конструкции узлов для подпитки одного подшипника [1] на валу *1* отличаются конструкцией камеры *2* с отверстиями *4* и сальником *3* его расположением относительно ротора и подшипников (рис. 14.3).

[1] А. с. 303459 (СССР).

(рис. 14.3). Устройство для одновременной подпитки двух подшипников [1] *2*, установленных в корпусе *4* (рис. 14.4) применяют обычно для консольных валов *1*, в электровентиляторах и др. Общими требованиями для описанных конструктивных вариантов подпиточных узлов являются следующие: подпиточный узел *5*, *6*, его отверстия *3* для перемещения масла в подшипник должны быть расположены в непосредственной близости от подшипника; количество масла, закладываемое в подпиточный узел, должно быть таким (с учетом его конструкции и свойств использованного фитильного материала), чтобы при резком перепаде рабочей температуры в заданном диапазоне, а также под воздействием внешних механических нагрузок масло не вытекало из подпиточного узла, а перемещалось бы в шарикоподшипник только по мере расхода дисперсионной среды пластичной смазки, заложенной в подшипник, как в процессе эксплуатации, так и при хранении изделия.

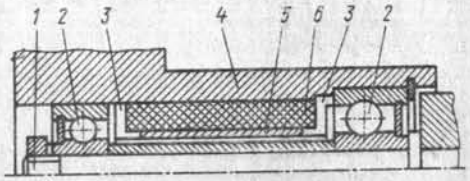


Рис. 14.4. Подпиточный узел двух опор

Фитильные материалы, применяемые в узлах подпитки подшипников маслом, служат для удержания резервного запаса жидкого приборного масла в негерметичном объеме подпиточного узла. Масло удерживается в подпиточном узле при любом расположении его в пространстве за счет капиллярных сил, превышающих силу тяжести масла. При выборе материала фитиля учитывают условия эксплуатации изделий: диапазон рабочих температур, атмосферное давление, внешние механические воздействия (ускорения, удары, вибрацию) и устойчивость к воздействию специальных факторов. В этих условиях эксплуатации фитильный материал должен сохранять свои капиллярные и механические свойства на протяжении заданного ресурса работы изделий. В качестве фитильных материалов используют капиллярно-пористые материалы различного назначения (например, тепло- и звукозащитные, электроизоляционные, фильтровальные и др.), не изменяющие своих размеров, формы, механических и капилярных свойств при эксплуатации в заданных условиях (табл. 14.12, 14.13). Удерживающая способность фитильных материалов масла (или их маслоемкость) в подпиточных узлах зависит как от конструкции подпиточного узла, так и от воздействия климатических и механических факторов. Из климатических факторов наиболее существенное влияние оказывает температура, из механических — линейное ускорение. Дозирование масла для каждого конкретного конструктивного варианта подпиточного узла необходимо производить, основываясь на результатах его испы-

[1] А. с. 1365252 (СССР).

14.12. Характеристика некоторых материалов, применяемых в качестве фитильных

Материал	ОСТ, ТУ	Диапазон рабочих температур, °С	Краткая техническая характеристика
Пенополиуретан *	ОСТ 6-05-407—75	От —60 до +100	Пенополиуретан с плотностью 40 кг/м³ и средним радиусом пор 0,8 мм. Выпускается в виде листов от 3 до 10 мм
Пенополиуретан 60-0,4 *	ОСТ 6-05-407—75	От —60 до +100	Пенополиуретан с плотностью 60 кг/м³ и средним радиусом пор 0,4 мм. Выпускается в виде листов толщиной от 1 до 10 мм
Полотно нетканое иглопробивное АТМ-15/2	ТУ 17 ЭССР 537—85	От —196 до +300	Теплостойкий войлок из синтетических терлоновых и фенилоновых волокон. Выпускается в виде листов толщиной 5 мм
Полотно иглопробивное термозащитное ОЗЧ-Ф	ТУ 17 ЭССР 557—87	От —150 до +210	Теплостойкий войлок из синтетического фенилонового волокна. Выпускается в виде листов толщиной 3 и 6 мм
Полотно иглопробивное фильтровальное марки «ФИЛЬТРА»	ТУ ЭССР 413—82	От —60 до +150	Войлок из лавсановых волокон. Выпускается в виде листов толщиной 1, 2, 3 мм
Сетка тканая с квадратными ячейками микронных размеров № 0,071 и № 0,14	ТУ 14-4-507—74	От —100 до +300	Металлическая сетка, тканая из стальной коррозионно-стойкой проволоки. Выпускается в виде листов шириной 1 м
Шнур-чулок электротехнический из стеклонити АСЭЧ (б)	ТУ 17 РСФСР 44-5873—77	От —60 до +300	Выпускается в виде шнуров-чулков с внутренним диаметром от 1 до 8 мм. Устойчив к высоким дозам воздействия спецнальных факторов

* Пенополиуретан и «ФИЛЬТРА» в среде теплостойкого приборного масла работоспособны до температуры +180 °С.

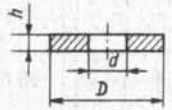
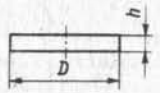
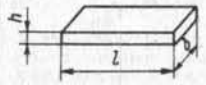
тания в наиболее тяжелых заданных условиях эксплуатации изделия. Как правило, удельная маслоемкость на единицу объема подпиточной камеры в зависимости от типа используемого материала, степени его сжатия, конструкции узла и условий эксплуатации колеблется в пределах 0,2—0,7 г/см³. Так, для повышения маслоемкости и эффективности работы подпиточного узла при использовании в качестве фитильного материала пенополиуретана производят его сжатие в подпиточном узле в 3—5 раз по сравнению с объемом подпиточной камеры, т. е. коэффициент заполнения подпиточной камеры фитильным материалом в этом случае составляет 3—5. Для других фитильных материалов коэффициент заполнения подпиточной камеры может составлять от 0,9 (например, для металлической сетки) до 1,5 для материалов типа ОЗЧ-Ф и более. Рекомендации по конструктивным пара-

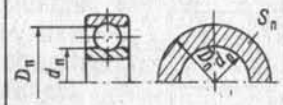
14.13. Данные по теплоустойчивости и наработке фитильных материалов в подпиточных узлах при повышенных рабочих температурах в среде теплостойкого приборного масла марки МП-605

Материал *	Окружающая температура, °С	Время испытаний, ч	Состояние образцов материалов
Пенополиуретан 40-0,8	180	1200	Материал темнеет. После 1200 ч начинается его деформирование (усадка). Через 2000 ч деформируется примерно на 40 %
	150	10 000	Материал темнеет, деформируется примерно на 30 %
	До 80	60 000	Материал работоспособен
Пенополиуретан 60-0,4	160	1000	Материал темнеет. После 800 ч начинается его деформирование
Полотно нетканое иглопробивное АТМ-15/2	200 160	15 000 27 000	Состояние и размеры образцов не изменяются. Материал сохраняет работоспособность
Полотно иглопробивное термозащитное ОЗЧ-Ф	200 160	18 000	
Полотно иглопробивное фильтровальное марки «ФИЛЬТРА»	120	15 000	
Шнур-чулок электротехнический из стеклонити АСЭЧ (б)	200	20 000	Состояние и размеры образцов не изменяются. Материал сохраняет работоспособность
Сетка тканая с квадратными ячейками микронных размеров (металлическая сетка) (ТУ-14-4-507—74)	Теплостойкость и время эксплуатации сетки при температуре до 300 °С определяются свойствами коррозионно-стойкой стали, из которой она изготовлена, и значительно превышают рабочую температуру и наработку фитильных материалов, приведенных в настоящей таблице. Работоспособность подпиточного узла в этом случае ограничивается работоспособностью примененного смазочного материала		

* Нормативная документация на материалы приведена в табл. 14.12.

14.14. Рекомендации по конструктивным параметрам подпиточных узлов

Материал, параметр	Параметры подпиточных узлов по схеме	
	рис. 14.3	рис. 14.4
Параметры сальников из материалов:		
Пенополиуретан марки 40-08 (ОСТ 6-0,5-407—75)	Конструктивное исполнение сальников в виде шайбы:  $V_с = (3 \div 4)\, V_к$ ($V_с$ — объем сальника; $V_к$ — объем камеры подпиточного узла) 	Конструктивное исполнение сальника в виде прокладки:  $V_с = (5 \div 6)\, V_к$; длина сальника $l = \frac{6V_к}{bh}$ (b — ширина сальника, $b = 1{,}2b_{вт}$ — длина посадочной поверхности втулки подпиточного узла под сальник, h — толщина сальника)
АТМ-15/2 (ТУ 17 ЭССР 537—85) ОЗЧ-Ф (ТУ 17 ЭССР 557—87)	Конструктивное исполнение сальников в виде шайбы (см. выше) $V_с = (1 \div 1{,}5)\, V_к$	—
АСЭЧ (б) (ТУ 17 РСФСР 44-5873—77)	Полый шнур с диаметрами d (внутренний) и D (наружный), длиной l $l = \frac{4\,(1{,}1 \ldots 1{,}3)\, V_к}{\pi\,(D^2 - d^2)}$; $V_с = (1{,}1 \div 1{,}3)\, V_к$	
Металлическая сетка № 0,071 (ТУ 14-4-507—74)	—	Конструктивное исполнение сальника в виде прокладки $V_с = (0{,}9 \div 0{,}95)\, V_к$; длина прокладки $l = \frac{(0{,}9 \div 0{,}95)\, V_к}{l_{вт} h}$

