В. В. ЕРМАКОВ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1963

УДК 621.226 621.90 (022).001.

В книге рассмотрены вопросы расчета и регулирования различных гидравлических устройств станков, применяемых при конструировании гидравлических систем; разобраны вопросы, связанные с надежностью гидравлической аппаратуры.

Приведен расчетный материал, предназначенный для выбора основных параметров гидравлической системы (диаметра трубопровода, величин сил трения в силовых цилиндрах в зависимости от примененного уплотнения штока и поршня, а также выбор диаметра поршня силового цилиндра в зависимости от тяговой силы); приведены схемы синхронизации параллельно работающих силовых органов (силовых поршней и гидромоторов), а также некоторые схемы автоматического регулирования скорости силового органа.

Книга рассчитана на широкий круг инженерно-технических работников, занимающихся вопросами автоматизации станков и машин с применением средств гидравлики и гидроавтоматики.

Рецензент канд. техн. наук **В. А. Лещенко**

Редакция литературы по холодной обработке металлов и станкостроению

И зав. редакцией инж. С. Л. МАРТЕНС

ПРЕДИСЛОВИЕ

Программа создания материально-технической базы коммунизма, принятая XXII съездом КПСС, ставит перед станкостроительной промышленностью большие задачи. Одной из главных задач является механизация и автоматизация производственных процессов.

В связи с этим должен резко повыситься технический уровень машиностроения. Должно быть спроектировано, изготовлено и оборудовано огромное количество автоматических линий, причем наибольшее число этих линий будет выполнять механо-сборочные операции. Около половины промышленной продукции будет выпускаться на автоматизированных заводах.

Чтобы решить такую грандиозную задачу, необходимо в технологических процессах шире применять методы, базирующиеся на современных достижениях науки и техники, и, совершенствуя станочный парк оборудования, работать над созданием станков принципиально новых конструкций, основанных на новых принципах обработки, уделяя главное внимание комплексному проектированию новой техники с применением прогрессивных средств автоматизации. Для этого необходимо всемерно развивать методы так называемого типового проектирования, с применением унифицированных и нормализированных аппаратов управления станками, экспериментально проверенных на соответствующих опытных базах.

Если раньше технологический процесс основывался главным образом на выполнении ряда отдельных операций на простых станках, то теперь, при автоматизации производства, наоборот, все технологические операции стараются объединить в единый комплекс и на этой основе создают агрегатный станок или автоматическую линию.

Таким образом, стоит задача не только облегчить физический труд, но и в корне изменить технологические процессы, а следовательно и характер труда, широко применяя различные формы автоматизации. Здесь немалую роль должны сыграть гидравлический привод и гидроавтоматика.

В настоящее время гидравлический привод с успехом применяется в станкостроении, сельскохозяйственном машиностроении, металлургии, энергетике и т. д. Трудно назвать область техники, где было бы нельзя использовать те или иные свойства гидравлического привода.

Эффективность, большие технические преимущества и высокие потенциальные возможности гидравлического привода делают его почти универсальным средством при автоматизации различных технологических процессов. Общеизвестно широкое применение гидравлики в копировальных станках, в агрегатных станках, в станках с программным управлением, при автоматизации транспортных средств в автоматических линиях и агрегатных станках и т. д.

Советское машиностроение имеет значительные достижения в части комплексной автоматизации технологических процессов, процессов механической обработки. На предприятиях автотракторной промышленности, сельскохозяйственного машиностроения, электрооборудования, станкостроения и в других отраслях промышленности работает несколько сот автоматических линий, смонтированных из агрегатных станков и специальных станков-автоматов.

В машиностроении работают первые в мире автоматические цехи по производству шариковых и роликовых подшипников, комбайновых цепей, автомобильных поршней и других изделий массового производства.

Ведущая роль в коренном улучшении методов производства и изменения характера труда принадлежит станкостроителям, которые на основе изучения технологических закономерностей производственных процессов призваны конструировать оптимальные станки для различных отраслей машиностроения и совершенствования собственного производства.

Следует отметить, что высокий уровень автоматизации технологических процессов в станкостроении будет базироваться на более широком применении различных средств гидроавтоматики, электроники и электроавтоматики. Все это требует резкого улучшения качества гидроаппаратуры и существенного повышения эксплуатационной надежности ее.

Область применения гидравлического привода в машиностроении весьма разнообразна: бесступенчатые коробки скоростей (трансмиссии) в дорожных, строительных и сельскохозяйственных машинах, в подъемных механизмах, в системах путевого управления, в транспортных машинах с применением селективного и преселективного управлений.

Однако использование свойств жидкости как среды, способной передавать силу и заданную команду, не ограничивается только этим. За последнее время гидравлика находит применение в вибраторах как способ воздействия на механизм, в синхронизирующих механизмах, в дистанционном регулировании управления различными технологическими процессами.

Гидравлический привод обеспечивает малый вес и объем, приходящийся на единицу мощности, поэтому по сравнению с электрическим приводом имеет более благоприятную весовую характеристику Вес гидравлических систем высокого давления обычно на 20—25% меньше веса аналогичных электрических установок той же мощности.

В предлагаемой читателю книге рассматриваются лишь некоторые вопросы расчета и регулирования гидроустройств станков, которые, по мнению автора, могут иметь большое значение при конструировании гидравлических систем.

В связи с этим, например, в книге не приводятся описания аппаратуры путевого, ручного и дистанционного управлений, а также контрольно-регулирующей аппаратуры. Не приводятся также типовые гидравлические схемы станков, а в главе, касающейся насосов, даются лишь особенности элементов и узлов их конструкций, улучшающих распределение или способствующих уменьшению объемных потерь. По всем вопросам описательного характера гидравлической аппаратуры, насосов и типовых гидросхем станков имеется достаточное количество литературы (например, [14], [40]).

В книге помещен расчетный материал в виде таблиц, который может значительно ускорить выбор основных параметров гидравлической системы (диаметра силового цилиндра, диаметров трубопровода, сил трения и т. п.). Рациональный выбор этих основных данных повышает эксплуатационные качества станка.

В главе о регулировании скорости приводятся схемы синхронизации нескольких силовых цилиндров, а также разобраны схемы автоматического регулирования скоростей, применяющиеся в различных областях машиностроения, которые могут быть использованы и в станкостроении.

В ряде глав книги рассмотрены некоторые вопросы надежности гидравлической аппаратуры, гидравлических схем.

В связи с введением с 1 января 1963 г. новой, международной, системы измерения физических величин (СИ) в конце книги дана таблица перевода единиц в системе МКГСС в систему СИ.

Все замечания и пожелания, способствующие улучшению книги, автор примет с благодарностью.

ГЛАВА I

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

§ 1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА

В металлорежущих станках сравнительно давно широко применяется гидравлика и это объясняется тем, что она дает возможность легко автоматизировать отдельные станки и их комплексы — автоматические линии, а в некоторых случаях цехи и даже заводы.

С помощью гидравлики успешно и довольно простыми средствами решаются задачи бесступенчатого регулирования скоростей, дистанционного и автоматического управления, программирования и т. д.

Началом гидрофикации станков можно считать 1925 г., когда гидравлика впервые получила практическое применение в шлифовальных станках.

В 1934—1935 гг. в ЭНИМСе были спроектированы агрегатные сверлильные гидрофицированные станки, работающие с малыми рабочими скоростями и на больших давлениях. Это был огромный шаг вперед в деле освоения гидравлики в отечественном станкостроении. В дальнейшем этим же институтом была проделана большая работа по нормализации различной аппаратуры регулирования и управления, соединительной арматуры, а также разработаны гидравлические схемы для станков различных типов. Эта выполненная работа способствовала значительному сокращению времени на проектирование гидрофицированных станков.

Гидравлический привод любого типа состоит из двух основных частей: насоса, являющегося первичной частью гидропривода, и питаемого насосом гидродвигателя (силового органа), служащего вторичной частью агрегата.

Насос вырабатывает энергию (напор) в рабочей жидкости за счет затраты механической энергии (например, энергии электродвигателя). Гидродвигатель (силовой орган) предназначается для преобразования энергии, выработанной насосом (т. е. напора), в механическую энергию. Напор насоса обеспечивает необходимую энергию силовому органу, а ток жидкости создает ему необходимую скорость.

Насос и силовой орган связаны с механизмом управления, предназначаемым для выполнения нужного технологического процесса и необходимой последовательности всех этапов рабочего цикла станка.

Потери энергии в гидросистеме складываются из: а) объемных потерь, обусловленных утечкой жидкости через различные неплотности; б) гидравлических потерь, обусловленных падением давления из-за различных сопротивлений местного и линейного характера, оказываемых жидкости в различных каналах и отверстиях; в) механических потерь от трения перемещающихся частей и деталей.

Механические и гидравлические потери обычно значительно меньше объемных.

Изменение скорости силового органа всегда производится изменением количества жидкости, поступающей в единицу времени в силовой орган или выходящей из него, а изменение ускорения силового органа всегда производится изменением напора (давления) насоса и наконец реверсирование — изменением направления потока жидкости.

§ 2. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ В ГИДРОПРИВОДАХ

В гидравлических приводах в качестве рабочей жидкости, передающей давление и скорость силовому органу, применяют однородные жидкости, как, например, минеральные масла различных марок, а также специальные смеси (например, авиационные спирто-глицериновые). Однако преобладающее применение в гидроприводах общего машиностроения и всегда в станкостроении получили минеральные масла, удовлетворяющие техническим условиям соответствующих ГОСТов.

Масло должно быть более или менее однородно по своему химическому составу, иметь достаточно высокую температуру вспышки, достаточно низкую температуру застывания и не должно содержать водорастворимых кислот и щелочей — они вызывают коррозию и появление мылообразующих жиров, образующих пену. Последняя нередко является причиной неравномерности движения силового органа.

Однородность масел контролируют по температуре вспышки. Чем она выше, тем масло однороднее. Температура замерзания характеризует содержание в масле влаги; чем ниже эта температура, тем меньше влаги в масле.

Присутствие влаги в масле вызывает взаимодействие ее с окислами металлов в силу окисления трущихся пар. Такие гидраты окислов взаимодействуют с органическими кислотами и образуют мыла. Последние служат катализаторами процессов осмоления и окисления масла.

Масло начинает густеть, соприкасающиеся трущиеся пары (например, насоса) начинают покрываться смолистой пленкой.

Нагретое до большой температуры масло, соприкасаясь с атмосферным воздухом, образует окислы и начинает разлагаться. В силу этого обстоятельства допустимый нагрев масла должен быть не более 60—65° С.

Минеральные масла, применяемые в гидроприводах станков, обычно имеют условную вязкость (вязкость по вискозиметру Энглера) в пределах $2—6°E_{50}$. В приводах поступательного движения, работающих на малых и средних давлениях ($p = 20 \div 30$ *ати*), а также при больших скоростях силового органа ($v = 8$ *м/мин*) применяют масла «индустриальное 12» и «индустриальное 20» по ГОСТу 1707-51, с условной вязкостью соответственно 1,86—2,26 и $2,60—3,31° E_{50}$, а кинематической 10—14 *сст* и 17—23 *сст*. В приводах вращательного движения обычно употребляют масла большей условной вязкости $3—5,5°E_{50}$, что соответствует индустриальному 20, турбинному 22 по ГОСТу 32-53 и машинным маслам 30 и 45 по ГОСТу 1707-51 с кинематическими вязкостями соответственно 17—23, 20—23, 27—33 и 38—52 *сст*.

Масла должны обладать хорошей смазывающей способностью и антикоррозийностью. Смазывающая способность характеризуется смачиваемостью (прилипанием).

По современным понятиям физики, основные свойства жидкостей, такие как вязкость, молекулярное давление, смачиваемость и поверхностное натяжение, являются следствием действия поверхностных и объемных молекулярных силовых полей. Смачивание — есть действие адсорбции жидкости твердым телом, т. е. смачивание происходит под действием поверхностных сил. Именно адсорбционные силы отличаются от других видов молекулярных сил тем, что их действие происходит на поверхностях и в большинстве случаев это — взаимодействие между молекулами адсорбента и адсорбата [1]—[3].

В последнее время в связи с широким применением гидравлики в следящих системах было обращено большое внимание на сжимаемость масла и связанную с этим явлением способность масла растворять воздух, и заполнять им междумолекулярное пространство. Наличие в масле растворенного воздуха увеличивает окисляемость масла, создает неравномерность хода силовому органу, изменяет вязкость и, наконец, уменьшает быстродействие гидромеханизма. На растворимость воздуха оказывают наибольшее влияние температура, давление и плотность масла. Растворимость воздуха в жидкостях подчиняется закону Генри и определяется отношением $C = \frac{\alpha_p}{p}$, характеризующим растворимость на 1 *ати*, где α_p — относительная растворимость, равная отношению объемов растворенного воздуха $V_в$, приведенного к температуре 0° С и давлению 760 *мм рт. ст.* и $V_ж$ объема масла при том же давлении, т. е. $\alpha_p = \frac{V_в}{V_ж}$

В табл. 1 дана растворимость воздуха α_p в различных жидкостях в зависимости от давления при постоянной температуре $T = +20°$ С.

Из таблицы видно, что из указанных жидкостей бóльшую растворимость воздуха имеет керосин и меньшую — вода. Из минеральных масел меньшую растворимость воздуха имеет масло «индустриальное 12».

Таблица 1

Растворимость воздуха в различных жидкостях

Наименование жидкости	Давление на жидкость в *кГ/*					
	4	12	20	28	36	44
Вода	0,064	0,292	0,32	0,448	0,575	0,7
Масло индустриальное 12	0,3	0,9	1,5	2,1	2,6	3,4
Трансформаторное масло	0,35	1,0	1,65	2,3	2,9	3,7
Керосин	0,5	1,5	2,55	3.58	4,5	—

В гидроприводах важное значение имеет объемная упругость, особенно при решении вопросов, связанных с равномерностью хода силового органа и с вибрациями в гидросистеме. Показателем объемной упругости жидкости служит коэффициент ее сжимаемости

$$\beta_T = -\frac{1}{V}\left(\frac{dV}{dp}\right)_T,$$

где V — объем жидкости; p — действующее на жидкость внешнее давление, а индекс T означает температуру, к которой относится коэффициент сжимаемости. Следовательно, при неизменной температуре и прочих одинаковых условиях

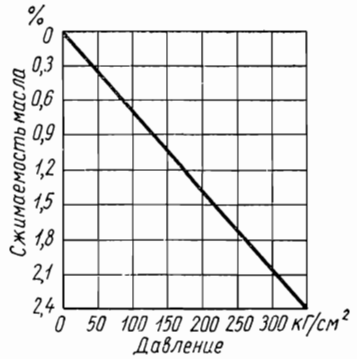
$$\frac{\Delta V}{V} = -\beta \Delta p. \qquad (1)$$

Для масел, применяемых в гидроприводах станков, в пределах давлений до 150 *кГ/см*^{2} принимают $\beta_T = (5 \div 7{,}5) \cdot 10^{-5}$ *см*^{2}*/кг*.

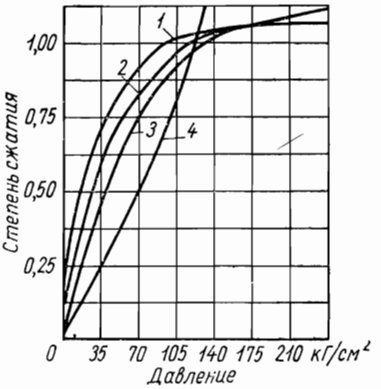
На фиг. 1 показана сжимаемость столба масла [5] высотою в 1 *м* при различных давлениях. Из графика следует, что столб масла высотой в 1 *м* при давлении в 50 *кГ/см*^{2} сокращается на 4 *мм*, а при давлении в 300 *кГ/см*^{2} он уже сокращается приблизительно на 21 *мм*. На фиг. 2 показано несколько кривых, характеризующих сжимаемость масла с различным содержанием воздуха (1%; 5% и 10%) по сравнению с сжимаемостью воздуха. График показывает, что наибольшее влияние на сжимаемость оказывает повышение давления до 30—35 *кГ/см*^{2}. Дальнейшее увеличение давления менее сказывается на сжимаемость. Поэтому в гидросистемах, в которых требуется малое влияние сжимаемости масла на скорость силового органа, по-видимому, следует применять давление $p \geqslant 35$ *кГ/см*^{2}.

Очень большое влияние на стабильность расхода масла через малые проходные отверстия (типа щелей) золотников и другой гидроаппаратуры оказывает склонность масел к облитерации, т. е. к уменьшению с течением времени или прекращению истечения жидкости. Это явление связано с процессом абсорбции поляризованными молекулами протекающей жидкости. В физике доказывается, что облитерация зависит от свойств жидкости и материала, из которого образовано проходное сечение. Экспериментально доказано, что трансфор-

маторное масло имеет наибольшую склонность к облитерации, а вода, например, наименьшую. Чем выше температура масла, чем



Фиг. 1. Зависимость сжимаемости масла от давления.



Фиг. 2. Зависимость сжимаемости масла с различным содержанием воздуха в нем от давления:

1 — при 1% воздуха; *2* — при 5% воздуха; *3* — при 10% воздуха; *4* — сжимаемость воздуха.

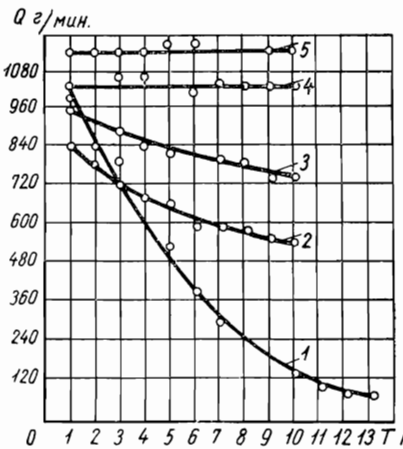
больше перепад давления и меньше вязкость, тем больше облитерация щели.

Толщина абсорбированных слоев поляризованных молекул может доходить до $\delta \approx 0{,}01$ *мм*, т. е. соизмерима с размером малых проходных сечений.

Уменьшению облитерации трансформаторного масла способствует обработка его силикагелем [6].

Однако полное уничтожение облитерации можно получить наложением осевых или угловых колебаний с частотой до 30 *гц* и амплитудой до 0,02 *мм* на некоторые детали, образующие проходное сечение.

На фиг. 3 показан график расхода масла через щель шириной $b = 0{,}02$ *мм* с углом кромки $\alpha = 90°$, перепадом давления $p = 5$ *ати* при температуре масла $t = 55°$ С. Осевые колебания с амплитудой 0,02 *мм* и частотой даже в 10 *гц*, наложенные на золотник с радиальным зазором 0,025 *мм*, обеспечивают постоянный во времени расход масла. Без наложенных колебаний расход масла в силу облитерации проходного сечения



Фиг. 3. Зависимость постоянства расхода масла через узкую щель при стационарном режиме и при режиме принудительных колебаний:

1 — без колебаний; *2* — при $f = 1$ *пер/сек*; *3* — при $f = 1{,}7$ *пер/сек*; *4* — при $f = 10$ *пер/сек*; *5* — при $f = 30$ *пер/сек*.

сильно уменьшается с течением времени. Так, например, начальный расход масла в 1040 *г/мин* через 12 *мин* сокращается до 80 *г/мин*, т. е. уменьшается на 960 *г/мин*. Малая частота колебаний $f \approx 2$ *гц* не обеспечивает устойчивого расхода масла; он несколько уменьшается с течением времени.

Наложение колебаний на управляющий золотник в системах автоматического регулирования и различных видах программного управления значительно увеличивает точность и чувствительность регулирования, сокращает статическое трение и т. д.

Кинематический коэффициент вязкости масла связан с условной вязкостью по Энглеру соотношением:

$$\nu = \left(0{,}0731\ E - \frac{0{,}0631}{E}\right) \text{ см}^2/\text{сек} \qquad (2)$$

или

$$\nu_c = 100 \cdot \nu \text{ сст}. \qquad (2_1)$$

Благоприятные перспективы применения в гидроприводах имеют силиконовые масла — кремнеорганические соединения, которые не замерзают при температурах до —70° С и не кипят при температурах до 200° С. Силиконы — прозрачные, как вода, но маслянистые жидкости — состоят из нитевидных кремнеорганических молекул. Силиконы можно несколько загустить добавкой графита, сажи.