Материал, параметр	Параметры подпиточных узлов по схеме	
	рис. 14.3	рис. 14.4
Параметры подпиточных узлов:		
Форма, число и площадь каналов подачи масла	Отверстия (возможна кольцевая щель), $n = 6 \div 12$, равномерно расположенных между диаметрами буртов внутреннего и наружного колец шарикоподшипника  Суммарная площадь отверстий, прорезей подпиточных узлов $\Sigma S = (0{,}1 \pm 0{,}02)\, S_п$, где $S_п$ — площадь, заключенная между буртами колец шарикоподшипника $S_п = \frac{\pi\,(D_п^2 - d_п^2)}{4}$	Прорези (возможны отверстия или кольцевая щель), $n = 2$, расположенных диаметрально противоположно: 

метрам подпиточных узлов и выбору количества смазочных материалов, являющихся оптимальными с точки зрения обеспечения максимальной эффективности работы узла при минимальных габаритных размерах и трудоемкости их изготовления, приведены в табл. 14.14, 14.15. Данные таблицы 14.15 приведены для фитильного материала одного типа (в качестве примера). Заполнение подпиточных камер бóльшим количеством масла, чем указано в табл. 14.15, приводит к его непроизводительному расходу и вытеканию, что недопустимо, так как попадание лишнего масла в пластичную смазку подшипника приводит к ее разжижению и выбрасыванию из подшипника центробежными силами при работе изделия. Чтобы этого не произошло, целесообразно, например, перед сборкой изделия подвергать подпиточные узлы термотренировке путем нагревания при максимальной рабочей температуре, расположив их при этом отверстиями вниз или под углом 30—40°. При этой операции излишки масла, которые не могут удержаться капиллярными силами фитильного материала, вытекают, и масло не вытекает из узла в процессе эксплуатации. Если изделие подвергается внешним механическим нагрузкам, то количество масла, удерживающееся в подпиточных узлах, следует

14.15. Рекомендации по выбору количества масла для подпиточных узлов

Фитильный материал	Максимальный диаметр сальников	Коэффициент заполнения подпиточной камеры фитильным материалом для конструктивного варианта по схеме		Количество масла, г, на единицу объема подпиточной камеры, 1 см³, для различной рабочей температуры и различных марок масла											
				МП-601		МП-605			132-24; ВНИИНП-6		ПЭС-АН				
				Температура, °С											
		рис. 14.3	рис. 14.4	20	100	180	20	100	200	20	100	180	20	100	180
Пенополиуретан 40-0,8	До 50	3—4	5—6	0,40	0,34	0,31	0,34	0,32	0,30	0,40	0,34	0,67	0,67	0,55	0,45
	Св. 50	4—5	—	0,32	0,27	0,25	0,27	0,25	0,24	0,32	0,24	0,34	0,34	0,44	0,31

уточнить при испытаниях на линейное ускорение. В этих случаях подпитка пластичной смазки подшипника будет осуществляться только за счет перемещения масла в тонкой пленке на поверхности металла подшипникового узла, а также создания в его объеме паров масла при испарении в условиях повышенных рабочих температур. Для увеличения ресурса работы подшипниковых узлов (с подпиткой и без нее) наиболее целесообразно применять шарикоподшипники с одной или лучше с двумя защитными шайбами. В первом случае защитная шайба должна устанавливаться со стороны, противоположной подпиточному узлу. Однако момент трения закрытых подшипников при пониженных рабочих температурах будет выше, чем открытых шарикоподшипников.

Для герметизации подпиточных узлов со стороны крышек в первом конструктивном варианте находит применение клей марки УП-5-207 (ТУ6-05-241-221—83), обеспечивающий герметизацию подпиточных узлов со стороны крышек в диапазоне рабочих температур от —60 до +200 °С.

В табл. 14.16 приведен рекомендуемый комплекс смазочных материалов для подшипниковых узлов с подпиткой электрических машин малой мощности и других механизмов приборов эксплуатирующихся в широком диапазоне рабочих температур от —60 до +300 °С.

Пример [120]. Для системы, состоящей из электродвигателя, фрикционной муфты сцепления, зубчатого редуктора и исполнительного механизма, определить процент отказавших систем в течение 500 ч работы.

Выход из строя любого из четырех элементов вызывает отказ системы в целом. Поэтому можно исследовать надежность системы по схеме последовательного соединения элементов. Полагая в первом прибли-

14.16. Комплекс смазочных материалов для подшипниковых узлов с подпиткой

Марка смазочного материала		Сведения о работоспособности комплекса смазочных материалов в подшипниковых узлах
Смазка в шарикоподшипнике	Масло в подпиточном узле	
Температурный диапазон от —60 до +100 °С		
ЦИАТИМ-221	132-24	До 30 000 ч
ВНИИ НП-271	ВНИИ НП-6	Более 60 000 ч
ЭРА	ВНИИ НП-6	Смазка ЭРА обеспечивает в 2—3 раза более длительный ресурс работы шарикоподшипников и зубчатых зацеплений редукторов в условиях пониженных рабочих температур (до —60 °С) по сравнению со смазками ЦИАТИМ-221, ВНИИНП-274, ВНИИНП-293
Температурный диапазон от —60 до +150 °С		
ЦИАТИМ-221	МП-605	До 20 000 ч
ВНИИНП-293	МП-605	При температуре подшипниковых узлов до 140 °С наработка до 20 000 ч. Смазка ВНИИНП-293 обеспечивает более низкое значение момента сопротивления вращению по сравнению со смазками ВНИИНП-274, ЦИАТИМ-221, ВНИИНП-271 при температуре —60 °С
Температурный диапазон от —60 до +180 °С		
ВНИИНП-274	МП-605	Наработка подшипниковых узлов до 20 000 ч. При температуре до 160 °С наработка до 25 000 ч. Рекомендуется для подшипников с внутренним диаметром до 7 мм
ВНИИНП-247	МП-605 или ПАС-АН	При температуре —60 °С смазка ВНИИНП-247 создает пусковой момент в 3—5 раз выше, чем смазки ВНИИНП-274, ВНИИНП-271, ВНИИНП-293, ЦИАТИМ-221. Рекомендуется для подшипников с внутренним диаметром свыше 7 мм. Наработка до 30 000 ч, при температуре до 160 °С — свыше 35 000 ч
Температурный диапазон от —60 до +200 °С, 250 °С		
МП-605	МП-605	Рекомендуется для подшипников с внутренним диаметром до 7 мм. Конструкция подпиточного узла по а. с. 456928 (СССР)

Продолжение табл. 14.16

Марка смазочного материала		Сведения о работоспособности комплекса смазочных материалов в подшипниковых узлах
Смазка в шарнико-подшипнике	Масло в подпиточном узле	
Температурный диапазон от —60 до +300 °С		
МП-610	МП-610	То же, в присутствии кислорода воздуха

Примечания: 1. Материалы изготовлены в соответствии с нормативными документами: ЦИАТИМ-221 — ГОСТ 9433—80*, 132-24 — ГОСТ 10957—74*, ВНИИНП-271 — ТУ 38 101603—76, ВНИИНП-6 — ТУ 38.001168—79, ЭРА — ТУ 38.1011950—83, МП-605 — ТУ 38.10178—80, ВНИИНП-293 — ТУ 38.101604—76, ВНИИНП-274 — ГОСТ 19337—73*, ВНИИНП-247 — ТУ 38.1011083—86, ПЭС-АН — ТУ 38.101583—75, МП-610 — ТУ 38.101120—76. 2. Данные по наработке приведены для изделий: *а*) с количеством масла в подпиточных узлах, превышающем в 5—10 раз количество смазки, заложенной в подшипник; *б*) с частотой вращения до 12 000 об/мин и удельными нагрузками в зоне трения, не превышающими 1500 МПа. 3. При пониженных рабочих температурах от 0 и ниже подпитка подшипников маслом практически отсутствует.

жении отказы независимыми, для периода нормальной эксплуатации примем экспоненциальный закон распределения. Значения λ_{0i} на 10^5 ч работы найдем по табл. 14.12: $\lambda_{01} = 0{,}936$ $\lambda_{02} = 0{,}03$; $\lambda_{03} = 0{,}012$; $\lambda_{04} = 0{,}035$.

Интенсивность отказов системы $\lambda_{0\Sigma} = \sum_{i=1}^{4} \lambda_{0i} = 1{,}013 \cdot 10^{-5}$ на 1 ч. Влияние условий эксплуатации учтем коэффициентом $k_\lambda = 135$, тогда

$$\lambda_\Sigma = k_\lambda \lambda_{0\Sigma} = 135 \cdot 1{,}013 \cdot 10^{-5} = 1{,}367 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}.$$

Вероятность безотказной работы системы в течение 500 ч $P_\Sigma(t) = \exp(-\lambda_\Sigma(t)) = \exp(-1{,}367 \cdot 10^{-3} \cdot 500) = 0{,}510$, т. е. только 50 % систем отработают 500 ч без отказа.

Надежность сложных систем. Расчет надежности сложных систем производят с учетом надежности составляющих элементов и схемы их соединения.

При *последовательном соединении* независимых элементов (рис. 14.5, *а*) отказ одного элемента приводит к отказу всей системы. Вероятность безотказной работы

$$P_\text{п}(t) = P_1(t)\, P_2(t) \ldots P_\text{п}(t) = \prod_{i=1}^{n} P_i(t),$$

где $P_i(t)$ — вероятность безотказной работы i-го элемента схемы. Для повышения надежности соединения целлесообразно применять раздельное резервирование, при котором производится замена только одного отказавшего элемента. С учетом раздельного резервирования

$$P_\text{пр} = \prod_{i=1}^{n} \left\{ 1 - \prod_{j=1}^{m} [1 - P_j(t)] \right\},$$

где m — число резервных элементов; $P(t)$ — вероятность безотказной работы резервных элементов.

При *параллельном соединении* (рис. 14.5, *б*) отказ системы происходит при отказе всех включенных параллельных элементов

$$P_\text{пар} = 1 - \prod_{i=1}^{n} [1 - P_i(t)].$$

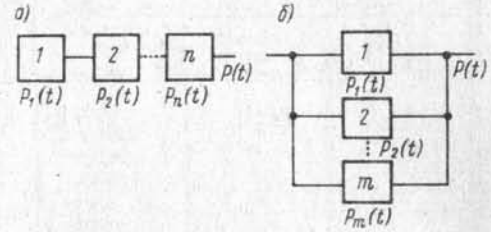


Рис. 14.5. Моделирование последовательного (*а*) и параллельного (*б*) соединений элементов при исследовании их надежности

Надежность повышается за счет резервных элементов. Кратностью резервирования называют отношение числа резервных элементов к числу резервируемых (основных) элементов. При выполнении практических расчетов надежности устройств в период их нормальной эксплуатации показатели надежности обычно определяют, используя экспоненциальный закон. Вероятность безотказной работы $P(t)$ последовательного соединения элементов

$$P_\text{п}(t) = \prod_{i=1}^{n} \exp(-\lambda_i t) = \exp[-\lambda_\Sigma t],$$

$$\lambda_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i,$$

параллельного соединения —

$$P_\text{пар}(t) = 1 - \prod_{i=1}^{n} [1 - \exp(-\lambda_i t)].$$

Значения λ определяют экспериментально или ориентируются на статистические данные λ_0 (см. табл. 14.12).

При исследовании износовых отказов используют нормальное, логарифмически-нормальное распределение, распределение Вейбулла (табл. 14.11). Вопросы оценки надежности и проектирования механических элементов и систем с заданной надежностью рассматриваются в работах [20, 35, 45, 64, 94, 113, 120].

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Физические величины и их единицы (ГОСТ 8.417—81* ГСИ)

Единицы Международной системы (СИ), десятичные кратные и дольные от них подлежат обязательному применению. Единицы СИ включают в себя 7 основных, 2 дополнительных (табл. П1.1), 18 производных единиц, имеющих специальные наименования (табл. П1.2) и производные единицы, наименования которых образованы из наименований перечисленных единиц. Единицы СИ, часто применяемые в приборостроении, приводятся в табл. П1.3; единицы, не входящие в СИ, — в табл. П1.4.

П1.1. Основные и дополнительные единицы СИ

Величина		Единица		
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение	
			Международное	Русское
Основные единицы				
Длина	L	метр	m	м
Масса	M	килограмм	kg	кг
Время	T	секунда	s	с
Сила электрического тока	I	ампер	A	А
Термодинамическая температура	Θ	кельвин	K	К
Сила света	J	кандела	cd	кд
Количество вещества	N	моль	mol	моль
Дополнительные единицы				
Плоский угол	—	радиан	rad	рад
Телесный угол	—	стерадиан	sr	ср

П1.2. Производные единицы СИ, имеющие специальные наименования

Величина	Единица		
	Наименование	Обозначение	
		Международное	Русское
Частота	герц	Hz	Гц
Сила, вес	ньютон	N	Н
Давление	паскаль	Pa	Па
Энергия	джоуль	J	Дж
Мощность	ватт	W	Вт
Количество электричества	кулон	C	Кл
Электрическое напряжение	вольт	V	В
Электрическая емкость	фарад	F	Ф
Электрическое сопротивление	ом	Ω	Ом
Электрическая проводимость	сименс	S	См
Поток магнитной индукции	вебер	Wb	Вб
Магнитная индукция	тесла	T	Тл
Индуктивность	генри	H	Гн
Световой поток	люмен	lm	лм
Освещенность	люкс	lx	лк
Активность нуклида в радиоактивном источнике	беккерель	Bq	Бк
Поглощенная доза излучения	грэй	Gy	Гр
Эквивалентная доза излучения	зиверт	Sv	Зв

П1.3. Единицы СИ, применяемые в приборостроении

Величина		Единица	
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение
Геометрические величины			
Длина	L	метр	м
Площадь	L^2	квадратный метр	$м^2$
Объем	L^3	кубический метр	$м^3$
Плоский угол	—	радиан	рад
Телесный угол	—	стерадиан	ср
Механические величины			
Масса	M	килограмм	кг
Время	T	секунда	с
Скорость	LT^{-1}	метр в секунду	м/с
Ускорение	LT^{-2}	метр на секунду в квадрате	$м/с^2$
Угловая скорость	T^{-1}	радиан в секунду	рад/с
Угловое ускорение	T^{-2}	радиан на секунду в квадрате	$рад/с^2$
Количество движения	LMT^{-1}	килограмм-метр в секунду	кг·м/с

Величина		Единица	
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение
Момент количества движения	L^2MT^{-1}	килограмм-метр в квадрате на секунду	кг·м²/с
Сила	LMT^{-2}	ньютон	Н
Момент силы	L^2MT^{-2}	ньютон-метр	Н·м
Работа, энергия	L^2MT^{-2}	джоуль	Дж
Мощность	L^2MT^{-3}	ватт	Вт
Плотность	$L^{-3}M$	килограмм на кубический метр	кг/м³
Момент инерции	L^2M	килограмм-метр в квадрате	кг·м²
Момент инерции плоской фигуры	L^4	метр в четвертой степени	м⁴
Момент сопротивления плоской фигуры	L^3	метр в третьей степени	м³
Частота	T^1	герц	Гц
Частота вращения	T^{-1}	секунда в минус первой степени	с⁻¹
Давление, напряжение	$L^{-1}MT^{-2}$	паскаль	Па
Теплофизические величины			
Термодинамическая температура	Θ	кельвин	К
Количество теплоты, термодинамический потенциал	L^2MT^{-2}	джоуль	Дж
Тепловой поток	L^2MT^{-3}	ватт	Вт
Поверхностная плотность теплового потока	MT^{-3}	ватт на квадратный метр	Вт/м²
Теплопроводность	$LMT^{-3}\Theta^{-1}$	ватт на метр-кельвин	Вт/(м·К)
Теплоемкость	$L^2MT^{-2}\Theta^{-1}$	джоуль на кельвин	Дж/К
Температурный коэффициент	Θ^{-1}	кельвин в минус первой степени	К⁻¹
Температурный градиент	$L^{-1}\Theta$	кельвин на метр	К/м
Электрические и магнитные величины			
Электрический потенциал, электрическое напряжение	$L^2MT^{-3}I^{-1}$	вольт	В
Напряженность электрического поля	$LMT^{-3}I^{-1}$	вольт на метр	В/м
Электрическая емкость	$L^{-2}M^{-1}T^4I^2$	фарад	Ф
Абсолютная диэлектрическая проницаемость, электрическая постоянная	$L^{-3}M^{-1}T^4I^2$	фарад на метр	Ф/м

Величина		Единица	
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение
Сила электрического тока	I	ампер	А
Плотность электрического тока	$L^{-2}I$	ампер на квадратный метр	А/м²
Электрическое сопротивление	$L^2MT^{-3}I^{-2}$	ом	Ом
Электрическая проводимость	$L^{-2}M^{-1}T^3I^2$	сименс	См
Удельное электрическое сопротивление	$L^3MT^{-3}I^{-2}$	ом-метр	Ом·м
Удельная электрическая проводимость	$L^{-3}M^{-1}T^3I^2$	сименс на метр	См/м
Напряженность магнитного поля, намагниченность	$L^{-1}I$	ампер на метр	А/м
Магнитная индукция	$MT^{-2}I^{-1}$	тесла	Тл
Поток магнитной индукции	$L^2MT^{-2}I^{-1}$	вебер	Вб
Индуктивность, взаимная индуктивность, магнитная проводимость	$L^2MT^{-2}I^{-2}$	генри	Гн
Абсолютная магнитная проницаемость, магнитная постоянная	$LMT^{-2}I^{-2}$	генри на метр	Гн/м
Магнитодвижущая сила, разность магнитных потенциалов	I	ампер	А
Магнитное сопротивление	$L^{-2}M^{-1}T^2I^2$	генри в минус первой степени	Гн⁻¹
Активная мощность	L^2MT^{-3}	ватт	Вт
Световые величины			
Сила света	J	кандела	кд
Световой поток	J	люмен	лм
Освещенность	$L^{-2}J$	люкс	лк
Яркость	$L^{-2}J$	кандела на квадратный метр	кд/м²
Светимость	$L^{-2}J$	люмен на квадратный метр	лм/м²
Акустические величины			
Звуковое давление	$L^{-1}MT^{-2}$	паскаль	Па
Скорость звука, скорость колебания частицы	LT^{-1}	метр з секунду	м/с
Механическое сопротивление	MT^{-1}	ньютон-секунда на метр	Н·с/м