Коэффициент теплопроводности минеральных масел связан с температурой, как и у других жидкостей, линейной зависимостью $\lambda_t = a + bt$ *ккал/см·сек·град*. Для индустриальных масел $a = 3 \cdot 10^{-4}$; $b = 1{,}25 \cdot 10^{-2}\ a$; для машинных масел $a = 2{,}7 \cdot 10^{-4}$; $b = 10^{-2}\ a$. Средняя удельная теплоемкость в интервале температур от 0 до 100° С составляет для минеральных масел $c = 0{,}40$ *ккал/кг·град*.

ГЛАВА II

ТРУБОПРОВОД ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СТАНКА

§ 3. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДА

В общем случае потеря давления в трубопроводе определяется по уравнению

$$\Delta p = \lambda \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \ \kappa\Gamma/см^2, \tag{3}$$

где λ — коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода; γ — удельный вес жидкости; l — длина прямой трубы; d — внутренний диаметр трубы; v — средняя скорость течения жидкости; g — гравитационное ускорение.

При ламинарном режиме ($Re = 2300$) для минерального масла $\lambda = \frac{75}{Re}$, где Re — число Рейнольдса. При турбулентном режиме ($2300 < Re < 10^5$) для медных и латунных труб $\lambda = 0{,}316 \cdot Re^{-0{,}25}$; для стальных шероховатых труб $\lambda = 0{,}06 \left(\frac{s}{d}\right)^{0{,}314}$ где s — абсолютная шероховатость стенок, лежащая в пределах (1 до 8) 10^{-5} *м*.

Для гибких шлангов, армированных внутри стальной спиралью, по техническим условиям Министерства химической промышленности коэффициент λ берется в зависимости от условного прохода d_y (см. ГОСТ 355-52).

d_y в *мм*	25	32	28	50
λ	0,051—0,057	0,058—0,065	0,072—0,090	0,083—0,094

Для гладких неармированных шлангов $s = a \cdot Re^{0{,}265}$ где $a = 0{,}38 \div 0{,}52$ — коэффициент, зависящий от числа Re, если оно находится в пределах $5000 < Re < 120000$.

Средняя скорость жидкости

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}, \tag{4}$$

где Q — расход жидкости.

Уравнение (3) в некоторых случаях удобно писать также в виде

$$\Delta p = \frac{16\gamma}{2g\pi^2 d^5}\lambda l Q^2 \quad \text{или} \quad \Delta p = A\lambda l Q^2,$$

где $A = \frac{16\gamma}{2g\pi^2 d^5}$ Если обозначить в последнем уравнении $A\lambda l = R$, где R — гидравлическое сопротивление, то

$$\Delta p = RQ^2. \tag{5}$$

Пользуясь терминологией электротехники, можно ввести понятия удельного гидравлического сопротивления

$$A = \frac{R}{\lambda l} \tag{6}$$

и проводимости

$$S = \frac{1}{\sqrt{R}}. \tag{7}$$

Потери от местных сопротивлений (фитинги, закругления трубопровода, аппаратура управления и регулирования и пр.) определяются по уравнению Вейсбаха

$$\Delta p_1 = \xi\gamma\frac{v^2}{2g} = \xi\gamma\frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4}, \tag{8}$$

где v — скорость жидкости за местом потерь.

Обозначив здесь $A_1 = \frac{16\gamma}{2g\pi^2 d^4}$ и $\xi A_1 = R_1$, где R_1 — гидравлическое сопротивление, уравнение (8) аналогично уравнению (5) можно выразить так:

$$\Delta p_1 = \xi A_1 Q^2 = R_1 Q^2. \tag{9}$$

Гидроаппаратуру (клапаны, золотники, дроссели, реле и пр.) соединяют, как и в электрических схемах, последовательно, параллельно или в последовательно-параллельные группы. При последовательном соединении расход жидкости на всем пути остается постоянным, а давление меняется по длине трубопровода. При параллельном соединении перепад давления для каждого участка постоянен, а расход жидкости по участкам распределяется обратно пропорционально их сопротивлениям.

Для расчета трубопровода должны быть известны его длина l и расход жидкости Q. Потеря давления и внутренний диаметр трубы являются искомыми величинами. Тогда, зная расход жидкости и выбрав соответствующую скорость жидкости в трубе, определяют диаметр отверстия трубы и затем — потерю давления.

Различают простые и сложные трубопроводы, а также трубопроводы большой и малой протяженности.

В простом трубопроводе диаметр d и расход жидкости Q остаются постоянными, подача жидкости — только транзитная, т. е. без отдачи в пути. Сложными называются трубопроводы, составленные из простых трубопроводов, соединенных последовательно или параллельно.

Трубопроводами малой протяженности называют такие, в которых наибольшая доля потерь обусловлена местными сопротивлениями. Гидросистемы станков обычно имеют трубопроводы малой протяженности, поэтому наибольшая доля потерь давления падает на местные сопротивления.

Линейные потери давления (потери на трение) учитываются в том случае, когда $l > 100d$.

Если местные сопротивления расположены одно от другого на расстоянии не меньше $l \geqslant (20 \div 30)\, d$, то поток масла стабилизируется и общая потеря от местных сопротивлений определяется арифметическим суммированием отдельных коэффициентов местных потерь. Если же эти расстояния меньше, чем $l \leqslant 20d$, то структура потока нарушается, близко расположенные местные сопротивления начинают оказывать влияние друг на друга. Точный расчет в подобных случаях невозможен, а арифметическое суммирование коэффициентов местных потерь дает лишь ориентировочное значение общей потери давления.

Норм или каких-либо рекомендаций на допускаемую величину потерь давления пока не установлено, да и установить их для общих случаев вряд ли возможно, так как эти потери зависят от качества монтажа, количества размещенной аппаратуры, количества фитингов и пр. Во всех случаях желательно, чтобы эти потери давления были возможно малыми.

Предприятиям, выпускающим серийную продукцию (гидроаппаратуру, панели управления, насосы и пр.), следует указывать по каждому виду продукции потерю давления и гарантировать ее величину.

Скорость масла в трубопроводе гидравлических систем станков может быть в довольно широких пределах — от 1 до 7 *м/сек* в зависимости от протяженности трубопровода и условий монтажа гидроаппаратов, количества местных сопротивлений, формы фитингов и пр.

В трубопроводах малой протяженности ($l < 100d$), в отверстиях привалочных поверхностей, а также в тех случаях, когда эквивалентная длина трубопровода небольшая, скорость масла в трубопроводе увеличивают до 6—7 *м/сек*, в остальных случаях ее уменьшают до 3—3,5 *м/сек*. В трубопроводах всасывания скорость масла для погружаемых насосов выбирают в пределах 1,5—2 *м/сек*, для непогружаемых насосов эту скорость уменьшают до 1,0—1,3 *м/сек*.

Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле

$$d \geqslant 4{,}6 \sqrt{\frac{Q}{v}}\ мм, \tag{10}$$

где Q — расход масла в *л/мин*; v — скорость масла в *м/сек*.

Потери напора определяются только от местных сопротивлений согласно уравнению (8), поскольку гидросистемы станков обычно имеют короткие трубопроводы ($l < 100d$)

$$\Delta p_1 = 1{,}6\gamma K_0 \frac{Q^2}{2gd^4}, \tag{11}$$

где K_0 — суммарный коэффициент местных потерь напорной и выходной трасс, равный

$$K_0 = \left[K_1 + \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 K_2\right] a, \tag{12}$$

где a — поправочный коэффициент на турбулентность (табл. 2);

Таблица 2

Поправочные коэффициенты на турбулентность

Число Рейнольдса	Коэффициент a	Число Рейнольдса	Коэффициент a	Число Рейнольдса	Коэффициент a	Число Рейнольдса	Коэффициент a	Число Рейнольдса	Коэффициент a
50	2,5	140	2,13	250	1,72	450	1,53	700	1,42
60	2,4	150	2,08	270	1,68	475	1,52	750	1,38
70	2,3	160	2,00	300	1,65	500	1,50	800	1,35
90	2,25	170	1,85	320	1,63	550	1,48	850	1,22
100	2,20	180	1,83	350	1,59	575	1,475	900	1,18
120	2,17	200	1,80	400	1,57	600	1,47	1500	1,12
130	2,15	220	1,76	425	1,55	650	1,45	2000	1,05

для турбулентного режима $a = 1$, для ламинарного режима

$$a = \left(\frac{2000}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}285}; \tag{13}$$

K_1 — суммарный коэффициент местных потерь напорной трассы; K_2 — суммарный коэффициент местных потерь сливной трассы; F_2 — площадь силового поршня со стороны штока; F_1 — площадь силового поршня со стороны противоположной штоку ($F_1 > F_2$).

Как показывают испытания, коэффициенты местных потерь для масла мало отличаются от коэффициентов потерь для воды. Поэтому при определении коэффициента K_0, можно пользоваться имеющимися во многих справочниках по гидравлике коэффициентами для воды. Наиболее характерные для трубопровода станков местные потери указаны в табл. 9.

Для ускорения расчета потерь давления от местных сопротивлений можно заранее составить таблицу так называемых «удельных потерь давления» m_0 (см. табл. 10):

$$m_0 = \frac{\Delta p_1}{K_0} = 1{,}6\gamma \frac{Q^2}{2gd^4}, \tag{14}$$

тогда общая потеря от местных сопротивлений во всей трассе будет

$$\Delta p_1 = K_0 m_0. \tag{15}$$

§ 4. ВЫБОР ТРУБ И МОНТАЖ ТРУБОПРОВОДА

В гидросистемах станков обычно применяют стальные бесшовные, холоднотянутые и горячекатаные трубы по ГОСТам 8733-58 и 8731-58; значительно реже — медные по ГОСТу 617-53. Последние применяют для внутреннего монтажа, притом только в стесненных местах (гнуть трубы из меди легче, чем из стали).

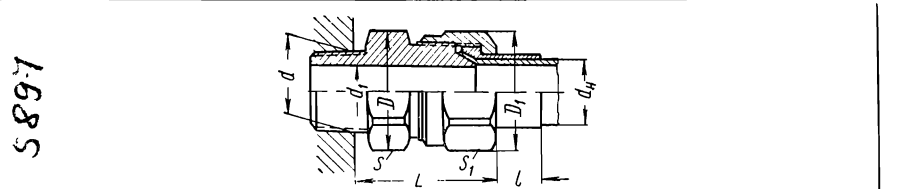
Трубы монтируются при помощи различного рода соединений, стандартных и нормализованных ЭНИМС.

Холоднотянутый сортамент применяют для трубопроводов с наружным диаметром до $d_н = 30$ *мм*. Горячекатаные трубы применяют для трубопроводов с наружным диаметром $d_н > 30$ *мм*. Материал труб — сталь марок 10 и 20.

С помощью развальцовки (табл. 3) соединяют медные (ГОСТ 617-53) и стальные (ГОСТы 8734-58 и 8732-58) трубы. Толщина стенки медных труб регламентирована размером $s \leqslant 2$ *мм*, стальных труб (сталь 10) размером до $s \leqslant 1{,}6$ *мм*. Наибольшее давление для медных труб установлено $p \leqslant 80$ *кГ/см*^{2}, а для стальных до $p \leqslant 320$ *кГ/см*^{2} (см. табл. 13 и 14). Коническая резьба штуцеров ограничивается диаметром до $d = 1''$

Таблица 3

Габаритные размеры соединений тонкостенных труб

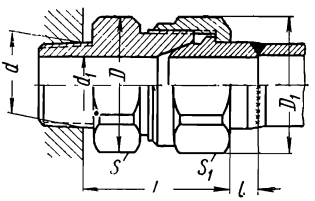


Диаметр трубы $d_н \times d$	Диаметр резьбы d	d_1	D	D_1	L	l	S подключ.	S_1 подключ.
4×3	$^1/_8''$	2,5	13,5	13,5	24	7	$12_{-0,24}$	$12_{-0,24}$
6×4,5		4	16	16	26	8	$14_{-0,24}$	$14_{-0,24}$
8×6	$^1/_4''$	5,5	19,5	19,5	30	9	$17_{-0,24}$	$17_{-0,24}$
10×8		7,5		21,5		10		$19_{-0,28}$
12×10	$^3/_8''$	9,5	21,5	25	34	11	$19_{-0,28}$	$22_{-0,28}$
15×12		11	27	27	38	12	$24_{-0,28}$	$24_{-0,28}$
18×15	$^1/_2''$	14	34	34	42	13	$30_{-0,28}$	$30_{-0,28}$
24×20	$^3/_4''$	19	41	41	46	15	$36_{-0,34}$	$36_{-0,34}$
30×25	$1''$	24	47	52	52		$41_{-0,34}$	$46_{-0,34}$

Приваркой к штуцеру (табл. 4) либо к переходной втулке (фиг. 4) соединяют трубы с более толстой стенкой $s > 2$ *мм*. Коническая резьба штуцера ограничивается диаметром $d \leqslant 2''$ Для давлений $p \leqslant 200$ *кГ/см*^{2} применяют трубы из стали марки 10 (по ГОСТу 8734-58) с наружным диаметром до 63 *мм* и толщиной до 8 *мм*. Для давлений до $p \leqslant 320$ *кГ/см*^{2} должны применяться трубы из стали марки 20 (по ГОСТу 8732-58) с теми же наружными диаметрами и толщиной стенки. Для труб бо́льшего наружного диаметра, начиная

Таблица 4

Габаритные размеры соединений толстостенных стальных труб

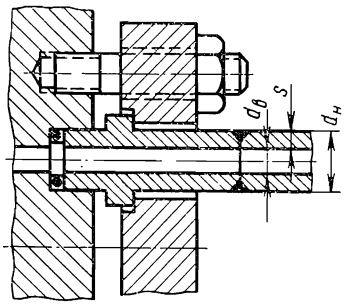


Диаметр трубы по ГОСТу 3262-55	Диаметр резьбы d	d_1	D	D_1	L	l	S подключ.	S_1 подключ.
$^1/_4''$	$^1/_4''$	8	21,5	25	34	6	$19_{-0,28}$	$22_{-0,28}$
$^3/_8''$	$^3/_8''$	11	27	27	37		$24_{-0,28}$	$24_{-0,28}$
$^1/_2''$	$^1/_2''$	14	34	34	42		$30_{-0,28}$	$30_{-0,28}$
$^3/_4''$	$^3/_4''$	19	41	41	47		$36_{-0,34}$	$36_{-0,34}$
$1''$	$1''$	25	47	52	52	7	$41_{-0,34}$	$46_{-0,34}$
$1^1/_4''$	$1^1/_4''$	32	56	62	58	8	$50_{-0,4}$	$55_{-0,4}$

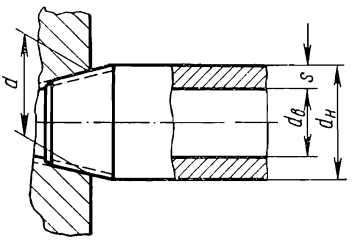
с $d_н \geqslant 63$ *мм*, применяют фланцевое соединение (фиг. 4). В этих случаях, в зависимости от давления, толщина труб из стали марки 20 может быть в пределах 6—20 *мм*. Так, для давления $p \leqslant 80$ *кГ/см*^{2}, толщина стенки может быть до $s = 6$ *мм*; для давления $p \leqslant 200$ *кГ/см*^{2} толщина стенки увеличивается до $s = 16$ *мм* и, наконец, для давлений $p \leqslant 320$ *кГ/см*^{2} толщина стенки должна быть в пределах $s = 16 \div 20$ *мм*.

В некоторых случаях, как, например, при ограниченном месте для монтажа, допускается бесштуцерное соединение трубопровода, непосредственно на конической резьбе (фиг. 5). Такой монтаж применяют для давлений $p \leqslant 200$ *кГ/см*^{2} при толщине трубы $s = 6 \div 8$ *мм*.

Отрезку труб на заданный размер производят на специальном станке, по определенной наладке и поэтому без разметки. Если толщина стенок труб 2—3 *мм* и больше, то с двух сторон заготовки трубы снимают фаски 45° × 0,5 *мм* для приварки штуцеров. Сварку производят постоянным током, используя электрод диаметром 3 *мм*, марки УОНИ 13-45. После этого очищают отверстия пескоструйным аппаратом, далее желательно цинкование резьбы штуцера для предохранения от коррозии. Оцинкованную часть трубы необходимо промыть и просушить с последующей очисткой внутренней поверхности чугунной дробью диаметром 2 *мм*. Окончательно внутренние поверхности труб промывают горячей водой и затем сушат горячим воздухом.



Фиг. 4. Соединение фланцевое при помощи сварки.



Фиг. 5. Соединение при помощи конической резьбы.

На некоторых заводах чистоту внутренней поверхности труб проверяют путем протягивания белой и чистой материи.

Гибку труб производят на специальном трубогибочном станке. Трубы диаметром до 30 *мм* и толщиной до 2 *мм* гнут в холодном состоянии, не заполняя их песком; все трубы диаметром больше 30 *мм* предварительно заполняют сухим песком.

Перед монтажом труб их предварительно проверяют на прочность гидростатическим давлением на специальном стенде. Все годные трубы глушат с двух сторон деревянными пробками во избежание загрязнения в дальнейшем при монтаже их на станке.

После монтажа на станке всего трубопровода, всей аппаратуры управления и силовых органов рекомендуется произвести промывку гидравлической системы станка, и для этого должен быть спроектирован специальный стенд.

Такая промывка способствует увеличению надежности работы гидросистемы, так как засорение масла даже небольшими механическими примесями значительно ускоряет износ деталей, перемещающихся относительно друг друга.

Таким образом, можно сформулировать некоторые требования к смонтированному на станке трубопроводу:

1) все соединения труб между собой, с аппаратурой управления и фитингами должны гарантировать механическую прочность;

2) все привалочные соединения должны обеспечивать абсолютную герметичность;

3) смонтированная гидросистема станка должна обеспечивать легкость монтажа и демонтажа и свободный доступ ко всем соединениям и гидроаппаратам.

Расход жидкости является основной характеристикой любого насоса и гидроаппарата. Ряд расходов жидкости нормализован ЭНИМС и приближенно составляет геометрический ряд со знаменателем $\varphi = 1{,}41$.

Нормальный ряд расхода жидкости (*л/мин*): 0,5; 1; 2; 3; 5; 8; 12; 18; 25; 35; 50; 70; 100; 140; 200; 280; 400; 560; 800; 1120; 1600; 2250; 3200; 4500; 6300; 9000; 12 000.

На основании ГОСТа 356-59 разработана нормаль рядов давлений (табл. 5) на рабочие, условные и пробные давления для насосов, гидроаппаратов, силовых цилиндров. На условные давления рассчитываются клапаны, золотники, насосы, работающие при отсутствии ударов, толчков. На рабочие давления рассчитывают насосы, предназначаемые для длительной работы. Испытание на прочность корпусов насосов и гидроаппаратов производят на пробное давление.

Таблица 5

Ряды давлений на гидроаппаратуру в *ати*

Давления рабочие $p_{раб}$	Давления условные p_y	Давления пробные $p_{пр}$	Давления рабочие $p_{раб}$	Давления условные p_y	Давления пробные $p_{пр}$	Давления рабочие $p_{раб}$	Давления условные p_y	Давления пробные $p_{пр}$
2	2,5	4	32	(40)	60	250	(320)	430
3	(4)	6	50	64	96	320	400	520
5	6	9	80	100	150	400	(500)	625
8	(10)	15	125	160	240	500	640	800
13	16	24	160	(200)	300	640	(800)	1000
20	25	38	200	250	350	—	1000	1200

Примечание. В скобках даны нерекомендуемые давления.

Ниже приведены специально составленные расчетные табл. 6—11 и дано несколько примеров пользования этими таблицами.

Пример 1. Известен расход масла $Q = 50$ *л/мин* при давлении $p = 25$ *кГ/см*^{2}. Соединение в развальцовку. Выбираем скорость масла v в трубопроводе в зависимости от протяженности и его назначения, например $v = 2{,}5 \div 3$ *м/сек*.

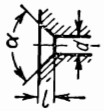
По табл. 9 при расходе масла $Q = 50$ *л/мин* и выбранной скорости $v = 2{,}5 \div 3$ *м/сек* находим: условный проход трубы $d_y = 20$ *мм*; присоединительная резьба — $\varnothing\ {}^3/_4''$; внутренний диаметр стальной трубы $d_в = 19$ *мм* (для медной трубы $d_в = 18$ *мм*); наружный диаметр $d_н = 22$ *мм*; скорость масла составляет $v = 2{,}67$ *м/сек*.

Таблица 6

Коэффициенты местных сопротивлений

Наименование местного сопротивления и его схема	Коэффициент местного сопротивления	
Вход в трубу. Кромка под углом 90° 	$\xi = 0{,}5$	
Вход в трубу. Кромка закругленная 	$\frac{r}{d} = 0{,}12$ $\frac{r}{d} = 0{,}16$	$\xi = 0{,}1$ $\xi = 0{,}06$

Вход в трубу Кромка конусная



$\alpha°$	l/d	ξ
60	0,1	0,18
60	0,25	0,13
50	0,6	0,1

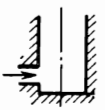
Проход через сетку



$$\xi = 1{,}3\left(1 - \frac{\Sigma f_0}{F}\right) + \left(\frac{F}{\Sigma f_0} - 1\right)^2$$

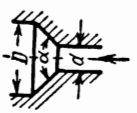
где Σf_0 — сумма площадей отверстий;
F — вся площадь сетки

Вход в цилиндр, бак, вообще в большую емкость

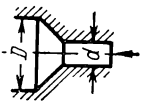
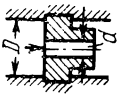
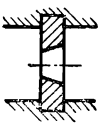
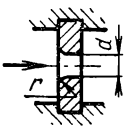


$\xi = 1{,}0$

Постепенное расширение



D/d	$\alpha = 5° \div 30°$	$\alpha = 30° \div 60°$
1,2—2	0,80—0,22	0,22—0,3
2—3	0,1—0,54	0,32—0,75
3—4	0,12—0,55	0,38—0,8

Наименование местного сопротивления и его схема	Коэффициент местного сопротивления				
Постепенное сужение 	$\xi_1 = \xi\left(1 - \frac{d}{D}\right)$, где ξ — сопротивление входа в трубу				
Резкий поворот трубы 	α° = 10 ξ = 0,04	30 0,17	50 0,4	70 0,7	90 1,12
Диафрагма с утолщенными краями 	$\frac{d}{D}$ = 0,2 ξ = 0,55	0,4 1,0	0,6 3,0	0,8 4,0	
Диафрагма с острыми краями 	$\xi = \frac{3,0}{\alpha^2}$				
	Re = $2 \cdot 10^2$ α = 1·18	$5 \cdot 10^2$ 1·19	10^3 1·15	$2 \cdot 10^3$ 1·11	$5 \cdot 10^3$ 1·06
Диафрагма с закругленными краями 	$\xi = \left(\sqrt{\beta} + 1\right)^2$				
	r/d = 0,04 β = 0,28	0,08 0,18	0,12 0,1	0,16 0,05	0,2 0,04
Колено 	$\xi_1 = \xi \frac{\alpha^\circ}{90^\circ}$				
	$d/2r$ = 0,1 ξ = 0,13	0 2 0,14	0,3 0.16	0,4 0,20	

Наименование местного сопротивления и его схема	Коэффициента местного сопрот				
Ответвления					
	$\xi = 0{,}5$;	$\xi = 1{,}3$;	$\xi = 3$;	$\xi = 0{,}05$;	$\xi = 0{,}1$
Задвижка круглого сечения 	$h/H = 0{,}1$ $\xi = 98$	0,3 10,0	0,5 2,1	0,7 0,44	
Кран пробковый (дроссель) 	$\alpha° = 5°$ $\xi = 0{,}05$	15° 0,75	25° 3,0	35° 9,7	55° 106

Пример 2. Известен расход масла $Q = 70$ *л/мин* при давлении $p = 250$ *кГ/см²*. Выбираем скорость масла в трубе $v = 2 \div 3$ *м/сек*. По табл. 10 находим скорость масла $v = 2{,}37$ *м/сек*. Условный проход трубы $d_y = 25$ *мм*; присоединительная резьба ∅ 1″ Наружный диаметр трубы $d_н = 32$ *мм*; внутренний диаметр ее $d_в = 22$ *мм*. Материал трубы сталь марки 20.

Пример 3. Известен расход масла $Q = 25$ *л/мин* и задана скорость масла в трубе $v = 1 \div 1{,}5$ *м/сек*. На трассе предусмотрено три поворота под углом $\alpha = 60°$ и смонтированы: дроссель Г77-11; реверсивный золотник Г72-12; обратный клапан Г51-22. Требуется определить потерю давления в трубопроводе.

По табл. 9 для заданной скорости находим: условный проход $d_y = 20$ *мм*; диаметр присоединительной резьбы — ∅ $^3/_4$″; наружный диаметр трубы $d_н = 22$; внутренний $d_в = 19$ *мм*; число Рейнольдса $\mathrm{Re} = 1330$. По табл. 8 определяем потери давления в гидроаппаратуре: для дросселя 2,5 *кГ/см²*; для реверсивного золотника 2,0 *кГ/см²*; для обратного клапана 2,0 *кГ/см²*. По табл. 6 коэффициенты местных потерь составят: поворот трубопровода (три поворота) $\xi = 3 \cdot 0{,}55 = 1{,}65$; вход в трубу и выход $\xi = 1 \cdot 2 = 2$. Общие потери давления составят: $2{,}5 + 2 + 2 = 6{,}5$ *кГ/см²*, а коэффициенты местных потерь $1{,}65 + 2 = 3{,}65$. По табл. 10 для $d_y = 20$ *мм* удельная потеря давления в трубе $m_0 = 0{,}0078$. Поправочный коэффициент на турбулентность, по табл. 2, $a = 1{,}12$. Поэтому общая потеря давления от суммы местных сопротивлений [см. уравнение (15)] составит

$$\Delta p_1 \quad (K_0 + K_0') \cdot a \cdot m_0 = 3{,}65 + \frac{6{,}5}{0{,}0078} \cdot 1{,}12 \cdot 0{,}0078 \quad 7{,}5\ кГ/см^2.$$

Таблица 7

Удельные потери давления m_o от местных сопротивлений

Расход масла в *л/мин*	Условный проход d_y в *мм*												
	3	4	6	8	10	10	12	16	20	25	32	40	50
	Присоединительная резьба в дюймах												
	1/8	1/8	1/4	1/4	3/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2
	Внутренний диаметр трубы $d_в$ в *мм*												
	3	4,5	6	8	10	10	12 13	13 15 16	19 18 16	24 22 25	30	38	47 51
0,5	0,0062	0,0012	0,0008	0,00015	0,00005	0,00034							
1,0	0,025	0,0049	0,0015	0,0003	0,0002	0,00014	0,0001						
2,0	0,10	0,019	0,0061	0,0012	0,0008	0,00055	0,004	0,00016	0,00005				
3,0	0,225	0,044	0,014	0,0027	0,0018	0,00123	0,0009	0,00036	0,00012				
5,0		0,122	0,038	0,0076	0,0050	0,0034	0,0025	0,001	0,00031	0,00013	0,0004		
8,0			0,10	0,0194	0,013	0,0087	0,0065	0,0026	0,0008	0,00034	0,0001	0,00005	
12,0			0,22	0,044	0,03	0,0196	0,015	0,0058	0,0018	0,00075	0,00022	0,00012	0,00004
18,0				0,10	0,063	0,043	0,0315	0,01255	0,0038	0,0016	0,00047	0,00025	0,00009
25,0				0,19	0,125	0,085	0,0625	0,025	0,0078	0,0032	0,00094	0,00018	0,00008
35,0							0,1225	0,049	0,0153	0,0085	0,00184	0,00096	0,00036
50,0								0,10	0,0312	0,0128	0,0038	0,00195	0,00074
70,0								0,196	0,0612	0,025	0,0074	0,0038	0,00145
100,0									0,125	0,051	0,015	0,0078	0,00296
140,0										0,10	0,03	0,015	0,0058
200,0										0,205	0,06	0,031	0,018
280,0											0,118	0,0612	0,0234
400,0												0,125	0,0473
560,0													0,0928
800,0													0,184

Таблица 8

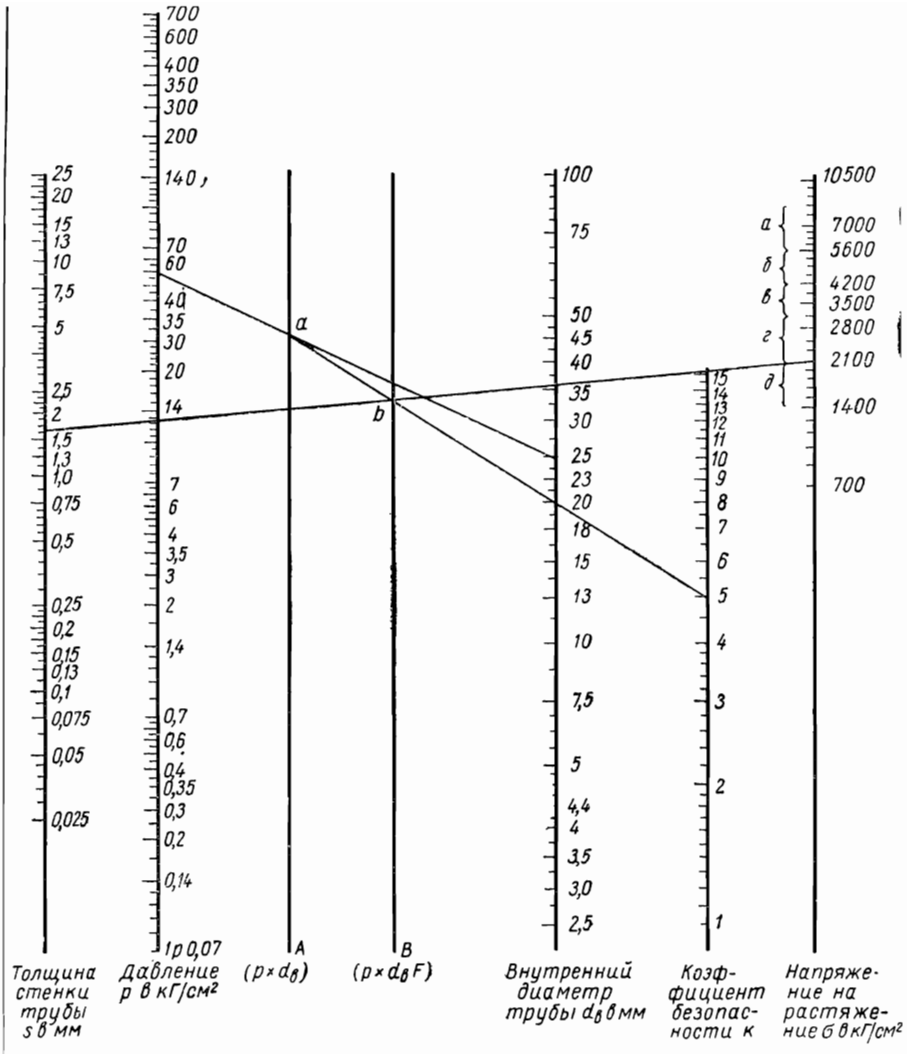
Потери давления в нормальной гидроаппаратуре

Типоразмер	Наименование аппаратуры	Интервал расходов жидкости в *л/мин*	Потеря давления в *кГ/см²*
Г54-13	Напорный золотник	3—35	2,5
Г54-14	То же	3—70	1,3
Г54-15	»	8—140	3,0
БГ54-13	»	8—35	5,3
БГ54-14	»	8—70	3,5
Г66-23	Напорный золотник с обратным клапаном	3—35	2,4
Г66-24	То же	3—70	2,5
БГ66-24	»	8—35	3,5
БГ66-24	»	8—70	3,7
Г51-21	Обратный клапан	8	2,0
Г51-22	То же	18	2,0
Г51-23	»	35	2,0
Г51-24	»	70	2,0
Г51-25	»	140	1,5
Г51-26	»	280	1,5
Г51-27	»	560	1,5
Г53-14	Разделительная панель	70	3,0
Г53-16	То же	140	3,0
Г77-11	Дроссель	12	2,5
Г77-14	»	70	3,5
Г72, Г73-11	Реверсивный золотник	8	2,0
Г72, Г73-12	То же	18	2,0
Г72, Г73-13	»	35	2,0
Г72, Г73-14	»	70	2,0
Г72, Г73-16	»	140	2,0
Г72, Г73-17	»	280	1,5
Г72, Г73-19	»	560	1,5
Г74-12, 13, 14, 16	Золотник с ручным управлением	18—140	3,0
Г71-21	Кран управления	8	1,5
Г74-33, 34	Двухходовой золотник	35—70	2,6

Толщину стенок труб из различных материалов (нержавеющая сталь, хромомолибденовая сталь, монель-металл, углеродистая сталь, медь, бронза, алюминий) можно определять по номограмме (фиг. 6), графически представляющей решение уравнения

$$s = \frac{pdK}{2\sigma},$$

где s — толщина стенки трубы в *см*;
p — давление в трубе в *кГ/см²*;
d — внутренний диаметр трубы в *см*;
K — коэффициент безопасности;
σ — допускаемое напряжение на растяжение материала трубы в *кГ/см²*.



Фиг. 6. Номограмма для выбора размеров и материала трубопровода:

а — нержавеющая и хромомолибденовые стали; *б*—монель-металл и медноникелевые сплавы *в* — высококачественная бронза и углеродистая сталь; *г* — медь; *д* — алюминиевые сплавы.

Расчетные данные для трубопровода из стальных тонкостенных (из стали марки 10) и медных труб по ГОСТам 8731-58 и 617-53. Соединение со штуцером в развальцовку, резьба по ГОСТу 6111-52 (см. табл. 3)

Параметры труб и расходы масла	Условные проходы d_y в *мм*						
	6	8	10	12	16	20	25
Диаметр присоединительной резьбы d в дюймах	1/4	1/4	3/8	3/8	1/2	3/4	1
Наружный диаметр трубы $d_н$ в *мм*	8	10	12	14	18	22	28
Внутренний диаметр стальной трубы d в *мм*	5	8	10	12	16	19	25
То же медной	6	8	10	12	15	18	24
Площадь отверстия стальной трубы в $см^2$	0,33	0,50	0,78	1,13	2,0	3,14	4,91
То же медной	0,28	0,50	0,78	1,13	1,77	2,54	4,50
Расход масла в *л/мин*	Числа Рейнольдса (вверху) и скорость масла в трубе в *м/сек* (внизу)						
0,5	90 0,30	68 0,17	50 0,10	— —	— —	— 	— —
1,0	177 0,59	132 0,33	105 0,21	90 0,15	— —	— —	— —
2,0	360 1,19	270 0,67	215 0,47	180 0,30	142 0,19	110 0,11	— —
3,0	540 1,78	400 1,00	320 0,64	265 0,44	200 0,27	160 0,16	125 0,10
5,0	900 2,98	680 1,70	445 0,85	425 0,74	350 0,47	270 0,27	210 0,17
8,0	1430 4,76	1000 2,52	855 1,71	710 1,18	560 0,75	420 0,42	340 0,27
12,0		1600 4,00	1280 2,56	1060 1,77	850 1,13	640 0,64	510 0,41
18,0		6.0	1930 3,85	1600 2,66	1260 1,68	960 0,96	760 0,61
25,0			5,34	3,70	1770 2,36	1330 1,33	1060 0,85
35,0				5,16	3,30	1860 1,86	1500 1,19
50,0					4,72	2,67	2100 1,70
70,0					6,60	3,74	2,37
100,0						5,32	3,40
140,0							4,75
200,0							6,84

Таблица 10

Расчетные данные для трубопровода из толстостенных стальных труб (ГОСТ 8734-58 и ГОСТ 8732-59). Соединение в приварку. Штуцер с резьбой по ГОСТу 6111-52 (см. табл. 4)

Параметры труб и расходы	Условные проходы d_y в *мм*					
	10	12	16	20	25	32
Диаметр присоединительной резьбы d в дюймах	$^1/_4$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^3/_4$	1	$1^1/_4$
Наружный диаметр трубы $d_н$ в *мм*	14	18	22	28	32	42
Внутренний диаметр для $p \leqslant 80$ *кГ/см²* из стали марок 10 и 20	10	13	16	20	24	34
То же для $p \leqslant 200$ *кГ/см²* из стали марок 10 и 20	10	13	16	20	22	30
То же для $p \leqslant 320$ *кГ/см²* из стали марок 10 и 20	10	13	16	20	22	30
Площадь отверстия трубы в *см²*	0,64	0,78	1,77	3,14	4,50 3,86	9,15 7,06

Расход масла в *л/мин*	Числа Рейнольдса (вверху) и скорость масла в трубе в *м/сек* (внизу)					
0,5	58 0,13	55 0,10				
1,0	117 0,26	120 0,21				
2,0	230 0,52	240 0,43	142 0,19	110 0,11		
3,0	350 0,78	350 0,64	200 0,27	160 0,16	125 0,10	
5,0	590 1,30	470 0,85	350 0,47	270 0,27	210 0,17	170 0,10
8,0	940 2,08	940 1,71	560 0,75	420 0,42	340 0,27	290 0,17
12,0	1400 3,13	1410 2,56	850 1,13	640 0,84	500 0,41	425 0,25
18,0	2100 4,70	2100 3,85	1260 1,68	960 0,96	760 0,61	630 0,37
25,0	6,5	5,34	1770 2,36	1330 1,33	1060 0,85	880 0,52
35,0			3,30	1860 1,86	1500 1,19	1240 0,73
50,0			4,72	2,67	2100 1,70	1770 1,04
70,0				3,74	2,37	1,45
100,0				5,32	3,40	2,10
140,0					4,75	2,90
200,0					6,80	4,15
280,0						5,80

Таблица 11

Расчетные данные для трубопровода из стальных толстостенных труб по ГОСТу 8734-58 из стали марки 10 и по ГОСТу 8732-59 из стали марки 20. Соединение фланцевое (см. фиг. 4 и 5)

Параметры труб и расходы масла		Условные проходы d_y в *мм*						
		40	50	70	80	100	125	150
Диаметр присоединительной резьбы d в дюймах		$1^1/_2''$	2	—	—	—	—	—
Наружный диаметр трубы $d_н$ в *мм*		50	63	76	89	114	140	168
Внутренний диаметр трубы d в *мм*	для $p \leqslant 80$ *кГ/см²*	38	51	64	81	104	128	152
	$p \leqslant 200$ *кГ/см²*	38	47	60	73	94	114	136
	$p \leqslant 320$ *кГ/см²*	38	47	56	69	88	108	128
Площадь отверстия трубы в *см²*	$p \leqslant 80$ *кГ/см²*	11,2	20,4	32,0	48,5	81,0	118	180
	$p \leqslant 200$ *кГ/см²*	11,2	17,2	28,0	41,5	69,0	102	180
	$p \leqslant 320$ *кГ/см²*	11,2	17,2	24,0	37,0	60,0	91,0	128

Расход масла в *л/мин*	Числа Рейнольдса (вверху) и скорость масла в трубе в *м/сек* (внизу)						
8,0	220						
	0,11				0,02	0,01	0,01
12,0	320	260					
	0,16	0,10			0,03	0,02	0,01
18,0	480	380	300				
	0,24	0,15	0,09		0,04	0,03	0,02
25,0	660	500	420	350			
	0,33	0,20	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03
35,0	920	740	575	480			
	0,46	0,29	0,18	0,12	0,08	0,06	0,04
50,0	1320	1000	830	700			
	0,66	0,41	0,26	0,18	0,12	0,07	0,06
70,0	1860	1450	1150	960			
	0,98	0,57	0,36	0,25	0,16	0,11	0,08
100,0		2000	1670	1400			
	1,33	0,82	0,52	0,36	0,24	0,16	0,11
140,0				1900			
200,0	1,86	0,14	0,73	0,50	0,33	0,23	0,16
280,0	2,65	1,64	1,04	0,71	0,48	0,31	0,22
400,0	3,72	2,30	1,45	1,00	0,67	0,44	0,32
560,0	5,30	3,27	2,07	1,43	0,96	0,62	0,65
800,0		5,12	2,90	2,00	1,33	0,87	0,65
		6,54	4,14	2,85	1,90	1,24	0,89

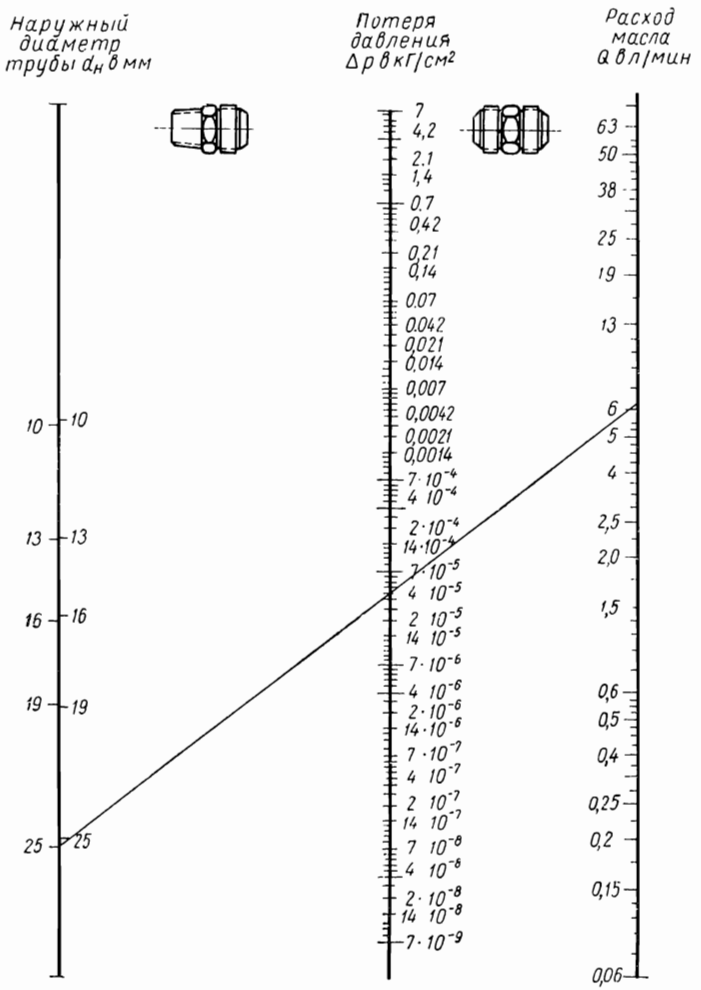
Номограмма имеет вспомогательные шкалы A и B. Шкала A определяет вспомогательную (переходную) точку, если задано давление p и внутренний диаметр трубы $d_в$.