П1.4. Единицы, не входящие в СИ

Величина	Единица, не входящая в СИ			
	Наименование	Обозначение		Соотношение с единицей СИ
		Международное	Русское	
Длина	ангстрем	Å	Å	10^{-10} м
	микрон	μ	мк	10^{-6} м
Время	минута *	min	мин	60 с
	час *	h	ч	3600 с
Плоский угол	градус *	... °	... °	(π/180) рад
	минута *	... ′	... ′	(π/10 800) рад
	секунда *	... ″	... ″	(π/648 000) рад
Объем	литр *	l	л	10^{-3} м^3
Частота вращения	оборот в минуту **	r/min	об/мин	1/60 с$^{-1}$
	оборот в секунду **	r/s	об/с	1 с$^{-1}$
Сила	дина	dyn	дин	10^{-5} Н
	килограмм-сила	kgf	кгс	9,80665 Н
Давление	миллиметр ртутного столба	mm Hg	мм рт. ст.	133,322 Па
	атмосфера техническая	at	ат	98066,5 Па
Энергия	эрг	erg	эрг	10^{-7} Дж
	ватт-час	W·h	вт·ч	3600 Дж
Динамическая вязкость	пуаз	P	П	0,1 Па·с
Кинематическая вязкость	стокс	St	Ст	10^{-4} м^2/с
Температура	градус Цельсия *	°C	°C	1 K
Количество теплоты	калория	cal	кал	4,1868 Дж
Поток магнитной индукции	максвелл	Mx	Мкс	10^{-8} Вб
Магнитная индукция	гаусс	Gs	Гс	10^{-4} Тл
Напряженность магнитного поля	эрстед	Oe	Э	(10^3/4π) А/м
Магнитодвижущая сила	гильберт	Gb	Гб	(10/4π)А
Активность нуклида в радиоактивном источнике	кюри	Ci	Ки	3,7·10^{10} Бк
Керма	рад	rad rd	рад	0,01 Гр
Эквивалентная доза излучения	бэр	rem	бэр	0,01 Зв
Экспозиционная доза рентгеновского и гамма-излучений	рентген	R	Р	2,58·10^{-4} Кл/кг

* Допускается применять наравне с единицами СИ.
** Допускается временно применять.

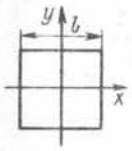
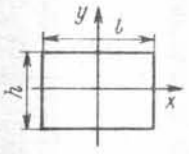
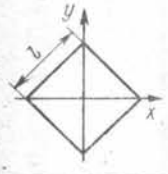
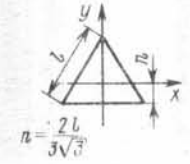
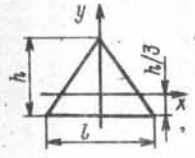
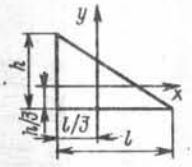
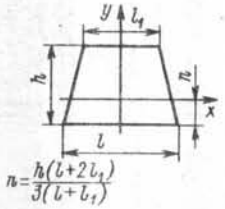
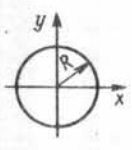
П1.5. Обозначения физических величин и уравнения связи между ними

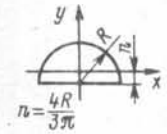
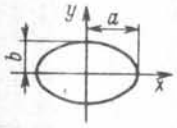
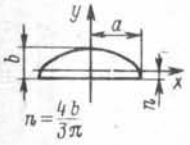
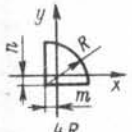
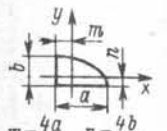
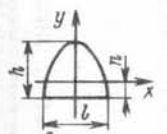
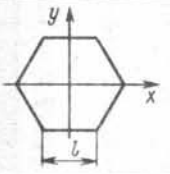
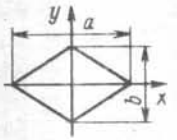
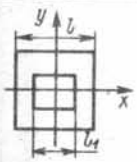
Величина	Обозначение	Уравнение связи
Геометрические величины		
Длина	l	—
Площадь	S	—
Объем	V	—
Элемент длины	dl	—
Элемент площади	dS	—
Элемент объема	dV	—
Плоский угол	α	—
Нормальная составляющая вектора $\vec{A}$	A_n	—
Касательная составляющая вектора $\vec{A}$	A_τ	—
Механические величины		
Масса	m	—
Время	t	—
Скорость	$\vec{v}$	$\vec{v} = d\vec{r}/dt$
Ускорение	$\vec{a}$	$\vec{a} = d\vec{v}/dt$
Угловая скорость	ω	$\omega = d\alpha/dt$
Угловое ускорение	ε	$\varepsilon = d\omega/dt$
Количество движения	$\vec{p}$	$\vec{p} = m\vec{v}$
Момент количества движения	$\vec{L}$	$\vec{L} = [\vec{r}, \vec{p}]$
Сила	$\vec{F}$	$\vec{F} = m\vec{a}$
Момент силы	$\vec{M}$	$\vec{M} = [\vec{r}, \vec{F}]$
Работа	A	$A = \int (\vec{F}, d\vec{l})$
Мощность	P	$P = dA/dt$
Плотность	ρ	$\rho = dm/dV$
Момент инерции осевой	I_z	$I_z = \int \rho\,(x^2 + y^2)\,dV$
Момент инерции центробежный	I_{xy}	$I_{xy} = \int \rho xy dV$
Момент инерции плоской фигуры	I_x	$I_x = \int y^2 dS$
Момент сопротивления плоской фигуры	J_x	$J_x = I_x/y_{max}$
Центр тяжести плоской фигуры	$\vec{r}_c$	$\vec{r}_c = \frac{1}{S}\int \vec{r} dS$
Нормальное напряжение	σ	$\sigma = dF_n/dS$
Относительное удлинение	β	$\beta = dl/l$

Величина	Обозначение	Уравнение связи
Модуль продольной упругости (модуль Юнга)	E	$E = \sigma/\beta$
Касательное напряжение	τ	$\tau = dF_\tau/dS$
Относительный сдвиг	γ	$\gamma = d\alpha/\alpha$
Модуль сдвига	G	$G = \tau/\gamma$
Коэффициент Пуассона	ν	$\nu = \frac{E - 2G}{2G}$
Модуль объемного сжатия	K	$K = \frac{EG}{9G - 3E}$
Теплофизические величины		
Термодинамическая температура	T	—
Температура Цельсия	t	$t = T - 273{,}15$ K
Количество теплоты	Q	—
Тепловой поток	Φ	$\Phi = \Delta Q/\Delta t$
Поверхностная плотность теплового потока	q	$q = d\Phi/dS_n$
Теплопроводность	λ	$\vec{q} = -\lambda \operatorname{grad} T$
Теплоемкость	C	$C = \Delta Q/\Delta T$
Температурный коэффициент линейного расширения	α_l	$\alpha_l = \frac{dl}{l \cdot dT}$
Энтропия	S	$dS = \Delta Q/T$
Электрические и магнитные величины		
Количество электричества (электрический заряд)	Q	$Q = \int I\,dt$
Пространственная плотность заряда	ρ	$\rho = dQ/dV$
Поляризованность	$\vec{P}$	$\vec{P} = \frac{1}{V}\int \rho \vec{r}\,dV$
Электрическая постоянная	ε_0	—
Напряженность	$\vec{E}$	$\vec{E} = \vec{F}/Q$
Смещение	$\vec{D}$	$\vec{D} = \varepsilon_0\vec{E} + \vec{P}$
Абсолютная диэлектрическая проницаемость	ε_a	$\vec{D} = \varepsilon_a\vec{E}$
Поток смещения	Ψ	$\Psi = \int (\vec{D}, d\vec{S})$
Потенциал	φ	$\varphi = \int (\vec{E}, d\vec{l})$
Емкость	C	$C = dQ/d\varphi$
Плотность тока	$\vec{j}$	$\vec{j} = \rho \cdot \vec{v}$
Сила тока	I	$I = \int (\vec{j}, d\vec{S})$