Шкала B служит для определения вспомогательной точки, если предварительно выбран коэффициент безопасности K. Например, дано давление $p = 60$ *кГ/см*^{2} и внутренний диаметр трубы $d_в = 25$ *мм*, надо определить толщину стенки медной трубы. На шкалах давления p и диаметров $d_в$ отыскиваем точки 60 и 25; соединяя их прямой, отмечаем точку a на шкале A. Задаваясь коэффициентом безопасности K, например, $K = 5$, соединяем точку a с цифрой *5* и на пересечении со шкалой B находим точку b. Выбрав на шкале напряжений допускаемое напряжение медной трубы, например $\sigma = 2100$ *кГ/см*^{2}, соединяем эту точку с точкой b и, продолжая линию, находим на шкале «толщина стенки» $s = 1{,}65$ *мм*.

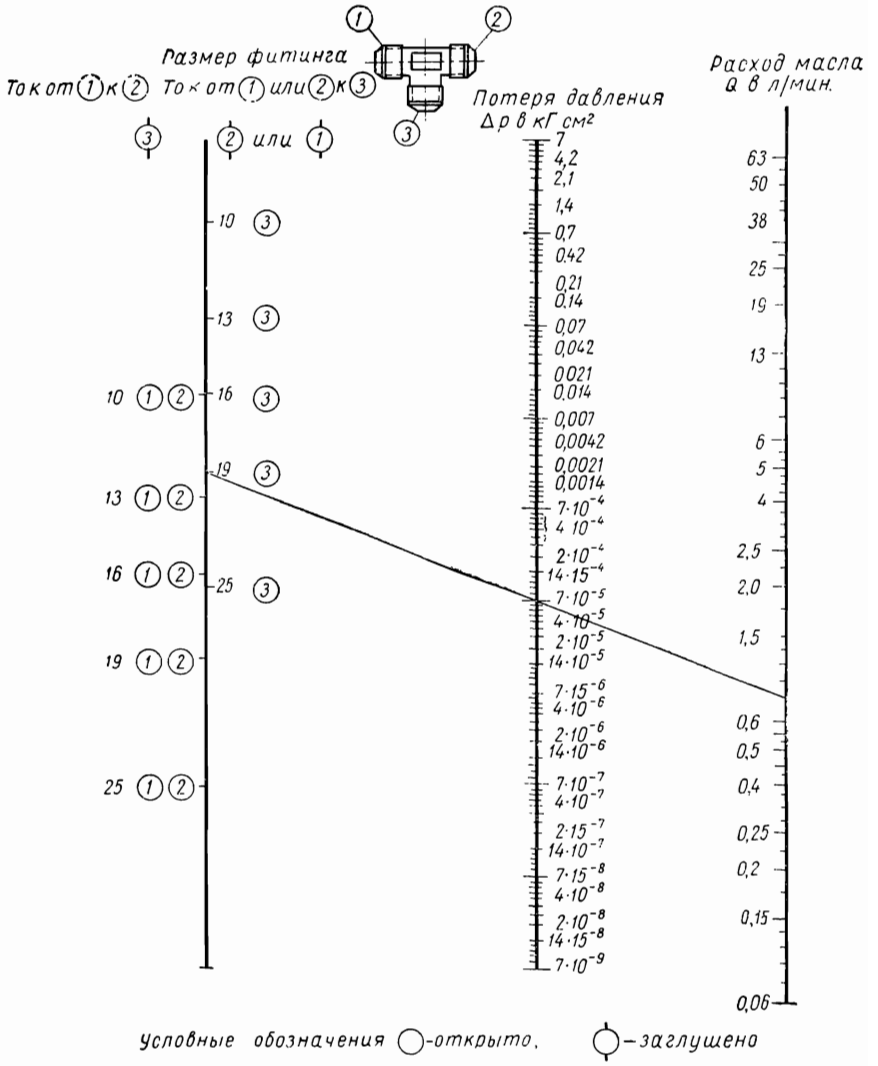
Для определения потерь давления в различного рода фитингах (прямых, угловых и тройниках) можно пользоваться номограммами (фиг. 7, 8, 9), в которых потеря давления дана в зависимости от расхода масла и наружного диаметра трубы.

Номограмма фиг. 10 показывает сравнительную потерю давления в обратных клапанах, имеющих различную форму затвора. Так, например, наибольшая потеря давления имеет место в двойном шаровом клапане. Потери давления в конусных и одинарных шаровых клапанах почти совпадают. Наибольшую потерю давления в угловых обратных клапанах (фиг. 11) показал шаровой клапан, имеющий литую фигурную полость. В тарельчатом и угловом конусном клапанах потери давления почти одинаковы.

В настоящее время достаточно подробно изучено давление сред примерно до 1000 *кГ/см*^{2}. Более высокими давлениями и сверхвысокими давлениями занимается физика высоких давлений. Наблюдениями установлено, что сверхвысокие давления для многих отраслей техники открывают весьма заманчивые перспективы. Как известно, тело, помещенное в среду высокого давления, уменьшает свой объем и увеличивает плотность. При очень высоких давлениях газообразные вещества, как известно, переходят в жидкое или твердое состояние. Твердые тела, например металлы, подвергнутые сверхвысокому давлению, перестраивают свою кристаллическую решетку и поэтому резко меняют свои механические свойства. Так, например, чугун при высоких давлениях до 30 000 *кГ/см*^{2} становится прочным на разрыв, с напряжением, превышающим 330 *кГ/мм*^{2}, и очень пластичным. Образец из стали под давлением 28000 *кГ/см*^{2} показал напряжение на разрыв в 340 *кГ/мм*^{2}, а при увеличении давления до 100000 *кГ/см*^{2} напряжение на разрыв увеличилось более чем вдвое. При волочении, как известно, проволока становится хрупкой и малопластичной. Однако, если ее протягивать в среде с давлением 8000 *кГ/см*^{2}, она приобретает пластичность и становится прочнее почти в два раза. Струя жидкости, вытекающая под давлением 1500 *кГ/см*^{2}, напоминает натянутую стальную проволоку. При ударе по такой струе металлическим предметом он отскакивает от нее. Понятно,



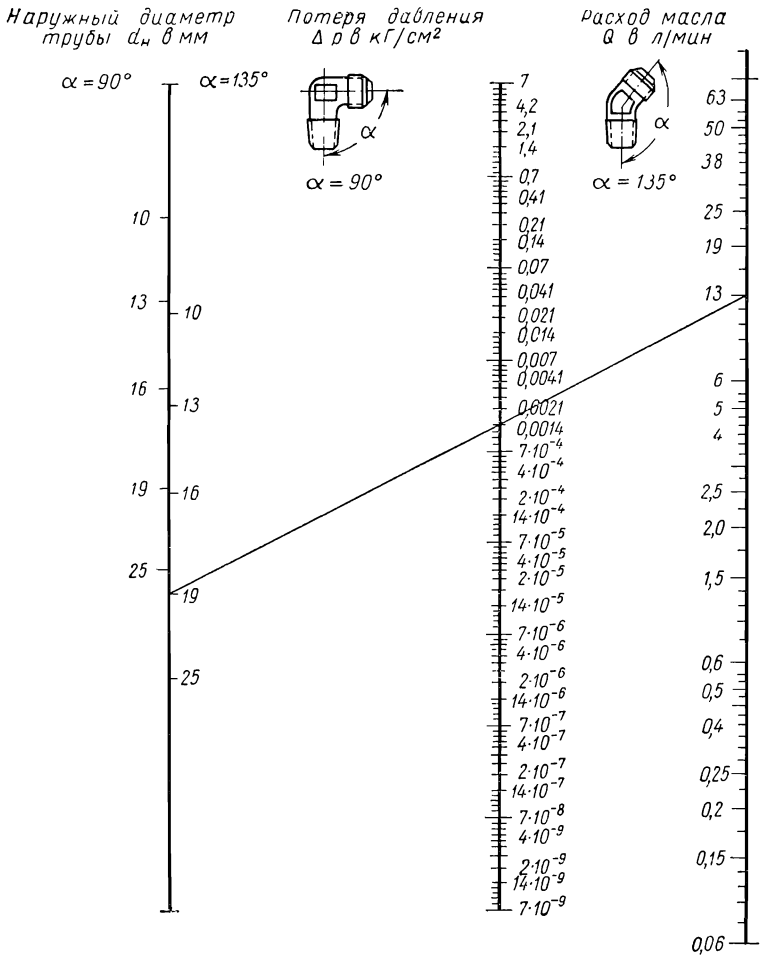
Фиг. 7. Номограмма для определения потерь давления в прямых ниппельных соединениях.



Фиг. 8. Номограмма для определения потерь давления в тройниках.

что такая струя обладает огромной пробивной силой; может свободно резать толстый лед, уголь, производить очистку корпусов кораблей, заменить работу пескоструйного аппарата в литейных цехах.

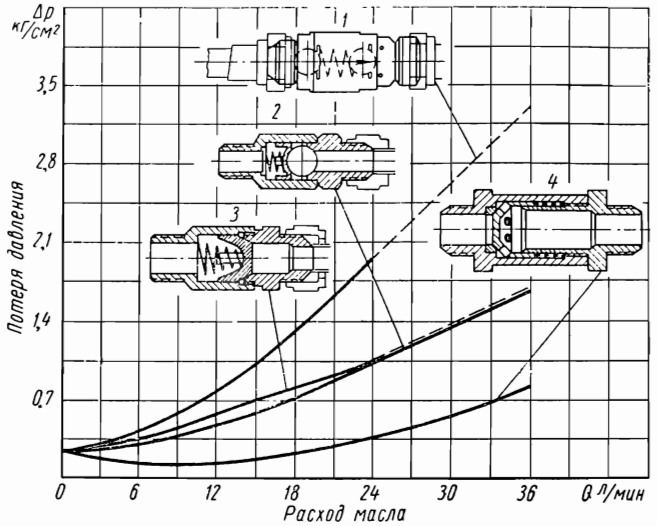
Соединение высоких давлений и температур позволило осуществить соединение бора и азота и получить сверхтвердое вещество —



Фиг. 9. Номограмма для определения потерь давления в угловых ниппелях.

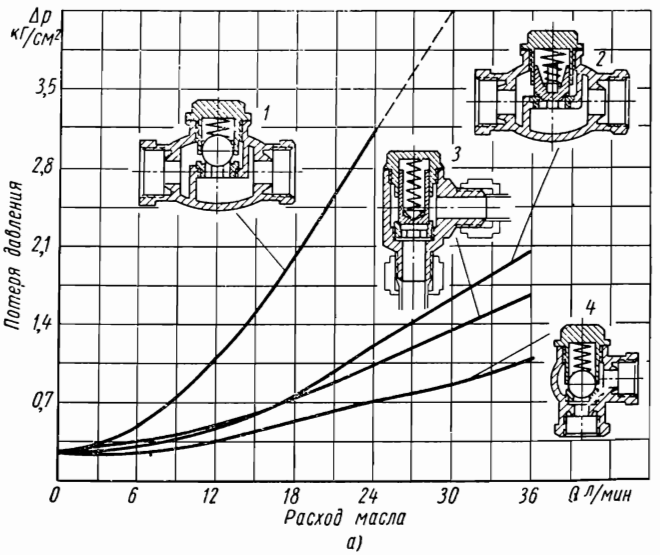
боразон, по твердости превышающий алмаз и могущий работать при температурах до 2500° С.

Алмаз и графит состоят из одних атомов углерода. Если изменить кристаллическую решетку графита, то он становится алмазом. Для этого преобразования необходимо давление 100 000 *кГ/см²* и температура 3000° С.



Фиг. 10. Зависимость потери давления в обратных клапанах от расхода масла:

1 — для двойного шарового клапана; *2* — для шарового клапана; *3* — для конусного клапана; *4* — для тарельчатого клапана.



а)

Фиг. 11. Зависимость потери давления в угловых обратных клапанах от расхода масла:

1 — для шарового клапана; *2* — для тарельчатого клапана; *3* — для углового конусного клапана; *4* — для шарового углового клапана.

§ 5. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ЭЛЕКТРОАНАЛОГИИ И МОДЕЛИРОВАНИЯ

Явления, происходящие в различных системах — гидравлических, электрических, механических, пневматических, — как известно, несмотря на совершенно различную физическую природу, имеют одинаковую структуру дифференциальных уравнений, описывающих аналогичные процессы, происходящие в этих системах. Так, например, дифференциальное уравнение математического маятника аналогично уравнению колебательного контура; силы трения, полезные усилия в гидравлической или механической системах подобны электрической системе, имеющей омическое и индуктивное сопротивления и емкость; масса, протяженность, время и сила в гидравлической системе соответствуют в электрической системе индуктивности, количеству электричества, времени и напряжению. На основе этого подобия можно составить сравнительную таблицу (табл. 12).

Таблица 12

Сравнительная таблица аналогов механических и электрических величин

Прямолинейное движение	Вращательное движение	Соответствующий аналог
Путь x	Угол поворота φ	Количество электричества q
Скорость $v = \frac{dx}{dt}$	Угловая скорость $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$	Сила тока $i = \frac{dq}{dt}$
Сила P	Крутящий момент M	Напряжение U
Ускорение $a = \frac{dv}{dt}$	Угловое ускорение $j = \frac{d\omega}{dt}$	Изменение силы тока во времени $\frac{di}{dt}$
Сила инерции $m\frac{dv}{dt}$	Момент инерции $J\frac{d\omega}{dt}$	Э. д. с. самоиндукции $L\frac{di}{dt}$
Мощность Pv	Мощность $M\omega$	Мощность Ui
Кинетическая энергия $m\frac{v^2}{2}$	Кинетическая энергия $J\frac{\omega^2}{2}$	Электромагнитная энергия $L\frac{i^2}{2}$

Таким образом, эти уравнения описывают подобные, но качественно отличающиеся друг от друга процессы.

Переходный процесс гидросистемы с сопротивлением, пропорциональным первой степени скорости, выражается уравнением

$$P \quad M\frac{dv}{dt} + kv.$$

Решение этого уравнения будет:

$$v = \frac{P}{k}\left(1 - e^{-\frac{kt}{M}}\right) \tag{16}$$

Переходный процесс в электроцепи, имеющей индуктивную нагрузку, описывается уравнением

$$u = L\frac{di}{dt} + ri.$$

Решение этого уравнения будет:

$$i = \frac{u}{r}\left(1 - e^{-\frac{rt}{L}}\right). \tag{17}$$

Эти два уравнения совершенно идентичны по форме, но описывают отличные друг от друга явления.

На существующее единство происходящих явлений и процессов в различных физических системах указывал В. И. Ленин в книге «Материализм и эмпириокритицизм»: — «Единство природы обнаруживается в «поразительной аналогичности» дифференциальных уравнений, относящихся к разным областям явлений»[1].

Поэтому возникает стремление для различных испытаний и исследований гидравлическую систему или отдельный гидравлический механизм заменить некоторой электрической моделью, в которой каждый элемент (если исследуется гидросистема) будет служить аналогом соответствующего гидравлического механизма. В таких случаях решают дифференциальное уравнение в той системе, в которой наиболее удобно, тогда ожидаемый результат решения получается наиболее точным. Такой электрический аналог реального механизма называется математической моделью явления, в которой все математические уравнения и закономерности соответствуют закономерностям изучаемого явления. Чем точнее математическая модель приближается к действительному (изучаемому) явлению, тем точнее будет результат исследования.

Наибольшее распространение получили электронные моделирующие устройства, собранные на усилителях постоянного тока, поэтому процессы, происходящие в модели, можно визуально наблюдать, осциллографировать, измерять напряжение и пр.

Характерной особенностью последнего периода времени является широкое применение моделирования в самых различных областях науки и техники. Такая возросшая роль математики объясняется усложнением изучаемых процессов и наличием стоящих перед наукой и техникой различных проблем. Все это вместе взятое создает необходимость более глубокого и точного исследования и анализа.

---

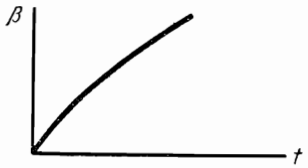
[1] В. И. Ленин. Сочинения, изд. 4-е. Госполитиздат, 1951, т. XIV, стр. 276.

Математическое моделирование воспроизводит идеализированный процесс и исследует заданное уравнение. Например, уравнения (16) и (17) представляют собой уравнения экспоненциального переходного процесса (фиг. 12) в виде

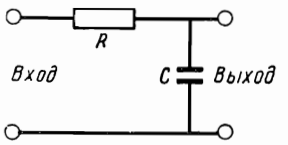
$$\beta = K\left(1 - e^{-\alpha t}\right),$$

где $K = \frac{P}{k}$ и $\alpha = \frac{k}{M}$.

Такой процесс можно с большой точностью заменить электрической моделью по схеме $R - C$ (фиг. 13).



Фиг. 12. Характеристика экспоненциального переходного процесса.

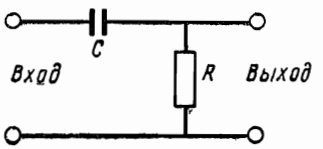


Фиг. 13. Электрическая модель экспоненциального переходного процесса.

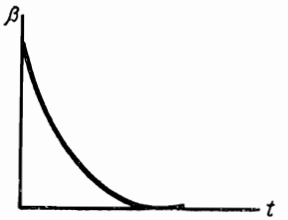
Если с выхода подать напряжение на пластины осциллографа, то электронный луч, в зависимости от величин K и α, прочертит на экране соответствующую кривую. Поменяв местами сопротивление R и емкость C (фиг. 14), получим гиперболический переходный процесс, соответствующий характеристике, показанной на фиг. 15, и уравнению

$$\beta = K_1 e^{-\alpha t}$$

При исследованиях, связанных с вопросами регулирования и стабилизации силового органа, с установлением точности следящих систем и их устойчивостью, т. е. во всех тех случаях, когда необходимо учитывать инерцию, сопротивление и деформацию гидравлической системы, переходные процессы имеют колебательный и периодический характер, в виде кривых (фиг. 16) соответственно уравнению $\beta = K_2 e^{-\alpha t} \sin mt$. Электрический аналог такого процесса может быть представлен схемой, приведенной на фиг. 17.



Фиг. 14. Электрическая модель гиперболического переходного процесса.

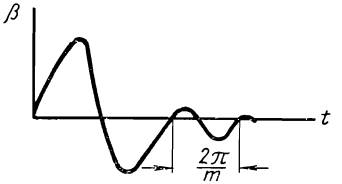


Фиг. 15. Характеристика гиперболического переходного процесса.