Величина	Обозначение	Уравнение связи
Напряжение	U	$U = P/I$
Сопротивление	R	$R = U/I$
Проводимость	G	$G = 1/R$
Удельное сопротивление	ρ_R	$\rho_R = dR/dV$
Удельная проводимость	γ	$\gamma = 1/\rho$
Температурный коэффициент сопротивления	α	$\alpha = \frac{d\rho}{\rho \cdot dT}$
Эффективное значение тока	I_e	$I_e = I_{max}/\sqrt{2}$
Эффективное значение напряжения	U_e	$U_e = U_{max}/\sqrt{2}$
Активное сопротивление	R	$R = \rho l/S$
Реактивное сопротивление	X	$X = L\omega - \frac{1}{C\omega}$
Полное сопротивление	Z	$Z = R + iX$
Угол сдвига фаз	φ	$\cos\varphi = R/Z_0$
Модуль полного сопротивления	Z_0	$Z_0^2 = R^2 + X^2$
Активная мощность	P	$P = I_e U_e \cos\varphi$
Напряженность	$\vec{H}$	$\vec{H} = \frac{1}{4\pi}\int \frac{[\vec{j}, \vec{r}]}{r^3} dV$
Магнитная постоянная	μ_0	—
Намагниченность	$\vec{M}$	$\vec{M} = \frac{1}{2V}\int [\vec{r}, \vec{j}]\,dV$
Магнитная индукция	$\vec{B}$	$\vec{B} = \mu_0 (\vec{H} + \vec{N})$
Абсолютная магнитная проницаемость	μ_a	$\vec{B} = \mu_a\vec{H}$
Поток магнитной индукции	Φ	$\Phi = \int (\vec{B}, d\vec{S})$
Индуктивность	L	$L = \Phi/I$
Сила Ампера	$\vec{F}_A$	$\vec{F}_A = I \oint [d\vec{l}, \vec{B}]$
Сила Лоренца	$\vec{F}_L$	$\vec{F}_L = Q\,[\vec{v}, \vec{B}]$
Магнитодвижущая сила	F_m	$F_m = \oint (\vec{H}, d\vec{l})$
Магнитное сопротивление	R_m	$R_m = F_m/\Phi$
Световые величины		
Сила света	I_v	—
Световой поток	Φ_v	$\Phi_v = \int I_v d\Omega$
Освещенность	E_v	$E_v = d\Phi_v/dS$
Яркость	L_v	$L_v = dI_v/dS_n$
Светимость	M_v	$M_v = d\Phi/dS$
Световая энергия	Q_v	$Q_v = \int \Phi_v dt$

П2.1. Центр тяжести, площадь, момент инерции и момент сопротивления элементарных плоских фигур

Плоская фигура		Значения физических величин				
Название	Эскиз	S	I_x	I_y	W_x	W_y
Квадрат		l^2	$\frac{l^4}{12}$	$\frac{l^4}{12}$	$\frac{l^3}{6}$	$\frac{l^3}{6}$
Прямоугольник		lh	$\frac{lh^3}{12}$	$\frac{hl^3}{12}$	$\frac{lh^2}{6}$	$\frac{hl^2}{6}$
Квадрат, поставленный на ребро		l^2	$\frac{l^4}{12}$	$\frac{l^4}{12}$	$\frac{\sqrt{2}l^3}{12}$	$\frac{\sqrt{2}l^3}{12}$
Равносторонний треугольник		$\frac{\sqrt{3}l^2}{4}$	$\frac{\sqrt{3}l^4}{96}$	$\frac{\sqrt{3}l^4}{96}$	$\frac{l^3}{32}$	$\frac{\sqrt{3}l^3}{48}$
Равнобедренный треугольник		$\frac{lh}{2}$	$\frac{lh^3}{36}$	$\frac{hl^3}{48}$	$\frac{lh^2}{24}$	$\frac{hl^2}{24}$
Прямоугольный треугольник		$\frac{lh}{2}$	$\frac{lh^3}{36}$	$\frac{hl^3}{36}$	$\frac{lh^2}{24}$	$\frac{hl^2}{24}$
Равнобочная трапеция		$\frac{h(l+l_1)}{2}$	$\frac{h^3(l^2+4ll_1+l_1^2)}{36\cdot(l+l_1)}$	$\frac{h(l^4-l_1^4)}{48\cdot(l-l_1)}$	$\frac{h^2(l^2+4ll_1+l_1^2)}{12\cdot(2l+l_1)}$	$\frac{h(l^4-l_1^4)}{24\cdot l\cdot(l-l_1)}$
Круг		πR^2	$\frac{\pi R^4}{4}$	$\frac{\pi R^4}{4}$	$\frac{\pi R^3}{4}$	$\frac{\pi R^3}{4}$

Плоская фигура		Значения физических величин				
Название	Эскиз	S	I_x	I_y	W_x	W_y
Полукруг	 $n=\frac{4R}{3\pi}$	$\frac{\pi R^2}{2}$	$\frac{\pi R^2 (R^2-4n^2)}{8}$	$\frac{\pi R^4}{8}$	$\frac{\pi R^2 (R^2-4n^2)}{8\cdot(R-n)}$	$\frac{\pi R^3}{8}$
Эллипс		πab	$\frac{\pi ab^3}{4}$	$\frac{\pi ba^3}{4}$	$\frac{\pi ab^2}{4}$	$\frac{\pi ba^2}{4}$
Полуэллипс	 $n=\frac{4b}{3\pi}$	$\frac{\pi ab}{2}$	$ab^3\left(\frac{\pi}{8}-\frac{8}{9\pi}\right)$	$\frac{\pi ba^3}{8}$	$ab^2\frac{9\pi^2-64}{24\cdot(3\pi-4)}$	$\frac{\pi ba^2}{8}$
Четверть круга	 $m=n=\frac{4R}{3\pi}$	$\frac{\pi R^2}{4}$	$\frac{\pi R^2 (R^2-4n^2)}{16}$	$\frac{\pi R_2 (R^2-4n^2)}{16}$	$R^3\frac{9\pi^2-64}{48\cdot(3\pi-4)}$	$R^3\frac{9\pi^2-64}{48\cdot(3\pi-4)}$
Четверть эллипса	 $m=\frac{4a}{3\pi}$ $n=\frac{4b}{3\pi}$	$\frac{\pi ab}{4}$	$ab^3\left(\frac{\pi}{16}-\frac{4}{9\pi}\right)$	$ba^3\left(\frac{\pi}{16}-\frac{4}{9\pi}\right)$	$ab^2\frac{9\pi^2-64}{48\cdot(3\pi-4)}$	$ba^2\frac{9\pi^2-64}{48\cdot(3\pi-4)}$
Параболический сегмент	 $n=\frac{2}{5}h$	$\frac{2hl}{3}$	$\frac{8h^3l}{175}$	$\frac{hl^3}{30}$	$\frac{8h^2l}{105}$	$\frac{hl^2}{15}$
Правильный шестиугольник		$\frac{3\sqrt{3}l^2}{2}$	$\frac{5\sqrt{3}l^4}{16}$	$\frac{5\sqrt{3}l^4}{16}$	$\frac{5l^3}{8}$	$\frac{5\sqrt{3}l^3}{16}$
Ромб		$\frac{ab}{2}$	$\frac{ab^3}{48}$	$\frac{ba^3}{48}$	$\frac{ab^2}{24}$	$\frac{ba^2}{24}$
Полый квадрат		$l^2-l_1^2$	$\frac{l^4-l_1^4}{12}$	$\frac{l^4-l_1^4}{12}$	$\frac{l^4-l_1^4}{6l}$	$\frac{l^4-l_1^4}{6l}$

Продолжение табл. П2.1

Плоская фигура		Значения физических величин				
Название	Эскиз	S	I_x	I_y	W_x	W_y
Полый прямоугольник		$lh - l_1h_1$	$\frac{lh^3 - l_1h_1^3}{12}$	$\frac{hl^3 - h_1l_1^3}{12}$	$\frac{lh^3 - l_1h_1^3}{6h}$	$\frac{hl^3 - h_1l_1^3}{6l}$
Кольцо		$\pi(R^2 - R_1^2)$	$\frac{\pi(R^4 - R_1^4)}{4}$	$\frac{\pi(R^4 - R_1^4)}{4}$	$\frac{\pi(R^4 - R_1^4)}{4R}$	$\frac{\pi(R^4 - R_1^4)}{4R}$
Полый эллипс		$\pi(ab - a_1b_1)$	$\frac{\pi}{4}(ab^3 - a_1b_1^3)$	$\frac{\pi}{4}(ba^3 - b_1a_1^3)$	$\frac{\pi}{b}(ab^3 - a_1b_1^3)$	$\frac{\pi}{a}(ba^3 - b_1a_1^3)$
Полый квадрат, поставленный на ребро		$l^2 - l_1^2$	$\frac{l^4 - l_1^4}{12}$	$\frac{l^4 - l_1^4}{12}$	$\frac{\sqrt{2}\cdot(l^4 - l_1^4)}{12\cdot l}$	$\frac{\sqrt{2}\cdot(l^4 - l_1^4)}{12\cdot l}$

Обозначения физических величин и уравнения связи между ними приводятся в табл. П1.5. Этими же уравнениями связаны и числовые значения физических величин в СИ, поскольку СИ — когерентная система единиц. Что касается единиц СИ, то они связаны уравнениями связи между соответствующими физическими величинами, в которых числовой коэффициент пропорциональности полагается равным единице. Например, кинетическая энергия E материальной точки массой m, движущейся равномерно и прямолинейно со скоростью v, имеет вид $E = mv^2/2$, следовательно, числовые значения этих величин связаны этим же уравнением в СИ, а единицы кинетической энергии, массы и скорости связаны уравнением Дж = кг·(м/с)^2.