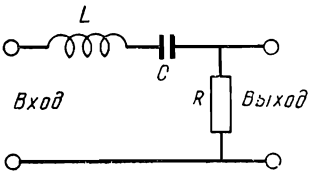
Принципы моделирования могут быть широко использованы при разработке новых, достаточно сложных, гидравлических схем:

в случае автоматического регулирования по нескольким параметрам при наличии в системе регулирования нелинейных элементов, элементов с переменными параметрами, в гидросхемах многокоординатного копирования. Во всех этих случаях расчет весьма затруднен, а в некоторых случаях вообще невозможен.

Одной из наиболее важных и перспективных областей применения математического моделирования являются вопросы экономики и решения некоторых практических производственных задач. Так, например, применяя моделирование, удалось определить оптимальные размеры раскроя листового проката для вентилятора ЭВР-3 (Крюковский завод) и это позволило сэкономить 11,7% проката, кроме того, моделирование показало, что вместо пяти стандартов сортового листа стали можно обойтись двумя стандартами.



Фиг. 16. Характеристика колебательного апериодического процесса.



Фиг. 17. Электрическая модель колебательного апериодического процесса.

За последнее время моделирование настойчиво проникает в самые разнообразные области человеческой деятельности. Так, например, лаборатория систем передачи информации АН СССР проводит работу, связанную с конструированием «узнающей машины». Создание такой машины позволило бы полностью автоматизировать процессы сборки различных механизмов и машин; создать автомат-стенограф; в сочетании телефона с телеграфом такая машина будет стенографировать живую речь и сразу же выдавать печатный текст.

В последнее время разрабатываются методики электромоделирования автоматических линий, что позволит решать довольно большой круг вопросов, связанных с оценкой надежности работы автоматических линий; с компоновкой линии и выбором ее оптимальных значений; производить сравнительную оценку компоновок линий. Моделирование предположено осуществить двумя путями: а) на основе использования реле разных видов, гидромеханических и механических устройств и электронных устройств и б) как программное численное моделирование с применением универсальных электронно-вычислительных машин со специальной системой счета.

Подробно о моделировании изложено в литературе [9], [10].

§ 6. ДЕФОРМАЦИЯ ТРУБОПРОВОДА

При обработке металлов возникают силы резания той или иной величины. Они воспринимаются жидкостной средой и далее передаются силовому органу и системе трубопровода. Он деформируется

в продольном и поперечном направлениях и вследствие этого изменяет свой объем. Одновременно происходит сжатие жидкости и изменение ее объема. Скорость деформации медленная, поэтому инерцией деформирующейся массы пренебрегают, и тогда любое промежуточное ее положение будет равновесным. В этом случае работа внутренних сил упругости равна по величине (но противоположна по знаку) работе внешних сил, переходящих в потенциальную энергию деформированной массы. При уменьшении нагрузки накопленная потенциальная энергия возвращается обратно в гидросистему и производит работу, например в виде изменения скорости силового органа, создавая неравномерность его хода, или при определенных условиях может способствовать возникновению колебаний.

Работа сжатия жидкости

$$A = \frac{\Delta p \Delta V}{2} = \frac{(p - p_0)^2 V \beta}{2} \; кГ \cdot см$$

переходит в тепло и нагревает жидкость.

Здесь Δp — прирост давления в системе; V — объем жидкости в системе на стороне нагнетания, равный сумме: половина объема силового цилиндра (если привод поступательного движения) плюс объем напорного трубопровода и плюс половина расхода насоса на один его оборот; если привод вращения, то вместо объема силового цилиндра учитывается половина расхода жидкости гидромотора на один его оборот; β — коэффициент сжимаемости жидкости (для минеральных масел см. на стр. 10, для воды $\beta = 42 \cdot 10^{-6}$, для глицерина $\beta = 22 \cdot 10^{-6}$, для ртути $\beta = 2{,}7 \cdot 10^{-6}$). Кроме того, нагреву жидкости в значительно большей степени способствуют всевозможные виды дросселирования жидкости (слив избытка жидкости через предохранительный клапан, потери через различные неплотности в гидросистеме). Под влиянием температуры объем системы трубопровода также изменяется.

В результате объемных потерь через неплотности, всегда имеющиеся в любой гидравлической системе, циркулирующий расход жидкости изменяется, а это также равносильно изменению объема системы.

Таким образом, объем гидравлической системы может измениться в результате упругих деформаций системы и в результате изменения объема циркулирующей в системе жидкости.

Способность гидросистемы оказывать сопротивление действующим силам называется, как известно, «жесткостью». Если изменение объема системы происходит под действием упругих сил, то такое изменение характеризует «динамическую жесткость» системы. Она тем больше, чем меньше деформация трубопровода, т. е. чем меньше накопленная потенциальная энергия в деформированном трубопроводе.

Величина объемных потерь циркулирующей жидкости определяет «кинематическую жесткость» системы. Чем меньше такая жесткость, тем больше колебания в скорости силового органа, тем больше

неравномерность его хода. Таким образом, кинематическая жесткость аналогична скольжению в ременной передаче, а следовательно, она не может вызывать упругих колебаний в системе, как это имеет место, например, при наличии малой динамической жесткости системы.

Для кинематической жесткости большое значение имеет не абсолютная величина объемных потерь, а характер изменения их в зависимости от колебаний нагрузки. На величину объемных потерь влияют два фактора: герметичность системы и ее температура (температура масла и трубопровода). В общем виде объемные потери системы

$$q_V = q_\sigma + q_T + q_м, \tag{18}$$

где q_σ — объемные потери в силу имеющихся неплотностей в системе,

$$q_\sigma = \sigma p \frac{V}{Q_0}; \tag{19}$$

V — объем коммуникаций трубопровода (определяется, как указано на стр. 39);

Q_0 — геометрический расход насоса, т. е. расход жидкости при давлении $p = 0$;

σ — коэффициент объемных потерь, равный сумме коэффициентов объемных потерь в насосе, в панели управления, в силовом цилиндре;

p — давление в системе, обычно принимаемое как давление насоса;

q_T — температурное изменение объема трубопровода;

$q_м$ — температурное изменение объема масла.

Коэффициенты объемных потерь различных моделей насосов, согласно нормам ЭНИМСа, даны в табл. 13.

Таблица 13

Коэффициенты объемных потерь σ *см³/мин* на 1 *кГ/см²* в шестеренных, шиберных и роторно-поршневых насосах при разных расходах жидкости

Наименование и модель насоса	Расход жидкости Q в *л/мин*										
	5	8	12	18	25	35	50	70	100	125	200
Шестеренный, мод. Г11 ($p \leqslant 13$ *кГ/см²*)	—	—	224	308	385	485	620	860	925	965	—
То же, мод. Г11-22 ($p \leqslant 25$ *кГ/см²*)	—	—	116	160	200	250	320	420	480	400	—
Шиберный, мод. Г12	29,5	35,5	42	58	57	65	93	108	123	—	215
Роторно-поршневой, мод. НПМ709	64										
То же, мод. НПМ712	133										
» мод. НПМ715	320										

Объемные потери в золотниках и силовых цилиндрах значительно меньше (примерно в 100 раз и более) объемных потерь в насосах. Обычно $\sigma_з = 0{,}12$; $\sigma_ц = 0{,}18$.

Под влиянием температуры объем циркулирующего в системе масла изменяется — увеличивается. Это увеличение объема будет

$$q_м = K_t V \Delta T, \tag{20}$$

где K_t — коэффициент объемного температурного расширения масла (табл. 14);

ΔT — прирост температуры масла.

Температура масла всесторонне деформирует трубопровод и изменяет его объем. Предполагается, что нет никаких препятствий свободному перемещению трубопровода в осевом направлении.

Если трубопровод по концам закреплен жестко, то его объем может измениться при наличии некоторого смещения относительно первоначального своего положения. Такое смещение может произойти, вероятнее всего, в тех случаях, когда трубопровод непрямолинеен, некачественно смонтирована его трасса, стыки, привалочные поверхности и пр.

При равномерной всесторонней деформации относительное изменение объема трубы равно:

$$\frac{\Delta V_t}{V} = 3i, \tag{21}$$

Таблица 14

Коэффициенты объемного температурного расширения различных жидкостей

Наименование жидкости	Коэффициент K_t
Вода	0,00018
Глицерин	0,0005
Керосин	0,001
Минеральные масла	0,00065 (в среднем)

где i — относительное изменение линейных размеров трубопровода.

Из теории сопротивления материалов известно, что относительное изменение линейных размеров трубы, связанное с напряжением, определяется зависимостью:

$$3i = 3\frac{\sigma}{E}(1 - 2\mu), \tag{22}$$

где μ — коэффициент Пуассона;

E — модуль продольной упругости материала трубы.

Модуль K всесторонней деформации

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\mu)}. \tag{23}$$

По закону Гука температурное напряжение в таком случае:

$$\sigma = K\frac{q_T}{V}, \tag{24}$$

где q_T — прирост объема трубопровода в результате температурной деформации.

С другой стороны, температурное напряжение трубопровода

$$\sigma = E\alpha\Delta T, \tag{25}$$

где α — коэффициент линейного расширения материала трубопровода;

ΔT — прирост температуры трубы.

Для стальных труб коэффициент линейного расширения

$$\alpha = 1{,}15 \cdot 10^{-5} \div 1{,}12 \cdot 10^{-5}.$$

Сравнивая уравнения (24) и (25), получим изменение объема трубопровода, когда прирост температуры достигнет ΔT, т. е.

$$\frac{Eq_T}{3(1-2\mu)V} = E\alpha\gamma T,$$

откуда

$$q_T = 3\,(1-2\mu)\;\alpha v \Delta T \tag{26}$$

Таким образом, полный прирост объема составит:

$$q_V = \sigma\frac{V}{Q_0}p + K_t V\Delta T - 3(1-2\mu)\alpha V\Delta T =$$

$$= V\left[\Delta T\,(K_t - 3\,(1-2\mu)\,\alpha - \frac{p}{Q_0}\sigma\right] \tag{27}$$

Пользуясь данными табл. 8 и подставляя коэффициент температурного расширения в уравнение (27), получим

$$q_V = V\left(0{,}000535\Delta T - \frac{\sigma}{Q_0}p\right). \tag{28}$$

Упругие деформации гидросистемы складываются из сжатия масла и деформации трубопровода в продольном и поперечном направлениях.

Пользуясь положениями физики в части изменения объема жидкости под влиянием давления [см. уравнение (1)], имеем

$$\Delta p\beta = -\frac{\Delta V}{V},$$

отсюда уменьшение объема жидкости

$$\Delta V = V\beta\Delta p = \vartheta\Delta p,$$

где ϑ — упругая постоянная масла;

V — объем коммуникаций трубопровода при $p = 0$ $кГ/см^2$ (см. стр. 39);

β — коэффициент сжатия масла;

$$\beta = \frac{1}{K_o},$$

где K_o — объемный модуль упругости масла,

$$K_o = (1{,}35 \div 1{,}6) \cdot 10^4 \; кГ/см^2;$$

Δp — увеличение давления.

Знак минус в уравнении (1) предусмотрен по тем соображениям, что увеличение давления вызывает уменьшение объема масла в системе.

Сравнительно точно деформации трубопровода и силового цилиндра можно определять, пользуясь объемным модулем упругости [см. уравнение (23)], так как эти деформации происходят одновременно в продольном и поперечном направлениях. Однако практически принимают во внимание только наибольшие деформации трубопровода, т. е. деформации в радиальном направлении, поэтому при расчетах обычно пользуются модулем Юнга.

Изменение плотности $(\varrho - \varrho_0)$ масла в трубопроводе будет

$$p - p_0 = \Delta p = \frac{\varrho - \varrho_0}{\varrho_0} K_0 = \frac{\Delta \varrho}{\varrho_0} K_0,$$

где p_0 и p — соответственно начальное и конечное давления.

Изменение радиуса трубопровода под действием давления

$$R - R_0 = \Delta R \qquad R_0^2 \frac{p - p_0}{\delta E} = R_0^2 \frac{\Delta p}{\delta E},$$

где R и R_0 — соответственно конечный и начальный радиусы трубопровода;

δ — толщина стенки трубопровода.

Работа сжатия масла, находящегося в трубопроводе под давлением p,

$$A_м = \frac{\pi R_0^2}{\varrho_0} l \int \Delta p \, d\Delta \varrho;$$

после интегрирования получим

$$A_м = \frac{\pi R_0^2 l}{2K_0} \Delta p^2.$$

Следовательно, упругая постоянная масла, заключенного в трубопроводе,

$$\vartheta = \frac{\pi R_0^2 l}{2K_0} \quad (см^5/кГ).$$

Поэтому уменьшение объема масла в трубопроводе составит

$$\Delta V = \vartheta \Delta p. \qquad (а)$$

Работа расширения стенок трубопровода

$$A_{тр} = 2\pi R_0 l \int \Delta p \, d\Delta R.$$

Интегрирование дает

$$A_{тр} = \frac{\pi R_0^3 l}{\delta E} \Delta p^2 = \vartheta_1 \Delta p^2,$$

где ϑ_1 — упругая постоянная трубопровода;

$$\vartheta_1 = \frac{\pi R_0^3 l}{\delta E}.$$

Поэтому увеличение объема трубопровода составит

$$\Delta V_{тр} = \vartheta_1 \Delta p. \qquad (б)$$

Полная работа упругой деформации (потенциальной энергии) системы трубопроводов будет

$$A_0 = A_м + A_{тр} = (\vartheta + \vartheta_1) \Delta p^2 = \vartheta_0 \Delta p^2, \qquad (29)$$

где ϑ_0 — общая упругая постоянная системы.

Соответственно этому полное изменение емкости трубопроводов

$$\Delta V_0 = \Delta V + \Delta V_{тр} = (\vartheta + \vartheta_1) \Delta p = \vartheta_0 \Delta p. \qquad (30)$$

Потенциальную энергию гидросистемы получим, если учтем упругие постоянные ϑ' масла, находящегося в силовом цилиндре, а также ϑ_1' — упругую постоянную материала силового цилиндра:

$$\vartheta' = \frac{\pi R^2 l_1}{2K_0} = \frac{1}{2K_0} l_1 F_1,$$

где R — радиус цилиндра; l_1 — длина цилиндра;

$$\vartheta_1' = \frac{\pi R^3 l_1}{\delta_1 E} = \frac{R F_1 l_1}{\delta_1 E},$$

где δ_1 — толщина стенки цилиндра.

Пользуясь уравнением (29), получаем полную потенциальную энергию гидросистемы:

$$A = (\vartheta_0 + C F_1 l_1) \Delta p^2, \qquad (31)$$

где

$$C = \frac{1}{2K_0} + \frac{R}{\delta_1 E}, \quad \vartheta_0 = \vartheta + \vartheta_1 \text{ [см. уравнение (29)].}$$

Для приближенных расчетов можно пренебречь упругой постоянной трубопровода и эта возможность зависит от диаметра трубопровода и толщины его стенки. Так, если возьмем отношение упругих постоянных масла ϑ и трубопровода ϑ_1, то получается

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_1} = \frac{\pi R_0^2 l \delta E}{2\pi R_0^3 l K_0} = \frac{\delta E}{2 R_0 K_0}.$$

Таким образом, упругая постоянная масла в $\frac{\delta E}{2KR_0}$ раз больше упругой постоянной трубопровода. Например, пусть $\delta = 0{,}2$ *см*; $E = 2 \cdot 10^5$; $K_0 = 1{,}6 \cdot 10^4$; $R_0 = 1{,}3$ *см*. Тогда

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_1} = \frac{0{,}2 \cdot 2{,}10^5}{2 \cdot 1{,}6 \cdot 10^4 \cdot 1{,}3} \approx 10 \text{ раз.}$$

Уравнением (29) пользуются для определения жесткости системы и ее собственной частоты. Уравнение (30) применяют для определения времени запаздывания при расчетах срабатываний гидроаппаратов.

Для срабатывания любого гидроаппарата нужно некоторое время, затрачиваемое для подъема давления до необходимой величины. Это время зависит от упругой постоянной ϑ_o системы. Чем больше упругая постоянная системы, тем больше и время срабатывания гидроаппарата.

Пользуясь уравнением (30) и решая его относительно перепада давления Δp, получаем

$$\Delta p = \frac{1}{\vartheta_o} \Delta V.$$

Дифференцируя по времени t, имеем

$$\frac{d\Delta p}{dt} = \frac{d\Delta V}{\vartheta_o dt}.$$

Заменив изменение емкости гидросистемы [см. уравнение (30)] расходом жидкости, поступающей к данному гидроаппарату, делая подстановку и интегрируя, получаем

$$t = \frac{\vartheta_o}{Q} (p_2 - p_1), \tag{32}$$

где p_1 и p_2 — соответственно начальное и конечное давления.

ГЛАВА III

НАСОСЫ

§ 7. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Насос создает разность (перепад) давления; в результате этого жидкость начинает течь из области большего давления в область меньшего давления. Приращение давления жидкости в результате прохода ее через насос (манометрическое давление, манометрический напор) получается за счет или скоростного, или статического напора. Насосы, применяемые в гидроприводах станков (насосы объемного типа) создают повышение давления за счет статического напора. Их производительность зависит от числа оборотов и от объема рабочих камер насоса, но не зависит от давления, как в центробежных насосах (см. кривую *1* на фиг. 18). Поэтому характеристика (объемного) насоса, в координатах Q—H, где Q — расход и H — напор (см. кривую *2* на фиг. 18) имеет до определенного напора H_c форму прямой, параллельной оси H. При увеличении напора свыше H_c влияние объемных потерь в насосе сказывается на его производительности сильнее — прямая $Q = f(H)$ получает некоторый наклон в сторону оси H.

Давление p_o объемного насоса зависит от нагрузки P силового органа и потерь в трассах нагнетания Δp_1 и слива Δp_2. Нулевой нагрузке соответствует и нулевое давление.

В гидрофицированных станках высоты всасывания z и нагнетания z_1 и скоростной напор $\frac{V_2}{2g}$ малы сравнительно с потерями напора $\sum h_1$ и $\sum h_2$ в трассах всасывания и нагнетания и разностью пьезометрических высот напоров $\frac{p_1 - p_a}{\gamma}$. Ими можно пренебречь и пользоваться приближенной формулой для определения манометрического напора, т. е.

$$H \approx \frac{p_1 - p_a}{\gamma} + \sum h_1 + \sum h_2. \qquad (33)$$

Потери напора на трассах всасывания и нагнетания $\sum h_1$ и $\sum h_2$ обусловлены местными сопротивлениями.

На высоту всасывания z жидкость поднимается под действием атмосферного давления и разрежения, создаваемого насосом. Наибольшая (теоретически) допустимая высота всасывания равна

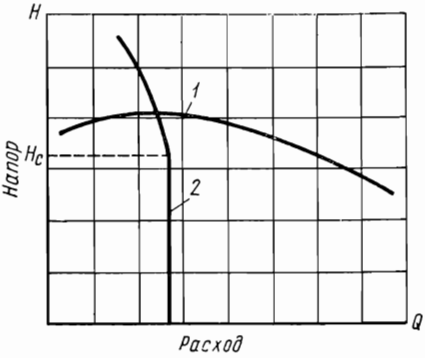
$$z = \frac{p_a - p_0}{\gamma} - \frac{V^2}{2g} - \sum h, \qquad (34)$$

где v — скорость жидкости (масла) в трассе всасывания;

p_0 — давление на входе в насос, определяемое упругостью H_0 насыщенных паров всасываемой жидкости при данной температуре.

Если упругость паров станет равна или больше давления во всасывающей трубе (например, при чрезмерном нагреве масла), то начинается интенсивное испарение масла и отрыв его от стенок трубопровода.

В масле, как известно, всегда имеется некоторое количество растворенного воздуха (от 7,5 до 13,5% по объему) и это оказывает влияние на всасывающую способность насоса и его характеристику. Длительная непрерывная работа насоса вызывает уменьшение его расхода. Это явление связано со вспениванием масла и образованием воздушно-масляной эмульсии и поэтому всасывающая полость насоса оказывается частично заполненной не маслом, а смесью масла с воздухом. Попытки освободить масло от растворенного воздуха даже длительным воздействием вакуума, не дало положительных результатов. Масло начинает резко эмульгировать и вместе с удаляемым воздухом начинает уходить часть паров масла, а вследствие этого изменяются его упругие свойства.



Фиг. 18. Типовые характеристики центробежного (кривая *1*) и объемного (кривая *2*) насосов.

Уменьшение всасывающего объема может быть также в результате чрезмерного увеличения высоты всасывания, что способствует выделению из масла газовой фазы.

Замечено, что растворенный в масле воздух более активно проявляет себя в поршневых насосах, нежели, например, в шестеренных. Сказывается, видимо, влияние мертвого пространства в рабочих камерах поршневого насоса.

Образование в масле газовой фазы может быть следствием двух причин: 1) механического примешивания к маслу атмосферного воздуха во время всасывания и 2) выделения растворенного в масле воздуха.

Количество механически примешиваемого воздуха зависит от специфики конструкции насосоной станции, герметичности трассы всасывания и свойств применяемого масла. При полной герметичности трассы, нормальной скорости масла в трубопроводе

всасывания механического примешивания воздуха, вообще говоря, не может быть.

Выделение из масла растворенного воздуха зависит от величины коэффициента абсорбции ε. Он имеет закономерный характер и при определенной температуре является величиной постоянной. Зная коэффициент абсорбции ε, можно определить количество воздуха, вышедшего из раствора масла при понижении давления. Коэффициент абсорбции ε для минеральных масел вязкостью $\nu = 2{,}0$; 3,5; 10,0 *см²/сек* соответственно равен $\varepsilon = 0{,}07$; 0,072; 0,08 [11], при температурах $T = 12°$, 22°, 12° С. Растворимость воздуха в воде в 3—4 раза меньше, чем, например, в масле.

Если масло уже содержит растворенный воздух, то дополнительное его количество, которое еще может раствориться в масле, будет

$$Q_в = \varepsilon Q \left(1 - \frac{p_a}{p}\right) \tag{35}$$

Потребляемая насосом энергия, кроме полезной работы, будет расходоваться на преодоление потерь: объемных потерь (потерь производительности насоса), механических потерь, или потерь на трение в механизме насоса и, наконец, потерь давления.

Объемные потери обусловлены утечкой некоторого количества жидкости через неплотности и зазоры, имеющиеся в насосе. Чем меньше скорость жидкости, чем больше давление и чем меньше вязкость масла, тем больше объемные потери.

Опыт показывает, что давление является решающим фактором в отношении объемных потерь. Если Q_0 — теоретическая (геометрическая) производительность насоса, Q — действительная его производительность при давлении p и $q = Q_0 - Q$ — абсолютная объемная потеря в насосе при том же давлении p, то объемный к. п. д. насоса будет

$$\eta_V = 1 - \frac{q}{Q_0}. \tag{36}$$

При одном и том же давлении, но различных расходах масла в насосе абсолютная утечка $q = \text{const}$, а объемный к. п. д. непостоянен. Из уравнения (36) видно, что он тем больше, чем больше расход Q_0 насоса. Поэтому насосы малой производительности имеют меньший объемный к. п. д., чем насосы большой производительности.

Теоретическую (геометрическую) производительность насоса Q_0 определяют либо по формулам соответственно конструкции и типа насоса, либо экспериментально при давлении $p = 0$. Результаты испытаний удобно представлять в форме графика.

Результаты измерений расхода Q при различных давлениях, нанесенные на графике в виде точек с координатами (p, Q), соединяются плавной линией. Теоретическая производительность насоса Q_0 представится на таком графике прямой, параллельной оси абсцисс; зависимость же $Q = f(p)$ у большинства насосов обычно линейная.

Абсолютную объемную потерю q насосов удобно во всех расчетах выражать через коэффициент утечки σ, равный абсолютной объемной потере в *см³/мин*, отнесенной к 1 *кГ/см²*. В таком случае

$$q = \sigma p. \tag{37}$$

Механические потери возникают в результате трения при относительных перемещениях деталей насоса. Эти потери учитываются механическим к. п. д. $\eta_м$ насоса:

$$\eta_м = \frac{N_i}{N_н}, \tag{38}$$

где N_i — индикаторная мощность насоса; $N_н$ — приводная мощность насоса, определяемая по ваттметру с учетом к. п. д. электродвигателя $\eta_э$.

Более точно мощность $N_н$ находят по крутящему моменту, который определяют экспериментально, применяя для этого, например, электродвигатель с качающимся статором, так называемые «моторвесы».

Индикаторная мощность, потребляемая насосом, равна

$$N_i = \frac{Qp}{612\eta_i} = \frac{Q_0 p}{612\eta_г} \quad квт, \tag{39}$$

где Q — действительная производительность насоса в *л/мин*, равная $Q = Q_0\eta_V$; p — манометрическое давление насоса в *кГ/см²*; η_i — индикаторный к. п. д., равный $\eta_i = \eta_V\eta_г$, где $\eta_г$ — гидравлический к. п. д. насоса.

Потери давления в насосе возникают в результате движения жидкости по внутренним каналам его корпуса. Если $p_н$ — давление при входе в каналы корпуса насоса; p_0 — давление при выходе из этих каналов, то гидравлический к. п. д. будет равен

$$\eta_г = 1 - \frac{p_0}{p_н} \tag{40}$$

Разность в делениях $p_н - p_0 = \Delta p$ в зависимости от расхода масла Q в насосе и формы каналов в его корпусе определяют на специальном «проливочном» стенде. В таком случае потеря давления будет

$$\Delta p = \gamma K_1 Q^2, \tag{40'}$$

где K_1 — постоянная, зависящая от конструктивных форм каналов корпуса насоса.

Следовательно, общий к. п. д. насоса будет равен

$$\eta_0 = \eta_V\eta_м\eta_г. \tag{41}$$

§ 8. РАЗНОВИДНОСТИ ОБЪЕМНЫХ (РОТОРНЫХ) НАСОСОВ

Насосы объемного типа при большом разнообразии их конструкций могут быть отнесены к одному из следующих трех видов: а) роторно-поршневые, б) роторно-пластинчатые (шиберные), в) коловратные [57]. Любой объемный насос всегда имеет: а) ротор, вращающийся на неподвижной оси либо совместно с приводным валом; б) статор, образующий совместно с ротором напорные и всасывающие полости насоса; в) разделитель, герметически разделяющий полости всасывания и нагнетания. Статор может быть неподвижным (например, в шестеренных или шиберных насосах) или подвижным, как, например, в радиальных поршневых насосах, в этом случае он увлекается силой трения, но число его оборотов меньше числа оборотов ротора на 15—10%.

Объемные насосы работают по принципу вытеснения жидкости и поэтому в результате совместного движения ротора и разделителя или ротора и статора образуются в приемной (всасывающей) и напорной полостях рабочие камеры.

Последние в определенный момент времени изолируют находящуюся в них жидкость от приемной и напорной камер, а в следующий момент времени вытесняет ее в напорную трассу насоса. Поэтому во время переноса жидкости из одной полости в другую в рабочих камерах должен находиться некоторый защемленный объем жидкости. Его присутствие понижает к. п. д. насоса, способствует нагреванию жидкости и дополнительно нагружает ось ротора.

Клапанное распределение в роторных насосах применяют редко. Обычно функции клапанов выполняют каналы, имеющиеся в оси, на которой вращается ротор. При осевом расположении рабочих камер в роторе применяется торцовое распределение при помощи специального диска с торцовыми отверстиями, у одних насосов неподвижного, а у других вращающегося синхронно с ротором.

Все объемные насосы должны работать строго циклично. В рабочих камерах роторных насосов жидкость совершает роторно-вращательное или роторно-поступательное движение, поэтому роторные насосы должны иметь развитую поверхность уплотнения, а следовательно, неизбежны потери на трение. Наибольшие потери на трение имеют шиберные насосы, наименьшие — поршневые и коловратные. Роторные насосы обратимы, т. е. могут работать как насосы и как гидромоторы.

К коловратным насосам относятся насосы, в которых разделитель и ротор совершают относительно статора только вращательное движение (например, шестеренные насосы, червячные). Шиберные насосы отличаются от поршневых и коловратных тем, что имеют общую точку касания: разделитель — ротор — статор. Выбор типа насоса для проектируемого станка зависит от требуемого давления и расхода, намечаемого способа регулирования скорости силового органа и характера его работы (непрерывная или периодическая) и, наконец, располагаемого габарита для монтажа насоса.

Сравнение объемных насосов различных типов и конструкций производится не только по величине их к. п. д., но и по тому, как они удовлетворяют условиям эксплуатации, монтажа, удобства обслуживания и т. д. Поэтому любое сравнение всегда проводят, принимая во внимание: а) надежность в эксплуатации; б) степень приближения к нужной тяговой характеристике; в) по величине общего к. п. д.; г) по весу, приходящемуся на единицу мощности.

§ 9. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ НАДЕЖНОСТИ

Технический прогресс влечет за собой усложнение схем и конструкций машин, а также отдельных узловых устройств и механизмов. Одновременно с развитием техники повышаются требования к качественным показателям технических устройств, к повышению их долговечности, точности, живучести, износостойкости и пр.

Современные гидрофицированные станки, автоматические линии, комплексные технологические установки — все это довольно сложные системы управления. Такие системы состоят из большого количества взаимно действующих элементов и узлов, и поэтому выход одного из них влечет за собой останов всего агрегата.

Естественно, что проблема надежности и прежде всего надежности работы насосной станции сложного технологического комплекса является одной из самых актуальных и в то же время труднейших.

Под словом надежность понимают вероятность безотказной работы любого насоса, гидравлического аппарата, узла и пр. в определенных условиях эксплуатации на протяжении заданного отрезка времени. Поэтому надежность любого механизма прежде всего характеризуется качеством его изготовления. Следует иметь в виду, что в понятие надежности входит целый ряд показателей качества, которые имеют совершенно неодинаковую значимость, например для насоса и для гидроаппарата. Для разных отраслей машиностроения и даже для разных изделий одной и той же отрасли машиностроения сущность проблемы надежности различна.

Так, например, в машиностроении и станкостроении надежность работы машин и другого оборудования является главным фактором, определяющим эффективность комплексной автоматизации, а также качества выпускаемой продукции. В металлургии главным фактором надежности является надежность вспомогательного оборудования. В химической промышленности надежность определяется повышенным износом оборудования под действием, например, высоких температур, агрессивных сред, повышенных давлений и пр.

Однако наиболее общим показателем надежности можно считать равномерный износ основных деталей оборудования. Равномерность износа достигается равнопрочностью изнашиваемых деталей. С этой целью необходимо широко применять в насосах, аппаратуре регулирования обкатку рабочих поверхностей роликами

и шариками, применять ударную чеканку деталей и другие известные методы упрочнения поверхностных слоев деталей методами пластического деформирования.

Кроме упрочнения поверхности металлов путем наклепа, возможно для некоторых деталей насосов и гидроаппаратов применять очень эффективный способ упрочнения поверхности тонкослойным пластмассовым покрытием. Этот способ не требует сложной технологической оснастки и доступен почти каждому предприятию или заводу. Таким образом, большая роль в повышении надежности отводится технологам, разрабатывающим и внедряющим в производство новые методы упрочнения металлов и наиболее прогрессивную технологию.

Как известно, надежность и долговечность машин тесно связаны между собой, являясь основными проблемными вопросами в создании новой техники, а также объективными показателями качества любой продукции.

Под термином «долговечность» понимается время, в течение которого машина, насос, гидроаппарат и т. д. способны выполнять работу до предельно допустимого износа, а в некоторых случаях и до полного их разрушения. Это так называемая «физическая долговечность», зависящая, как нетрудно видеть, от прочности и износостойкости деталей насоса, технологии изготовления деталей и их сборки.

В процессе эксплуатации детали насосов изнашиваются и их нужно либо ремонтировать, либо заменять запасными деталями. После такого ремонта работоспособность насоса восстанавливается. И так можно было бы периодически продлевать «жизнь» насоса до бесконечности. Однако с течением времени производственные затраты на ремонт и замену деталей значительно возрастают, в промышленности появляются новые, более производительные насосы, допускающие применение более высоких давлений. Тогда наступает такой момент, когда восстановление работоспособности насосов становится экономически невыгодным, т. е. наступает так называемая технико-экономическая нецелесообразность эксплуатации насоса. Она обычно ограничивается средней величиной относительных по отношению к новому насосу затрат на периодический ремонт и восстановление работоспособности насосной станции.

Общеизвестно, что универсальные станки общего назначения эксплуатируются около 25— 30 лет. В продолжение этого времени они капитально ремонтируются три-четыре раза, и содержание таких станков ежегодно обходится производству примерно в 20% от их первоначальной стоимости. Таким образом, за весь срок службы (25—30 лет) расходы на восстановление оказываются почти в восемь раз больше, чем стоимость новых станков.

В продолжение эксплуатации гидрофицированных станков появляются новые конструкции станков, насосов и другого гидрооборудования, по сравнению с которыми старое, но такое же оборудование становится экономически неэффективным. Тогда наступает моральный износ оборудования, обычно проявляющийся значительно

раньше физического. Поэтому задача конструкторов новых насосов и гидрофицированных станков заключается в сокращении до минимума этого разрыва путем повышения физического износа до уровня морального.

С развитием техники станкостроения физическая долговечность станков должна увеличиваться, а моральная, наоборот, должна уменьшаться и в конце концов капитальный ремонт гидрооборудования будет экономически невыгодным, когда моральная долговечность сравняется с технико-экономической долговечностью.

Как известно, основным методом расчета по определению надежности является статистический метод, а для исследования вопросов, связанных с надежностью, применяют законы теории вероятностей. Так, например, вероятность безотказной работы насоса, гидроаппарата или другого оборудования можно определить, пользуясь экспоненциальным законом Пуассона:

$$W = e^{-\frac{t_p}{T_{cp}}}, \tag{42}$$

где W — вероятность безотказной работы насоса, гидроаппарата и пр.;

t_p — время (в часах), в течение которого данное оборудование должно выполнять работу;

T_{cp} — средняя наработка в часах «на отказ» для насоса (гидроаппарата) данного типа.

Средняя наработка на отказ определяется по выражению

$$T_{cp} = \frac{t_c}{n}, \tag{43}$$

где t_c — срок службы данного оборудования в часах;

n — количество отказов, происшедших за время t_c.

Из уравнения (42) видно, что вероятность безотказной работы данного насоса или оборудования уменьшается с течением времени. При совпадении времен $t_p = T_{cp}$ вероятность безотказной работы оборудования равна $W = \frac{1}{e} = 0{,}37$, т. е. составляет всего лишь 37%. Это означает, что экземпляр одной и той же конструкции насоса (оборудования) может проработать безотказно только в 37 случаях из 100.

Надежность в эксплуатации — наиболее важный показатель практической оценки конструкции насоса. Надежность конструкции тем выше, чем меньше в ней деталей и чем эти детали проще в конструктивном и технологическом отношениях.

На эксплуатационную надежность насосов оказывает большое влияние протяженность силовой цепи и конструкция распределения. Короткая силовая цепь обеспечивает большую надежность насоса.

Например, в радиальных роторно-поршневых насосах передача крутящего момента на выходной вал транспортируется через муфту

Ольдгема, следовательно, точного соблюдения соосности валов электродвигателя и ротора насоса не требуется, в то же время втулка распределения будет соосна ротору насоса.

Через муфту Ольдгема передается полный крутящий момент и с этой целью диаметр муфты делается примерно в три раза больше диаметра приводного вала, что увеличивает надежность насоса.

В аксиальных роторно-поршневых насосах, с несиловым карданом, передача крутящего момента на ротор насоса происходит через поршневые штоки, а кардан (поводок) воспринимает только момент трения, возникающий между зеркалом распределительного диска и торцом ротора. При объемном регулировании скорости силового органа и, особенно, в моменты реверсирования направления потока масла насоса, кардан (поводок) воспринимает довольно значительную нагрузку. При ограниченном диаметре кардана эта нагрузка может вызвать недопустимую деформацию его и значительно уменьшить надежность.

Сравнение протяженности силовых цепей в радиальных и аксиальных роторно-поршневых насосах и их многозвенность при передаче действующих сил показывают, что силовая цепь в радиальных насосах, вообще говоря, короче, крутящий момент передается через меньшее количество звеньев, чем у аксиальных поршневых насосов. Поэтому радиальные поршневые насосы по этим признакам должны быть более надежны в работе, чем аксиальные насосы.

Вторым показателем эксплуатационной надежности насосов является применяемая система распределения и путь, проходимый маслом, прежде чем оно попадает в цилиндры ротора насоса.

В радиальных насосах поток масла выходит из бака и входит в систему под давлением, проходя через ось с продольными отверстиями. Таким образом, масло проделывает небольшой путь. Запрессованная в отверстие ротора распределительная втулка монтируется на оси с небольшим зазором и на довольно большой длине оси, поэтому колебания давления совершенно не оказывают влияния на изменение зазора.

В аксиальных роторно-поршневых насосах (фиг. 19) для прохода масла к поршням ротора используются литые каналы *1* корпуса насоса, которые спроектированы таким образом, что поддерживают постоянную связь с цилиндрами вращающегося ротора.

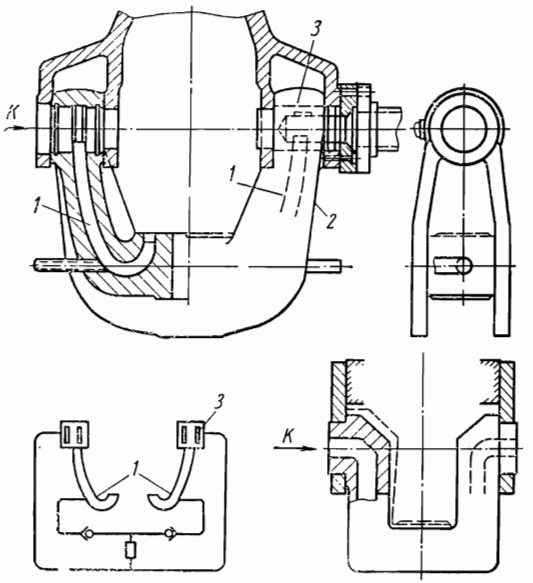
Корпус *2* насоса подвижный, на цапфах *3*, через которые осуществляется всасывание и нагнетание. Такой монтаж обеспечивает хорошую герметичность, однако литые каналы в корпусе создают некоторую потерю напора, что влияет на к. п. д. насоса.

Распределительный диск обычной конструкции, с двумя симметричными каналами дугообразной формы, шириной не более ширины рабочих окон ротора. Наличие пружины обеспечивает контакт торца ротора с зеркалом распределительного диска, поэтому в момент пуска насоса (разворота ротора) такой контакт предохраняет гидросистему от подсоса воздуха. Во время работы насоса под нагрузкой давления поршней прижимают ротор к зеркалу распределения.

Опыт показывает, что такой прижим должен несколько превышать (на 10—15%) силу отжима поршней. Увеличение силы прижима вызывает чрезмерный износ зеркала распределительного диска.

Гидравлическая разгрузка двух соприкасающихся плоскостей (торца ротора и распределительного диска) обеспечивается за счет масляной пленки, образующейся в зазоре между этими деталями. Однако некоторые неточности этих соприкасающихся плоскостей, изменение вязкости масла в силу изменения температуры, наличие неравномерного вращения ухудшают гидравлическую разгрузку, вызывая износ поверхностей.

Штоки *19* поршней *6* (см. фиг. 29) имеют неодинаковые диаметры сферических поверхностей. Диаметр сферических гнезд в ведущем диске фланца *21* может быть достаточных размеров и подобран так, чтобы не превышать допустимое напряжение смятия. Диаметр сферы, находящийся в поршне, ограничен диаметром поршня, а следовательно, расходом насоса и давлением.



Фиг. 19. Корпус аксиального поршневого насоса.

Люфт в сферических соединениях должен отсутствовать и это достигается специальной технологией сборки, заключающейся в том, что сферы штоков предварительно покрывают специальным лаком, и после окончательного монтажа поршневой группы это покрытие удаляется каким-либо химическим способом или тепловым воздействием. Такая технология сборки обеспечивает ничтожно малый люфт в шаровых опорах, что уменьшает шум, увеличивает долговечность и повышает к. п. д.

Знакопеременная нагрузка на поршни (ход нагнетания и ход всасывания), действующая с определенной частотой, конечно, способствует увеличению люфта в шаровых опорах и возникновению усталостных напряжений в штоках поршней.

Шаровые опоры в поршне и в ведущем диске имеют смазку под давлением, легко осуществляемую через продольные сверления в штоках.