В табл. П1.5 интегралы любой кратности обозначаются одним и тем же символом $\int$ и различаются обозначением элементов интегрирования. Интегрирование по замкнутому контуру или по замкнутой поверхности обозначается символом $\oint$. Среди уравнений связи между физическими величинами табл. П1.5 имеются такие, которые определяют новые физические величины. Например, уравнение $\rho = m/V$, где ρ — плотность однородного вещества массой m и объема V, вводит понятие плотности. В подобных случаях, определяя физическую величину при помощи соответствующего уравнения, нельзя пользоваться единицами физических величин. Например, правильное определение плотности — величина, определяемая отношением массы однородного вещества к занимаемому им объему.

Приложение 2

Геометрические характеристики плоских фигур

Ниже приведены геометрические характеристики плоских фигур. Центр тяжести плоских фигур в табл. П2.1 совпадает с началом координат. Обозначения: S — площадь, I_x и I_y — моменты инерции относительно осей x и y соответственно; W_x и W_y — моменты сопротивления относительно осей x и y соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Авиационные** зубчатые передачи и редукторы: Справочник/Под ред. Э. Б. Булгакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 374 с.
2. **Аврущенко Б. Х.** Резиновые уплотнители. — Л.: Химия, 1978. — 136 с.
3. **Автоматизация** исследований динамических процессов электромеханических и пневматических устройств//Сб. статей. — М.: Наука, 1971. — 143 с.
4. **Алгоритмы** проектирования схем механизмов//Сб. статей. — М.: Наука, 1971. — 312 с.
5. **Алексин Д. И., Костина Е. Н., Кузнецова Н. И.** Датчики контроля и регулирования. — М.: Машиностроение, 1965. — 928 с.
6. **Андреева Л. Е.** Упругие элементы приборов. — М.: Машиностроение, 1981. — 280 с.
7. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 1. — М.: Машиностроение, 1982. 736 с.
8. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 3. — М.: Машиностроение, 1982. 576 с.
9. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1975. — 548 с.
10. **Артоболевский И. И., Бобровницкий Ю. И., Генкин М. Д.** Введение в акустическую динамику машин. — М.: Наука, 1979. — 296 с.
11. **Арутюнов В. О.** Электрические измерительные приборы и измерения. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1958. — 631 с.
12. **Асс Б. А., Жукова Н. М., Антипов Е. Р.** Детали и узлы авиационных приборов и их расчет. — М.: Машиностроение, 1984. — 416 с.
13. **Атлас** конструкций элементов приборных устройств/Под ред. О. Ф. Тищенко. — М.,: Высш. шк., 1982. — 184 с.
14. **Бабаева Н. Ф., Ерофеев В. М., Явленский К. Н.** Расчет и проектирование элементов гироскопических устройств. — Л.: Машиностроение, 1967. — 480 с.
15. **Баканов М. В., Лыска В. А., Алексеев В. В.** Информационные микромашины следящих и счетно-решающих систем (вращающиеся трансформаторы, сельсины). — М.: Сов. радио, 1977. — 88 с.
16. **Белоконев И. М.** Механика машин. Расчеты с применением ЭВМ. — Киев: Вищ. шк., 1978. — 232 с.
17. **Биргер И. А.** Техническая диагностика. — М.: Машиностроение, 1978. — 239 с.
18. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 с.
19. **Богачев Ф. А., Кулешов Ю. С., Нефедов В. Г.** Высокочастотные магнитные материалы. Л.: ЛИАП, 1982. — 312 с.
20. **Болотин В. В.** Прогнозирование ресурса машин и конструкций. — М.: Машиностроение, 1984. — 312 с.
21. **Баранов Г. Г.** Курс теории механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1974. — 426 с.
22. **Болотовский И. А., Гурьев Б. И., Смирнов В. Э.** Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления: Справочник. — М.: Машиностроение, 1974. — 160 с.

23. **Борисов С. И.** Расчет и конструирование механических систем приборов. — М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.
24. **Браславский Д. А., Логунов С. С., Пельпор Д. С.** Авиационные приборы и автоматы. — М.: Машиностроение, 1978. — 427 с.
25. **Бруевич Н. Г., Сергеев В. В.** Основы нелинейной теории точности и надежности устройств. — М.: Наука, 1976. — 136 с.
26. **Вибрация** и вибродиагностика судового электрооборудования/ А. А. Александров, А. В. Барков, Н. А. Баркова, В. А. Шафранский. Л.: Судостроение, 1986. — 276 с.
27. **Вибрация** энергетических машин: Справочное пособие /Под ред. Н. В. Григорьева. — Л.: Машиностроение, 1974. — 464 с.
28. **Виброакустическая** диагностика зарождающихся дефектов/Ф. Я. Балицкий, Н. А. Иванова, А. Г. Соколова, Е. И. Хомяков. — М.: Наука, 1984. — 119 с.
29. **Веркович Г. А., Явленский А. К., Явленский К. Н.** Прогнозирование измерения несущей способности смазочного слоя в шарикоподшипнике//Акустические устройства обработки сигналов. — М., 1977. — Вып. 109. С. 123—126.
30. **Вибрации** в технике: Справочник/ Отв. ред. В. Н. Челомей. В 6 т. — М.: Машиностроение, 1978. — 1981.
31. **Вибрации** и шум электрических машин малой мощности/Л. И. Волков, Р. Н. Ковалев, Г. Н. Никифирова и др. — Л.: Энергия, 1979. — 205 с.
32. **Волчинская Л. И., Столяр З. М., Хасиневич С. С.** Приборные масла//Сб. науч. тр. ВНИИПП. — М.: ЦНИИТЭНефтехим, 1983. — Вып. 44. С. 70—75.
33. **Вопилкин Е. А.** Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. — М.: Высш. шк., 1980. — 624 с.
34. **Гаврилюк М. А., Полищук Е. С., Обозовский С. С.** Электрические измерения электрических и неэлектрических величин: Учебник для вузов. — Киев: Вищ. шк., 1984. — 359 с.
35. **Гаркунов Д. Н., Поляков А. А.** Повышение износостойкости деталей конструкций самолетов. — М.: Машиностроение, 1974. — 200 с.
36. **Гжиров Г. И.** Краткий справочник конструктора. — Л.: Машиностроение, 1983. — 464 с.
37. **Гинзбург Е. Г.** Волновые зубчатые передачи. — М.: Машиностроение, 1969. — 210 с.
38. **Гироскопические** системы/Под ред. Д. С. Пельпора. М.: Высш. шк., 1972. — 471 с.
39. **Грейм И. А.** Элементы проектирования и расчет механизмов приборов. — М.: Машиностроение, 1972. — 216 с.
40. **Горелик А. Л., Скрипкин В. А.** Методика распознавания: Учеб. пособие. — М.: Высш. шк., 1984. — 208 с.
41. **Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А.** Соединение с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление. — М.: Машиностроение, 1981. — 247 с.
42. Гузенков П. Г. Детали машин. — М.: Высш. шк., 1982. — 351 с.
43. **Гусев А. С., Светлицкий В. А.** Расчет конструкций при случайных воздействиях. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.
44. **Детали** и узлы гироскопических приборов: Атлас конструкций/Под ред. Г. А. Сломянского. — М.: Машиностроение, 1975. — 364 с.
45. **Диллон Б., Сингх Ч.** Инженерные методы обеспечения надежности систем. — М.: Мир, 1984. — 208 с.
46. **Диментберг М. Ф.** Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. — М.: Наука, 1980. — 368 с.
47. Диффузионная сварка материалов: Справочник/Под ред. Н. Ф. Казакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.
48. **Допуски** и посадки: Справочник. В 2 ч./Под ред. В. Д. Мягкова. — М.: Машиностроение, Ч. 1, 1982. — 543 с.; Ч. 2, 1983. — 448 с.
49. **Дрейзеншток Б. Р.** Сварка в судостроении. — Л.: Судостроение, 1983. — 184 с.
50. **Дроздович В. Н.** Газодинамические подшипники. — Л.: Машиностроение, 1967. — 808 с.