В радиальных роторно-поршневых насосах и гидромоторах смазка деталей обычно проточная, разбрызгиванием. Для этой цели статор насоса специально заполняется маслом, для той же цели используется

утечка из насоса — все объемные потери собираются в статоре насоса. Таким образом, полость статора всегда заполнена примерно на $^1/_3$—$^1/_4$ своего объема. Смазка в радиальных насосах по сравнению со смазкой в аксиальных насосах имеет более простую систему и, следовательно, более надежна в эксплуатации.

Число оборотов ротора, в радиальных насосах, даже в насосах малого габарита, не превышает 1500—1600 *об/мин*. Такое ограничение объясняется действием центробежных сил поршней, эксцентричностью вращения ротора и необходимостью малого зазора между осью ротора и его втулкой.

В аксиальных роторно-поршневых насосах диаметр вращающейся массы много меньше, отсутствует эксцентричное вращение ротора, диаметр рабочих каналов для прохода масла больше, чем у радиальных насосов. Все это вместе взятое допускает увеличение числа оборотов ротора насоса по сравнению с радиальными насосами примерно в 2—2,5 раза. Это сокращает габариты аксиальных насосов и позволяет применять высокооборотные электродвигатели.

Эксплуатационная надежность аксиальных насосов в большой степени зависит от герметичности торцового уплотнения при больших скоростях, доходящих иногда до 35 *м/сек*, и относительного скольжения соприкасающихся уплотнительных поверхностей. Допуск на непараллельность прилегающих торцовых поверхностей обычно лежит в пределах 0,75—1,0 *мк*. Крутильные колебания приводного вала через поводок кардана передаются ротору насоса, это несколько нарушает герметичность распределения.

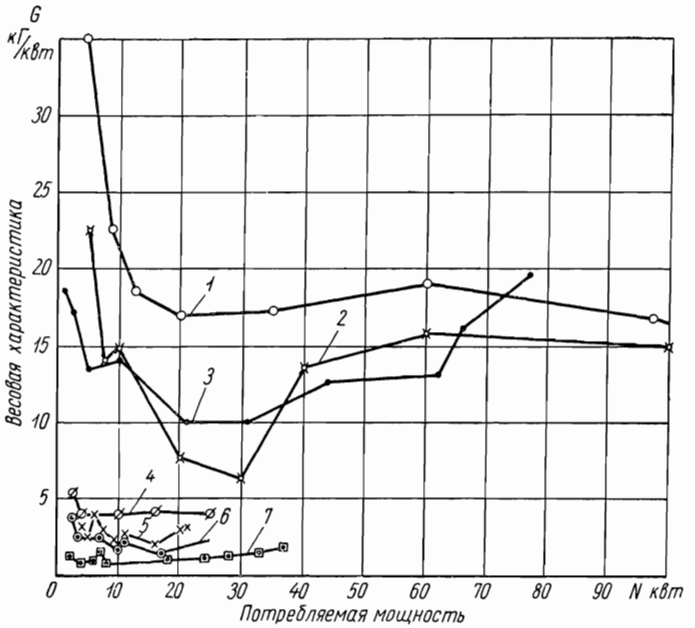
В момент реверсирования ротора в радиальных роторно-поршневых гидромоторах вращающаяся масса статора (статор и крышки его) продолжают вращаться некоторое время в том же направлении и после реверсирования ротора. Далее та же масса постепенно тормозится и переключается на другое направление вращения. Таким образом, динамическая нагрузка реверсирования почти не оказывает влияния на механизм привода вращения, что, конечно, способствует увеличению срока службы (долговечности) гидравлического привода. Кроме того, вращающаяся масса статора, являясь своего рода маховиком, способствует равномерному вращению ротора гидромотора.

В аксиальных роторно-поршневых гидромоторах при реверсировании направления вращения вала кардан воспринимает на себя все динамические нагрузки. Поэтому в этом отношении радиальные гидромоторы надежнее аксиальных гидромоторов.

§ 10. ВЕСОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ПОДОБИЯ

Весовая характеристика насоса является основным показателем рационального использования прочности материалов деталей насоса и его металлоемкости. Весовые данные дают возможность судить о некоторых конструктивных основных положениях, принятых при проектировании и расчете насосов.

На фиг. 20 даны весовые характеристики насосов различных типов (поршневых радиальных, аксиальных и шиберных), выпускаемых иностранными фирмами. Эти характеристики даны в зависимости от потребляемой мощности при давлении $p \leqslant 80$ *кГ/см²*. Графики показывают, что радиальные поршневые насосы имеют значительно больший вес, чем аксиальные и шиберные. При этом у радиальных



Фиг. 20. Зависимость весовых характеристик насосов, работающих при давлении $p = 80$ *кГ/см²*, от потребляемой мощности:

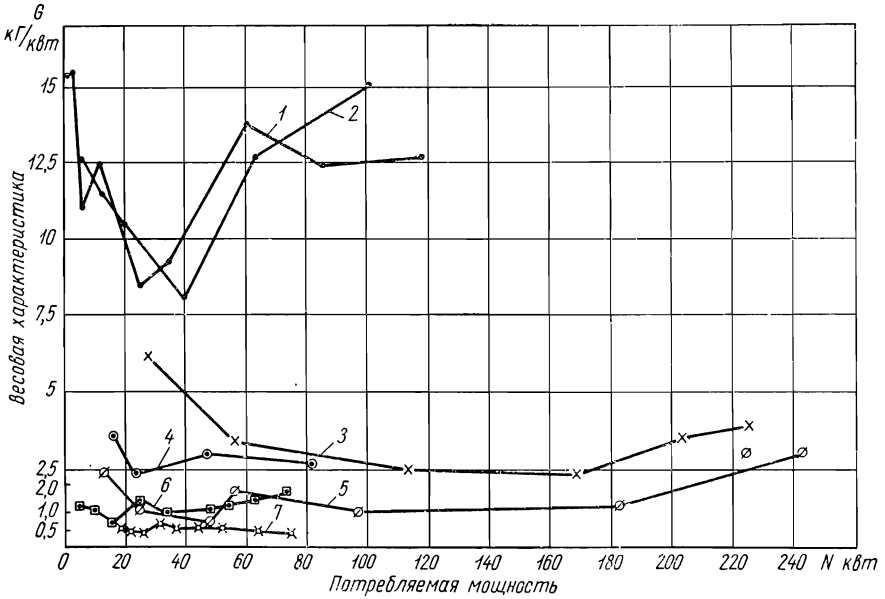
1 — радиальные роторно-поршневые насосы фирмы Oil Gear, мод. DX; *2* — радиальные роторно-поршневые насосы типа Helle Schaw; *3* — радиальные роторно-поршневые насосы типа Pittler-Thoma (ГДР); *4* — аксиальные роторно-поршневые насосы-гидромоторы (ГДР); *4* — шиберные насосы-гидромоторы фирмы Vickers; *6* — шиберные регулируемые насосы фирмы Denison; *7* — шиберные нерегулируемые насосы фирмы Denison.

насосов с увеличением потребляемой мощности до $N = 30$ *квт* вес уменьшается, что указывает на то, что основные детали насосов (ротор, статор, корпус и пр.) остаются без изменения. При дальнейшем увеличении потребляемой мощности (больше 30 *квт*) вес на единицу мощности возрастает с увеличением потребляемой мощности, следовательно, насосы большой мощности, как правило, должны иметь индивидуальную конструкцию деталей в соответствии с потребляемой мощностью.

Аксиальные и шиберные насосы и гидромоторы по своим весовым данным мало отличаются друг от друга.

Тем не менее наименьший вес на единицу мощности в пределах 1—2 *кг* на 1 *квт* обеспечивают нерегулируемые шиберные насосы фирмы Denison.

На фиг. 21 показаны весовые характеристики поршневых и шиберных насосов высокого давления ($p = 140 \div 350$ *кГ/см²*) с потреблением мощности до 250 *квт*. Здесь точно так же, как и у радиальных насосов среднего давления (см. фиг. 20) вес на единицу мощности (до $N = 30 \div 35$ *квт*) уменьшается. Весовые характеристики радиальных и аксиальных насосов резко отличаются друг от друга. Так, например, при потребляемой мощности $N = 110 \div 100$ *квт* аксиальный насос имеет вес на единицу мощности 2,5 *кг* на 1 *квт*, в то время как



Фиг. 21. Зависимость весовых характеристик насосов, работающих при давлении $p = 140 \div 350$ *кГ/см²*, от потребляемой мощности:

1 — радиальные роторно-поршневые насосы типа Pittler-Thoma (ГДР) при давлении $p = 75 \div 150$ *кГ/см²*; *2* — то же при давлении $p = 200 \div 250$ *кГ/см²*; *3* — аксиальные роторно-поршневые насосы фирмы Vickers, при давлении $p = 70 \div 210$ *кГ/см²*; *4* — аксиальные поршневые насосы фирмы Denison, при давлении $p = 350$ *кГ/см²*; *5* — шестеренные насосы фирмы Keelavite, при давлении $p = 140$ *кГ/см²*; *6* — шиберные нерегулируемые насосы фирмы Denison, при давлении $p = 140$ *кГ/см²*; *7* — шиберные насосы фирмы Vickers (последняя модель), при давлении $p = 140$ *кГ/см²*.

радиальный насос 12,5—13 *кг* на 1 *квт*. Наименьший вес на единицу мощности показывают шиберные насосы фирмы Vickers (Виккерс, США), у которых предусмотрен автоматический поджим боковых дисков.

В практике проектирования насосов, силовых цилиндров, гидромоторов и других гидромеханизмов иногда бывает необходимо предварительное определение габаритных размеров проектируемого объекта или габарита его основных деталей. В таких случаях можно прибегать к помощи метода подобия. Этот метод основан на пересчете конструктивных размеров с модельного (образцового оригинала) механизма на натурный (проектируемый), пользуясь

отношением линейных размеров. Метод подобия может быть также применен и при проектировании гидромеханизмов большой мощности, когда необходима предварительная проверка работоспособности проектируемого механизма, но в малом масштабе.

В основу расчета по методу подобия принимают либо равенство ускорений в модельном (образцовом) и в проектируемом механизмах, либо равенство давлений, а следовательно, и напряжений в этих механизмах. Поэтому, если обозначить через ν отношение линейных размеров модели и образца, то площади таких механизмов будут относиться как ν^2, а объемы как ν^3. Отношение ν принято называть масштабом подобия или модулем подобия. Расчеты по методу подобия дают совпадающие результаты при использовании равенства ускорений и равенства давлений в тех случаях, когда масштаб подобия не очень отличается от единицы.

Пусть, например, оба гидравлических механизма — модельный (образцовый) и проектируемый — должны работать в одних и тех же эксплуатационных условиях, тогда, при равенстве ускорений $a_н = a_р$ в подобных механизмах, получим

$$P_м = m_м a_м = P_р = m_р a_р, \tag{44}$$

где $P_м$ и $m_м$ — соответственно действующая сила и масса модельного механизма;

$P_р$ и $m_р$ — соответственно действующая сила и масса проектируемого механизма.

Массы и силы в подобных механизмах будут относиться между собой, как

$$\frac{P_р}{P_м} = \frac{m_р}{m_м} = \nu^3. \tag{44а}$$

Если $l_м$ — путь, пройденный за время $t_м$ модельным механизмом, а $l_р$ и $t_р$ соответственно проектируемым, то из соотношения скоростей следует

$$\frac{v_р}{v_м} = \frac{l_р t_м}{t_р l_м} = \nu \frac{t_м}{t_р}. \tag{45}$$

Отношение $\frac{t_м}{t_р}$ определим из равенства ускорений $a_м = a_р$, т. е.

$$\frac{l_м}{t_м^2} = \frac{l_р}{t_р^2},$$

отсюда

$$\frac{t_р}{t_м} = \sqrt{\frac{l_р}{l_м}} = \sqrt{\nu}.$$

Следовательно,

$$\frac{v_р}{v_м} = \nu \cdot \nu^{-0,5} = \nu^{0,5}. \tag{46}$$

Расход масла в гидромеханизме (силовом цилиндре, гидромоторе, насосе и т. д.) равен произведению рабочей площади и скорости перемещения, поэтому

$$\frac{Q_p}{Q_м} = \frac{F_p V_p}{F_м V_м} = \nu^2 \nu^{0,5} = \nu^{\frac{5}{2}} \tag{47}$$

Давления p_p и $p_м$ в гидромеханизмах равны частному от деления силы на площадь, следовательно,

$$\frac{p_p}{p_м} = \frac{P_p F_м}{F_p P_м} = \nu^3 \frac{1}{\nu^2} = \nu. \tag{48}$$

Наконец, мощность есть произведение силы на скорость перемещения силового органа гидромеханизма, поэтому

$$\frac{N_p}{N_м} = \frac{P_p V_p}{P_м V_м} = \nu^3 \nu^{0,5} = \nu^{\frac{7}{2}} \tag{49}$$

Метод подобия, основанный на равенстве ускорений, имеет тот недостаток, что напряжения в деталях сравниваемых механизмов не бывают одинаковыми.

В самом деле, поскольку напряжение в деталях механизма той же размерности, что и давление в гидросистеме, то при $\nu < 1$ напряжения у проектируемого механизма будут заниженными, а при $\nu > 1$, наоборот, будут завышенными и могут оказаться больше допускаемых. Учитывая это обстоятельство, в механизмах большой мощности при расчете по методу подобия кладут в основу равенство напряжений в сравниваемых механизмах, а следовательно, и равенство давлений. Пользуясь теми же обозначениями и индексами, — индекс $м$ для модельного (образцового) механизма и индекс p для проектируемого механизма, — получаем:

по соотношению действующих сил, при условии равенства напряжений $p_p = p_м$

$$\frac{P_p}{P_м} = \frac{F_p}{F_м} = \nu^2; \tag{50}$$

из соотношений ускорений имеем

$$\frac{m_p a_p}{m_м a_м} = \nu^2,$$

а поэтому

$$\frac{a_p}{a_м} = \frac{1}{\nu} \tag{51}$$

и, следовательно,

$$\frac{t_p}{t_м} = \nu.$$

Далее, пользуясь отношениями скоростей, мощностей и расходов, получаем соответственно:

$$\frac{V_p}{V_м} = \frac{l_p t_м}{l_м t_p} = \nu \frac{1}{\nu} = 1, \tag{52}$$

$$\frac{N_p}{N_м} = \frac{P_p V_p}{P_м V_м} = \nu^2, \tag{53}$$

$$\frac{Q_p}{Q_м} = \frac{F_p V_p}{F_м V_м} = \nu^2. \tag{54}$$

§ 11. РАДИАЛЬНЫЕ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Поршни *1* радиальных роторно-поршневых насосов (фиг. 22) односторонне нагружают ось *4* ротора *2* силой P, а ось статора *5* силой N Это требует увеличения жесткости этих осей во избежание их деформаций, защемления и увеличения объемных потерь. Полости всасывания и нагнетания разделены разделителем (перемычкой) b, выполненной в оси *4* ротора *2*. Ширина перемычки b больше ширины b_0 отверстия в распределительной втулке *6* ротора *2*. Эта разность в размерах $(b—b_0)$ необходима для избежания соединения полостей при переносе вытесняемого объема масла из полости всасывания в полость нагнетания.

Ротор *2* сажают на ось *4* с диаметральным зазором $\delta = 0{,}4 \cdot 10^{-3} + 0{,}01$ *мм*, где d — диаметр оси ротора в *мм*. Обычно $\delta \approx 0{,}015 \div 0{,}022$ *мм*.

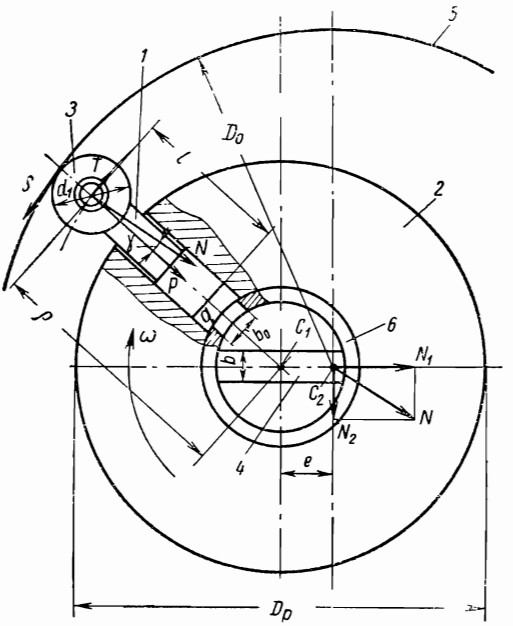
Для разгрузки цапфы $D_ц$ длиной l оси ротора от изгибающих нагрузок и для улучшения условий смазки на ее поверхности предусматривают разгрузочные канавки на расстоянии $l_1 \approx 0{,}9 D_ц$, соединяющиеся с полостью нагнетания (фиг. 23). Подобная разгрузка может быть как односторонняя, так и двусторонняя [12].

Насосы этого типа могут быть со свободным или принудительным перемещениями поршней в роторе. В первом случае при работе насоса поршни постоянно прижаты к статору либо действием центробежной силы, как, например, в насосе мод. НП завода «Гидропривод», либо давлением масла, подводимым под поршни от отдельного насоса малого давления, либо, наконец, силой давления пружины.

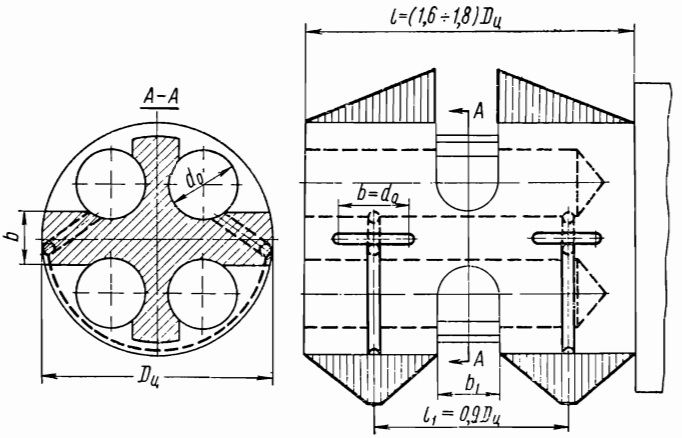
При принудительном перемещении поршней статор насоса должен иметь кольцевой паз, в который помещаются ролики (см. фиг. 22), а в некоторых конструкциях насосов — ползушки вместо роликов.

Ротор насоса *2* вращается вокруг оси C_1 (см. фиг. 18), а центр статора *5* расположен в точке C_2. Число поршней в роторе всегда нечетное и они располагаются на равных угловых расстояниях один от другого. Ротор монтируется на шарикоподшипниках, находящихся в крышках корпуса насоса. Ось ротора насоса жестко крепится в его корпусе.

Радиальную разгрузку оси ротора можно осуществить, применяя вместо подвижного статора цилиндрической формы неподвижный статор эллиптической формы. Благодаря этому поршни будут



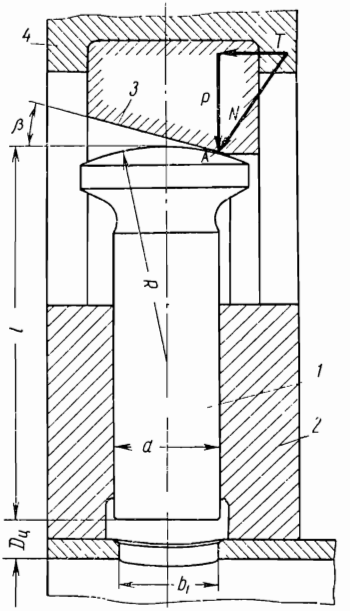
Фиг. 22. Схема радиального роторно-поршневого насоса.



Фиг. 23. Схема разгрузки оси ротора радиального роторно-поршневого насоса от радиальных нагрузок.

делать за один оборот ротора по два хода всасывания и нагнетания и их радиальные силы будут уравновешены. Такие насосы имеют постоянный расход масла, а вследствие удвоенного числа двойных ходов и наличия неподвижного статора, а следовательно, увеличенных потерь на трение по сравнению с насосами, имеющими цилиндрический статор, не допускают большего числа оборотов. Их обычно используют в качестве гидромоторов с небольшим числом оборотов на выходном валу. Такие гидромоторы характерны постоянным крутящим моментом на выходном валу, а наличие пары сил ускоряет разворот и разбег ротора гидромотора при реверсировании.