51. **Заплетохин В. А.** Конструирование соединений деталей в приборостроении: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
52. **Евланов Л. Г.** Контроль динамических систем. — М.: Наука, 1979. — 432 с.
53. **Единая система** допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник. В 2 т. Т. 1. — М.: Изд-во стандартов. 1979. — 212 с.
54. **Журавлев В. Ф., Бальмонт В. Б.** Опоры качения гироскопических приборов. — М.: Машиностроение, 1986. — 294 с.
55. **Журков С. Н., Куксенко В. С., Петров В. А.** Физические основы прогнозирования механического разрушения//Докл. АН СССР. — 1981. — Т. 259. № 6. — С. 1350—1353.
56. **Зубчатые** передачи: Справочник/Под ред. Е. Г. Гинзбурга. — М.: Машиностроение, 1980. — 415 с.
57. **Иванов М. Н.** Волновые зубчатые передачи. — М.: Высш. шк., 1981. — 184 с.
58. **Исследование** динамических систем на ЭВМ. М.: Наука, 1982. — 143 с.
59. **Карелин В. С.** Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов: Справочник. — М.: Машиностроение, 1986. — 181 с.
60. **Кацнельсон М. Ю., Балаев Г. А.** Пластические массы: Справочник. — Л.: Химия, 1978. — 383 с.
61. **Кацнельсон М. Ю., Балаев Г. А.** Полимерные материалы: Справочник. — Л.: Химия, 1982. — 316 с.
62. **Керимов З. Г., Багиров С. А.** Автоматизированное проектирование конструкций. — М.: Машиностроение, 1985. — 221 с.
63. **Кинематика,** динамика и точность механизмов: Справочник/Под ред. Г. В. Крейнина. — М.: Машиностроение, 1984. — 214 с.
64. **Коллакот Р. А.** Диагностирование механического оборудования/Пер. с англ. — Л.: Судостроение, 1980. — 296 с.
65. **Кирякин А. В., Железная И. Л.** Акустическая диагностика узлов и блоков РЭА. — М.: Радио и связь, 1984. — 192 с.
66. **Ковалев М. П., Народецкий М. З.** Расчет высокоточных шарикоподшипников. — М.: Машиностроение, 1980. — 373 с.
67. **Ковалев М. П., Сивоконенко И. М., Явленский К. Н.** Опоры приборов. — М.: Машиностроение, 1967. — 192 с.
68. **Когаев В. П., Макутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. — М.: Машиностроение, 1985. — 223 с.
69. **Козлов В. П., Ушаков И. А.** Справочник по расчету надежности аппаратуры радиоэлектроники и автоматики. — М.: Сов. радио, 1975. — 472 с.
70. **Кораблев С. С., Шапин В. И., Филатов Ю. Е.** Вибродиагностика в прецизионном приборостроении/Под ред. К. Н. Рагульскиса. — Л.: Машиностроение, 1984. — 84 с.
71. **Коченов М. И., Провоторова Е. А., Сергеев В. И.** Вероятностное моделирование в задачах точности. — М.: Наука, 1973. — 152 с.
72. **Крайнев А. Ф.** Словарь-справочник по механизмам. — М.: Машиностроение, 1981. — 430 с.
73. **Красковский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М.** Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. — М.: Высш. шк., 1983. — 432 с.
74. **Куцоконь В. А.** Точность кинематических цепей приборов. — Л.: Машиностроение, 1980. — 221 с.
75. **Кулешов Ю. С.** Конструкционные материалы. — Л.: ЛЭТИ, 1978. — 95 с.
76. **Лайнер В. И.** Защитные покрытия металлов. — М.: Металлургия, 1974. — 559 с.
77. **Ларионов Е. А., Виляевская Т. И.** Узлы и детали механизмов приборов. Основы теории и расчет. — М.: Машиностроение, 1974. — 327 с.
78. **Левин И. Я.** Справочник конструктора точных приборов. — М.: Машиностроение, 1967. — 727 с.

79. **Левитская О. Н., Левитский Н. И.** Курс теории механизмов и машин. — М.: Высш. шк., 1985. — 279 с.
80. **Левитский Н. И.** Кулачковые механизмы. — М.: Машиностроение, 1964. — 288 с.
81. **Лившиц М. Л., Пшялковский Б. И.** Лакокрасочные материалы. — М.: Химия, 1982. — 359 с.
82. **Литвин Ф. Л.** Проектирование механизмов и деталей приборов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 696 с.
83. **Литвин Ф. Л.** Расчет и конструирование механизмов и деталей приборов. — М.: Машиностроение, 1975. — 296 с.
84. **Лукашин Ю. П.** Адаптивные методы краткосрочного прогнозирования. — М.: Статистика, 1979. — 254 с.
85. **Майоров С. В.** Фотоэлектронные и термоэлектронные приборы и их применение. — М.: Машиностроение, 1973. — 160 с.
86. **Мартяшин А. И., Шахов Э. К., Шляндин В. М.** Преобразователи электрических параметров для систем контроля и измерения. — М.: Энергия, 1976. — 392 с.
87. **Материалы** в приборостроении и автоматике: Справочник/Под ред. Ю. М. Пятина. — М.: Машиностроение, 1982. — 528 с.
88. **Матисан Е. А.** Справочник по клеям. — М.: Машиностроение, 1984. — 323 с.
89. **Малиновский Е. Ю.** Автоматизированная система динамического анализа механизмов//Машиноведение. — 1981. — № 1. — С. 7—11.
90. **Машнев М. М., Красковский Е. Я., Лебедев П. А.** Теория механизмов машин и детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980. — 512 с.
91. **Милосердин Ю. В., Семенов Б. Д., Кречко Ю. А.** Расчет и конструирование механизмов приборов и установок. — М.: Машиностроение, 1985. — 486 с.
92. **Мозгалевский Л. В., Гаспаров Д. В.** Техническая диагностика. — М.: Высш. шк., 1975. — 297 с.
93. **Мудров О. А., Савченко И. М., Шитов В. С.** Справочник по эластомерным покрытиям и герметикам в судостроении. — Л.: Судостроение, 1982. — 184 с.
94. Надежность технических систем: Справочник/Ю. К. Беляев, В. А. Богатырев, В. В. Болотин и др.; Под ред. И. А. Ушакова. — М.: Радио и связь, 1985. — 608 с.
95. **Нахапетян Е. Г.** Квалиметрия и диагностирование механизмов. — М.: Наука, 1979. — 252 с.
96. **Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А.** Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций. — М.: Высш. шк., 1971. — 760 с.
97. **Одинцов А. А.** Проектирование электроэлементов гироскопических устройств. — М.: Высш. шк., 1962. — 191 с.
98. **Опоры** осей и валов машин и приборов/Под ред. Н. А. Спицына и М. М. Машнева. — М.: Машиностроение, 1970. — 519 с.
99. **Опоры** скольжения с газовой смазкой/Под ред. С. А. Шейнберга. — М.: Машиностроение, 1979. — 336 с.
100. **Основы** балансировочной техники. Т. 1/Под ред. В. А. Щепетильникова. — М.: Машиностроение, 1975. — 527 с.
101. **Основы** технической диагностики. В 2 кн. Кн. 1. Модели объектов, методы и алгоритмы диагнозов/Под ред. П. П. Пархоменко. — М.: Энергия, 1976. — 464 с.
102. **Павлов Б. В.** Акустическая диагностика механизмов. — М.: Машиностроение, 1977. — 227 с.
103. **Павлов Б. И.** Механизмы приборов и систем управления. — Л.: Машиностроение, 1972. — 230 с.
104. **Первицкий Ю. Д.** Расчет и конструирование точных механизмов. — М.: Машиностроение, 1976. — 456 с.
105. **Петрушин И. Е.** Справочник по пайке. — М.: Машиностроение, 1984. — 398 с.

106. **Пинегин С. В., Орлов А. В., Табачников Ю. Б.** Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой: Справочник. — М.: Машиностроение, 1984. — 216 с.

107. **Планетарные** передачи: Справочник/Под ред. В. Н. Кудрявцева. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.

108. **Попков В. И.** Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. — Л.: Судостроение, 1974. — 218 с.

109. **Попов В. И., Мышинский Э. Л., Попов О. И.** Виброакустическая диагностика в судостроении. — Л.: Судостроение, 1983. — 56 с.

110. **Попов С. А.** Курсовое проектирование по теории механизмов и механика машин. — М.: Высш. шк., 1986. — 294 с.

111. **Прецизионные** сплавы: Справочник/Под ред. Б. В. Молотилова. — М.: Металлургия, 1983. — 438 с.

112. **Приборные** шариковые подшипники: Справочник/Под ред. К. Н. Явленского. — М.: Машиностроение, 1981. — 351 с.

113. **Проников А. С.** Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978. — 591 с.

114. **Прочность,** устойчивость, колебания: Справочник: В 3 т./Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. — М.: Машиностроение, 1968. Т. 1. — 832 с.

115. **Работнов Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела. — М.: Наука, 1979. — 744 с.

116. **Рагульскис К. Н., Юркаускас А. Ю.** Вибрация подшипников. — Л.: Машиностроение, 1985. — 119 с.

117. **Расчет** деталей машин на ЭВМ/Под ред. Д. Н. Решетова. — М.: Высш. шк., 1984. — 368 с.

118. **Рейбман А. И.** Защитные лакокрасочные покрытия. — Л.: Химия, 1982. — 320 с.

119. **Синицын В. В.** Пластичные смазки в СССР. — М.: Химия, 1984. — 129 с.

120. **Слодиков М. Н.** Надежность и точность механизмов приводов систем управления летательными аппаратами. — М.: Машиностроение, 1984. — 352 с.

121. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Курс теории вероятности и математической статистики. — М.: Наука, 1969. — 496 с.

122. **Смыслова Р. А.** Рецептура, свойства и применение анаэробных герметиков. — М.: ЦНИИТЭНефтехим, 1980. — 55 с.

123. **Солодов А. В.** Методы теории систем в задаче непрерывной линейной фильтрации. — М.: Наука, 1976. — 364 с.

124. **Справочник** конструктора РЭА. Компоненты, механизмы, надежность/Под ред. Р. Г. Варламова. М.: Радио и связь, 1985. — 426 с.

125. **Справочник** конструктора точного приборостроения/Под ред. Ф. Л. Литвина. — М.; Л.: Машиностроение, 1964. — 943 с.

126. **Справочник** по применению и нормам расхода смазочных материалов/Под ред. Е. А. Эминова. — М.: Химия, 1978. — 211 с.

127. **Справочник** по электротехническим материалам. В 3 т./Под ред. Ю. В. Корицкого, В. В. Пасынкова, Б. М. Тареева. Т. 3. — М.: Энергия, 1974. 896 с.

128. **Справочник** технолога-приборостроителя. В 2 т./Под общ. ред. П. В. Сыроватченко. Т. 2./Под ред. Е. В. Скороходова. — М.: Машиностроение, 1980. — 463 с.

129. **Сромин Ф. А.** Опыт применения лазерной сварки в конструкциях электрических машин. — Л.: ЛДНТП, 1978. — 20 с.

130. **Сумский С. Н.** Расчет кинематических и динамических характеристик плоских рычажных механизмов. — М.: Машиностроение, 1980. — 309 с.

131. **Теория** механизмов и машин/Под ред. К. В. Фролова. — М.: Высш. шк., 1987. — 496 с.

132. **Тихонов В. И., Миронов Н. А.** Марковские процессы. — М.: Сов. радио, 1977. — 478 с.

133. **Товарные** нефтепродукты. Свойства и применение: Справочник/Под ред. В. М. Шкильникова. — М.: Химия, 1978. — 472 с.

134. **Трение,** изнашивание и смазка: Справочник. Кн. 1/Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Адисина. — М.: Машиностроение, 1978. — 400 с.

135. **Турпаев А. И.** Винтовые механизмы и передачи. — М.: Машиностроение, 1982. — 223 с.

136. **Фетисов В. А.** Сварка и пайка в авиационной промышленности. — М.: Машиностроение, 1985. — 448 с.

137. **Фотосопротивления.** Машприбоинторг. — М.: Внешторгиздат, 1962. — 27 с.

138. **Фотоэлектрические** преобразователи информации/Под ред. Л. И. Преснухина. — М.: Машиностроение, 1974. — 375 с.

139. **Фролов К. В., Фурман Ф. А.** Прикладная теория виброзащиты систем. — М.: Машиностроение, 1980. — 296 с.

140. **Фукс Ю. П.** Волновые зубчатые передачи. Расчет и конструирование. — М.: Изд-во Всесоюзн. заоч. машиностр. ин-та, 1978. — 71 с.

141. **Хрущев В. В.** Электрические микромашины автоматических устройств. — Л.: Энергия, 1976. — 384 с.

142. **Чурабо Д. Д.** Детали и узлы приборов. — М.: Машиностроение, 1975. — 524 с.

143. **Чуев Ю. В., Михайлов Ю. Б., Кузьмин В. К.** Прогнозирование количественных характеристик процессов. — М.: Сов. Радио, 1975. — 400 с.

144. **Шавырин В. И., Румянцев В. И.** Клеесварные конструкции. — М.: Машиностроение, 1981. — 168 с.

145. **Электрические** измерения неэлектрических величин/Под ред. П. В. Новицкого. — Л.: Энергия, 1975. — 576 с.

146. **Элементы** приборных устройств: Основной курс. В 2 ч./Под ред. О. Ф. Тищенко. — М.: Высш. шк., 1982. Ч. 1. — 304 с.; Ч. 2. — 264 с.

147. **Явленский А. К., Явленский К. Н.** Теория динамики и диагностики систем трения качения. — Л.: Изд-во ЛГУ, 1978. — 184 с.

148. **Явленский К. Н., Явленский А. К.** Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. — Л.: Машиностроение, 1983. — 239 с.

149. **Ямпольский А. М., Ильин В. А.** Краткий справочник гальванотехника. — Л.: Машиностроение, 1981. — 269 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Раздел 1

Общие сведения для проектирования 5

Глава 1. **Материалы в приборостроении** . . . . . —

1.1. Общие сведения о материалах . . . . . —
1.2. Физико-механические свойства сталей и чугунов 7
1.3. Физико-механические свойства цветных металлов и сплавов
1.4. Физико-механические свойства сплавов с особыми физическими свойствами 21
1.5. Физико-механические свойства пластических масс 29

Глава 2. **Покрытия и смазочные материалы в приборостроении** 38

2.1. Общие сведения о покрытиях . . . . . —
2.2. Химические и электрохимические покрытия 42
2.3. Диффузионные покрытия 47
2.4. Лакокрасочные покрытия 48
2.5. Смазочные материалы для точных механизмов и приборов 55

Глава 3. **Точность изготовления деталей и их соединений** 66

3.1. Общие принципы нормирования точности деталей и их соединений . . . . . —
3.2. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений 71
3.3. Допуски на угловые размеры 89
3.4. Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей 91
3.5. Шероховатость поверхности 99
3.6. Определение точности изготовления деталей методами размерного анализа 103

Глава 4. **Соединения** 107

4.1. Основные понятия и классификация . . . . . —
4.2. Соединения сваркой 109
4.3. Соединения пайкой 122
4.4. Клеи и клеевые соединения 123
4.5. Герметики 131
4.6. Клеесварные и клееклепаные соединения 135
4.7. Замазки 137
4.8. Соединения заформовкой 140
4.9. Соединения деталей с натягом 145
4.10. Соединения развальцовкой, завальцовкой, поясками, лапками, фальцами 151
4.11. Соединения склепыванием 152

4.12. Соединения резьбой 162
4.13. Соединения штифтами и шплинтами 192
4.14. Соединения шпонками и шлицами 204
4.15. Бесшпоночные соединения 210
4.16. Байонетные соединения . . . . .

Раздел 2

Механизмы приборов 214

Глава 5. **Рычажные, кулачковые механизмы и механизмы прерывистого действия** 217

5.1. Рычажные механизмы . . . . . —
5.2. Кулачковые механизмы 243
5.3. Механизмы прерывистого движения 266

Глава 6. **Зубчатые и винтовые механизмы** 275

6.1. Особенности зубчатых колес и передач приборов . . . . . —
6.2. Цилиндрические и реечные передачи 280
6.3. Конические зубчатые передачи 308
6.4. Червячные передачи 317
6.5. Планетарные зубчатые механизмы 327
6.6. Винтовые механизмы 341
6.7. Точность передач и кинематических цепей 354

Глава 7. **Фрикционные передачи и передачи гибкими связями** 381

7.1. Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением 381
7.2. Передачи гибкими связями 389
7.3. Вариаторы 406

Раздел 3

Элементы приборных устройств 409

Глава 8. Элементы приборных устройств . . . . . —

8.1. Детали управления . . . . . —
8.2. Муфты 418
8.3. Фиксаторы, зажимы, тормоза 433
8.4. Ограничители вращения 442
8.5. Шкалы, стрелки 450
8.6. Корпусы приборов 455
8.7. Упругие элементы 459

Глава 9. **Опоры приборов и направляющие** 481

9.1. Классификация опор и направляющих . . . . . —
9.2. Подшипники качения 482
9.3. Опоры на ножах 528
9.4. Подшипники скольжения 529
9.5. Упругие опоры 553
9.6. Опоры с газовой смазкой 558
9.7. Направляющие для поступательного движения 575

Глава 10. **Преобразователи, демпфирующие и силовые устройства** . . . 583

10.1. Общие сведения . . . . . —
10.2. Преобразователи механических перемещений 584
10.3. Демпфирующие устройства 615
10.4. Моментные (силовые) устройства 620

Раздел 4

Прогнозирование качества механических систем приборов и их элементов 632

Глава 11. **Влияние вибрации на качество механических систем** 633

11.1. Технологические погрешности — источник вибрации механических устройств . . . . . —
11.2. Влияние вибрации на точность и надежность механических устройств 638
11.3. Основные направления снижения вибрации 645

Глава 12. **Расчет вибрации механизмов приборов** 653

12.1. Классификация вибрационных моделей механизмов приборов . . . . . —
12.2. Влияние технологических погрешностей и дефектов на вибрационные параметры 658
12.3. Последовательность расчета вибрации и шума, примеры расчета 682

Глава 13. **Диагностика качества механизмов приборов** 701

13.1. Диагностические модели и диагностические признаки
13.2. Методы и алгоритмы диагностирования . . . . . —

Глава 14. **Прогнозирование качества, оценка надежности на этапе проектирования приборов** . . . . . .

14.1. Прогнозирование на этапе проектирования 726
14.2. Прогнозирование по результатам ускоренных и имитационных испытаний 739
14.3. Надежность элементов и соединений 748

Приложения 770
Приложение 1. Единицы физических величин . . . . . —
Приложение 2. Геометрические характеристики плоских фигур 783
Список литературы 784

Справочное издание

ВЕРКОВИЧ Галина Алексеевна,
ГОЛОВЕНКИН Евгений Николаевич,
ГОЛУБКОВ Виктор Александрович и др.

СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА ТОЧНОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

Редакторы: *Н. А. Жукова, Л. М. Манучарян*
Переплет художника *Н. И. Абрамова*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *Т. П. Малашкина*
Корректоры: *Н. В. Соловьева, Ю. М. Махмутова, И. Г. Иванова*

ИБ № 4433

Сдано в набор 15.12.88. Подписано в печать 14.07.89. М-29115.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага кн.-журн. имп.
Гарнитура литературная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 49,75. Усл. кр.-отт. 49,75. Уч.-изд. л. 51,56.
Тираж 39200 экз. Заказ 662. Цена 3 р. 10 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ».
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10.

Типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени издательства «Машиностроение»
при Государственном комитете СССР по печати.
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.