В поршневом насосе мод. НП завода «Гидропривод» имеются поршни *1* с грибообразными головками (фиг. 24). Такая конструкция позволяет разместить несколько рядов поршней по ширине ротора *2* (см. фиг. 22). Это дает возможность при малых диаметрах поршней значительно увеличить производительность насоса. Грибообразные головки поршней прижимаются к конусному кольцу *3* с углом $\beta \approx 10°$ статора *4* центробежной силой и давлением масла, поступающего от специального шестеренного насоса малого литража. Головка поршня соприкасается с конусной поверхностью кольца в точке A, не лежащей на оси поршня. Поэтому поршни насоса одновременно с возвратно-поступательным движением совершают возвратно-вращательное движение вокруг собственной оси, что способствует более равномерному их износу.



Фиг. 24. Поршень с грибообразной головкой к роторно-поршневому насосу мод. НП конструкции завода «Гидропривод».

Вращающаяся кулиса положена в основу кинематических схем многих роторно-поршневых радиальных насосов.

Скорость v_1 точки центра ползушки или ролика (фиг. 25 и 26) относительно центра оси статора C_2 является геометрической суммой скорости v_2 этой точки относительно центра ротора (переносная скорость) и скорости v перемещения поршня в цилиндре ротора (относительная скорость).

Переносная скорость

$$v_2 = 105 \cdot 10^{-6} n\,(R - e\cos\varphi)\ м/сек. \qquad (55)$$

Относительная скорость поршня

$$v = 105 \cdot 10^{-6}\, en \sin\varphi\ м/сек. \qquad (56)$$

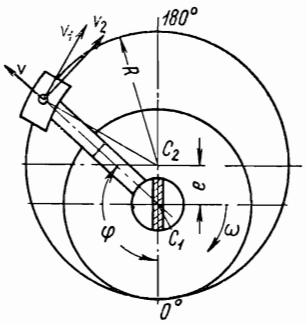
Средняя скорость поршня

$$v_m \approx \frac{v}{1{,}57} \text{ м/сек.} \tag{57}$$

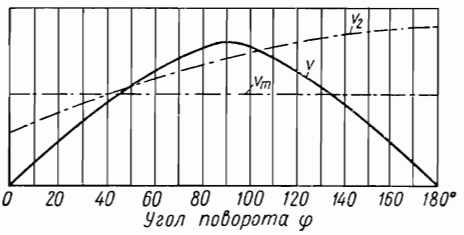
Здесь e — максимальный эксцентрицитет насоса в *мм*;
n — число оборотов ротора насоса *об/мин*;
R — радиус статора насоса в *мм*.

Для определения пульсации расхода насосов удобно пользоваться приближенными формулами [13].

Так, для насосов с четным числом z поршней процент пульсации составляет $\delta = \frac{500}{z^2}\%$, а для насосов с нечетным числом поршней пульсация будет $\delta = \frac{125}{z^2}\%$, где 500 и 125 — постоянные числа.



Фиг. 25. Скорости в радиальном роторно-поршневом насосе.



Фиг. 26. График скоростей в радиальном роторно-поршневом насосе.

Пульсация насоса передается клапанам и воспринимается трубопроводом гидравлической системы, и все это вместе взятое является иногда причиной возникновения вибраций в станке.

Как известно, при вращении ротора насоса статор его вследствие наличия эксцентрицитета e и скоростей v_1 и v_2 также приходит во вращение, но с меньшей скоростью и вокруг оси C_2. В результате этого обстоятельства ролики поршней (или ползушки) будут покачиваться на своих осях на небольшой угол. Такое покачивание роликов способствует равномерному износу их осей и подшипников. Если бы статор насоса был неподвижным, то скорость вращения роликов была бы недопустимо большой, и поэтому потери на трение сильно возросли бы.

Минутная подача (расход) насоса определяется по формуле

$$Q = \frac{\pi}{2} d^2 ezn = K \cdot n, \tag{58}$$

где K — коэффициент расхода (литраж) насоса в $см^3$ на 1 оборот.

Ход поршней обычно принимается равным в большинстве случаев $h = (1{,}3 \div 1{,}4)\, d$, где d — диаметр поршня насоса.

Для ускорения кинематического расчета радиальных насосов можно составить табл. 15, в которой относительная скорость поршня и переносная скорость ротора определяются в зависимости от числа оборотов ротора насоса и его литража ($см^3/об$).

Таблица 15

Расчет скоростей в радиальном роторно-поршневом насосе

Производительность насоса в $см^3$ на 1 оборот	Относительная скорость поршня v в $м/сек$	Переносная скорость статора v_0 в $м/сек$	Средняя скорость поршня v_m в $м/сек$
4,5	$42\cdot10^{-5}n$	$n\,(5\cdot10^{-5}n^{0,5}+26\cdot10^{-4})$	$26{,}8\cdot10^{-5}n$
6,0	$57{,}5\cdot10^{-5}n$	$n\,(6\cdot10^{-5}n^{0,5}+3\cdot10^{-3})$	$36{,}6\cdot10^{-5}n$
10,0	$94{,}4\cdot10^{-5}n$	$n\,(7\cdot10^{-5}n^{0,5}+4\cdot10^{-3})$	$60\cdot10^{-5}n$
12,5	$52{,}4\cdot10^{-5}n$	$n\,(8\cdot10^{-5}n^{0,5}+3{,}7\cdot10^{-3})$	$33{,}4\cdot10^{-5}n$
18,0	$76\cdot10^{-5}n$	$n\,(1\cdot10^{-5}n^{0,5}+4\cdot10^{-3})$	$48{,}5\cdot10^{-5}n$
20,0	$57{,}5\cdot10^{-5}n$	$n\,(10{,}5\cdot10^{-5}n^{0,5}+4\cdot10^{-3})$	$36{,}7\cdot10^{-5}n$
25,0	$73{,}5\cdot10^{-5}n$	$n\,(12\cdot10^{-5}n^{0,5}+4{,}7\cdot10^{-3})$	$47\cdot10^{-5}n$
30,0	$83{,}8\cdot10^{-5}n$	$n\,(13\cdot10^{-5}n^{0,5}+5\cdot10^{-3})$	$53{,}5\cdot10^{-5}n$
45,0	$63\cdot10^{-5}n$	$n\,(16\cdot10^{-5}n^{0,5}+6\cdot10^{-3})$	$40\cdot10^{-5}n$
60,0	$81{,}2\cdot10^{-5}n$	$n\,(8\cdot10^{-5}n^{0,5}+6\cdot10^{-3})$	$51{,}8\cdot10^{-5}n$
75,0	$99{,}5\cdot10^{-5}n$	$n\,(2\cdot10^{-5}n^{0,5}+7\cdot10^{-3})$	$63{,}4\cdot10^{-5}n$
100,0	$94{,}4\cdot10^{-5}n$	$n\,(23\cdot10^{-5}n^{0,5}+7\cdot10^{-3})$	$60\cdot10^{-5}n$
125,0	$115\cdot10^{-5}n$	$n\,(26\cdot10^{-5}n^{0,5}+8\cdot10^{-3})$	$73\cdot10^{-5}n$
175,0	$115\cdot10^{-5}n$	$n\,(3\cdot10^{-4}n^{0,5}+9\cdot10^{-3})$	$73\cdot10^{-5}n$
250,0	$168\cdot10^{-5}n$	$n\,(4\cdot10^{-4}n^{0,5}+1\cdot10^{-2})$	$107\cdot10^{-5}n$

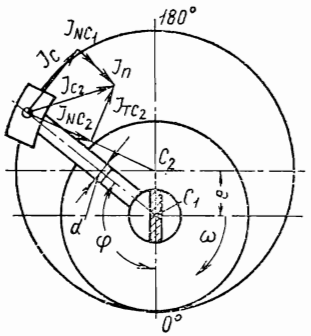
Пользуясь табл. 16, можно получить необходимые сведения, касающиеся пульсации давления, расхода и величины частоты колебаний давления.

Все эти данные в некоторых случаях бывают необходимы для расчета гидросистемы на динамическую устойчивость или для проверки ее на резонанс колебаний и пр.

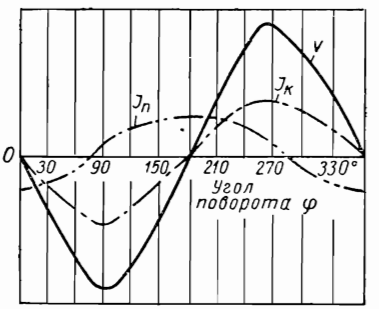
В табл. 17 помещены данные, определяющие ускорения в механизме насоса, необходимые для проверки всасывающей его способности. При чрезмерно большом ускорении поршней насоса могут возникнуть явления разрыва струи и кавитации. Данными об ускорении пользуются также при динамическом расчете насосов, при расчете на прочность и т. д.

Пульсация расхода жидкости, приращение давления, частота колебаний давления

Коэффициент расхода жидкости насоса K в *см³/мин*	Максимальный расход жидкости из насоса $\sum q\,(mx)$ в *см³/мин*	Минимальный расход жидкости из насоса $\sum q\,(mn)$ в *см³/мин*	Разность расходов в *см³/мин*	Пульсация расхода φ в %	Приращение давления Δp в *кГ/см²*	Частота колебаний давления K_0 в *кол/мин*
4,5	5,58n	4,36n	0,22n	4,86	0,049p	11,15n
6	6,3n	6n	0,3n	4,84	0,048p	11,15n
10	10,35n	9,85n	0,5n	4,9	0,049p	11,15n
12,5	12,91n	12,3n	0,61n	4,81	0,048p	11,15n
18	18,75n	17,85n	0,90n	4,89	0,049p	11,15n
20	21,28n	20,2n	1,08n	5,16	0,052p	11,15n
25	27n	25,7n	1,3n	4,91	0,049p	11,15n
30	30,81n	29,4n	1,41n	4,64	0,046p	11,15p
45	48,5n	46,1n	2,4n	5,03	0,05p	11,15n
60	62,6n	59,6n	3n	4,86	0,05p	11,15n
75	77n	73,2n	3,8n	5,03	0,05p	11,15n
100	103n	98n	5n	4,94	0,049p	11,15n
125	126n	120n	6n	4,83	0,048p	11,15n
175	177,8n	169,25n	8,55n	4,88	0,049p	11,15n
250	257n	244,8n	12,2n	4,82	0,048p	11,15n
325	335n	327n	8n	2,41	0,024p	20,2n
450	448n	436n	12n	2,71	0,027p	20,2n



Фиг. 27. Ускорения в радиальном роторно-поршневом насосе.



Фиг. 28. График ускорений в радиальном роторно-поршневом насосе.

В табл. 15—17 n — число оборотов ротора насоса в *об/мин*. Относительное ускорение поршня (фиг. 27 и 28)

$$J_n = 11 \cdot 10^{-6}\, en^2 \cos\varphi \;\; м/сек^2, \qquad (59)$$

где e — наибольший эксцентрицитет насоса в *мм*;
n — число оборотов ротора насоса в *об/мин*.
Поворотное (кориолисово) ускорение

$$J_к = 22 \cdot 10^{-6}\, en^2 \sin \varphi \quad м/сек^2. \tag{60}$$

Наконец нормальное ускорение

$$J_{NC_1} = \frac{v_2^2}{0{,}225K^{0,5}n^{0,5} + 4e + 2d} \quad м/сек^2, \tag{61}$$

где v_2 — переносная скорость (см. табл. 15);
K — коэффициент расхода насоса в $см^3$ на 1 оборот;
e — эксцентрицитет насоса (наибольший);
d — диаметр поршня насоса в *мм*.

Таблица 17

Расчет ускорений в радиальном роторно-поршневом насосе

Литраж насоса в $см^3$ на 1 оборот	Ускорение поршня J_n в $м/сек^2$	Повторное (кориолисово) ускорение $J_к$ в $м/сек^2$	Нормальное ускорение J_{NC_1} в $м/сек^2$
4,5	$44 \cdot 10^{-6} n^2$	$88 \cdot 10^{-6} n^2$	$(2{,}1n^{-0,5} + 0{,}025)\, v_2^2$
6,0	$60{,}5 \cdot 10^{-6} n^2$	$121 \cdot 10^{-6} n^2$	$(1{,}8n^{-0,5} + 0{,}022)\, v_2^2$
10,0	$99 \cdot 10^{-6} n^2$	$198 \cdot 10^{-6} n^2$	$(1{,}4n^{-5} + 0{,}017)\, v_2^2$
12,5	$55 \cdot 10^{-6} n^2$	$110 \cdot 10^{-6} n^2$	$(1{,}26n^{-5} + 0{,}018)\, v_2^2$
18,0	$80 \cdot 10^{-6} n^2$	$160 \cdot 10^{-6} n^2$	$(1{,}05n^{-5} + 0{,}015)\, v_2^2$
20,0	$60{,}5 \cdot 10^{-6} n^2$	$121 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}99n^{-5} + 0{,}015)\, v_2^2$
25,0	$77 \cdot 10^{-6} n^2$	$154 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}89n^{-5} + 0{,}014)\, v_2^2$
30,0	$88 \cdot 10^{-6} n^2$	$176 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}81n^{-5} + 0{,}013)\, v_2^2$
45,0	$66 \cdot 10^{-6} n^2$	$132 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}66n^{-5} + 0{,}011)\, v_2^2$
60,0	$85 \cdot 10^{-6} n^2$	$170 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}575n^{-5} + 0{,}01)\, v_2^2$
75,0	$105 \cdot 10^{-6} n^2$	$210 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}515n^{-5} + 0{,}01)\, v_2^2$
100,0	$99 \cdot 10^{-6} n^2$	$198 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}445n^{-5} + 0{,}009)\, v_2^2$
125,0	$121 \cdot 10^{-6} n^2$	$242 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}4n^{-5} + 0{,}008)\, v_2^2$
175,0	$121 \cdot 10^{-6} n^2$	$242 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}337n^{-5} + 0{,}007)\, v_2^2$
250,0	$176 \cdot 10^{-6} n^2$	$352 \cdot 10^{-6} n^2$	$(0{,}28n^{-5} + 0{,}006)\, v_2^2$

§ 12. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РАДИАЛЬНОГО РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Ось ротора (см. фиг. 22 и 23) имеет два или четыре продольных отверстия (канала) диаметром d_0. Площадь сечения каждого из них выбирается в зависимости от площади $F_ц$ сечения оси ротора насоса так, чтобы

$$\frac{\pi d_0^2}{4} = (0{,}18 \div 0{,}2)\, F_ц,$$

отсюда диаметр продольного отверстия

$$d_0 \approx 0{,}25 \sqrt{F_ц}. \tag{62}$$

Если же задаться скоростью v *м/сек* масла в продольном отверстии, то тогда, составляя равенство расходов, получаем

$$\frac{m}{2} \cdot \frac{\pi d_0^2}{4}\, 100v = K \frac{n}{60},$$

где m — число продольных отверстий в оси ротора; $m = 1$ или $m = 2$;
n — число оборотов ротора в минуту.

При $m = 2$ получаем

$$d_0 \approx 104 \cdot 10^{-4} \sqrt{K \frac{n}{v}}. \tag{63}$$

Скорость масла v в продольном отверстии оси обычно принимается равной для самовсасывающих насосов $v \approx 3{,}5 \div 4$ *м/сек*, для несамовсасывающих насосов $v \approx 5 \div 6$ *м/сек*.

Следовательно, в среднем $v = 3{,}7$ *м/сек* для самовсасывающих насосов и $v = 5{,}5$ *м/сек* для несамовсасывающих. Тогда получим соответственно:

$$d_0 \approx 52 \cdot 10^{-4} \sqrt{Kn},$$

$$d_0 \approx 43 \cdot 10^{-4} \sqrt{Kn},$$

или, приближенно, в среднем

$$d_0 \approx 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{Kn}. \tag{64}$$

Диаметр $D_ц$ оси ротора можно определить теперь на основании соотношений (62) и (64):

$$5 \cdot 10^{-3} \sqrt{Kn} = 0{,}25 \sqrt{F_ц},$$

откуда

$$D_ц \approx 23 \cdot 10^{-3} \sqrt{Kn}, \tag{65}$$

где K — литраж насоса в $см^3$ на 1 оборот [см. уравнение 58].

Для изготовления оси ротора применяют сталь марки 40Х, которую предварительно проковывают, и после термической обработки она должна иметь твердость *HRC* 58—63.

Диаметр втулки *6* ротора (см. фиг. 22) принимают равным

$$D_в \approx 1{,}5D_ц. \tag{66}$$

Втулка изготовляется из высококачественной бронзы марки ОФ10 или бронзы марки АМПКО.

Диаметральный зазор при этой бронзе между втулкой *6* и осью ротора обычно равен

$$\delta = \frac{0{,}01D_ц + 0{,}25}{25}. \tag{67}$$

Однако этот диаметральный зазор можно несколько уменьшить, если втулку *6* (см. фиг. 22) изготовить из специального сплава, обладающего малым коэффициентом температурного расширения. Такой сплав (57% Cu, 38% Zn, остальное — примеси) имеет малый коэффициент температурного расширения $\alpha \cdot 10^4 = 0{,}19$ *1/град*, удлинение $i = 10 \div 15\%$, твердость *HB* 110—170, предел текучести $\sigma_i = 22 \div 26$ *кГ/мм²*, температура плавления $T = 880 \div 890°$ С.

Уменьшение диаметрального зазора способствует уменьшению объемных потерь в насосе, что позволяет поднять давление до 250—300 *кГ/см²*.

Могут применяться также втулки из биметалла. Они обладают также малым температурным расширением и поэтому дают возможность несколько уменьшить диаметральный зазор между осью ротора и втулкой *6*.

Перемычку *b* оси ротора, разделяющую полости всасывания и нагнетания насоса, берут равной

$$b = b_0 + (0{,}03 \div 0{,}04) D_ц.$$

Диаметр ротора, если длина поршня выполнена равной $l = 2(e + d)$, должен быть

$$D_р = D_в + 4(e + d). \tag{68}$$

Внутренний диаметр статора насоса должен быть

$$D_0 = D_в + 4d + 6e. \tag{69}$$

Поршни насоса изготовляются из стали марок 40Х или 20Х с последующей термической обработкой (*HRC* 55—60). Диаметральный зазор поршней в цилиндрах ротора находится в пределах 0,03—0,04 *мм*. В насосах с принудительным ведением поршней этот зазор может быть меньше (0,015—0,02) *мм*, что способствует уменьшению объемных потерь и некоторому повышению давления.

§ 13. ДЕЙСТВУЮЩИЕ СИЛЫ В РАДИАЛЬНЫХ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСАХ

Сила нормального давления N, направленная по радиусу статора (см. фиг. 22 и 24), раскладывается на две силы: а) по радиусу ротора — сила P давления на поршень и б) нормально к силе P —тангенциальная сила T Нормальная сила N, умноженная на коэффициент трения ползушки ролика или головки поршня о дорожку статора, дает силу трения S. Тангенциальная сила T, умноженная на переменное плечо ϱ, дает крутящий момент, потребляемый насосом на преодоление момента всех сил полезных и вредных сопротивлений.

Из треугольника сил следует

$$T = P \operatorname{tg}(\gamma + \psi) = P \frac{\operatorname{tg}\gamma + f}{1 - f \operatorname{tg}\gamma}; \tag{70}$$

$$N = \frac{P}{\cos(\gamma + \psi)} = \frac{P}{\cos\psi(\cos\gamma - f\sin\gamma)}, \tag{71}$$

где $\psi = \operatorname{arc\,tg} f$ — угол трения поршней; f — коэффициент трения.

В радиальных роторно-поршневых насосах угол γ обычно $\gamma_{max} \leqslant 6°$; поэтому $(\operatorname{tg}\gamma)_{max} \approx 0{,}1$; $(\sin\gamma)_{max} = 0{,}1$; $(\cos\gamma)_{max} \approx 0{,}955$. Следовательно,

$$T_{max} \approx P \frac{0{,}1 + f}{1 - 0{,}1f}; \quad N_{max} \approx \frac{P}{\cos\psi(0{,}995 - 0{,}1f)};$$

т. е. практически

$$N_{max} \approx P.$$

Потребляемый крутящий момент на валу насоса

$$M_{к.\,н} = p\frac{Q}{\omega\eta_н} \tag{72}$$

или на основании общеизвестных соотношений

$$M_{к.\,н} = p\frac{Kn}{2\pi n\eta_н} = p\frac{K}{2\pi\eta_н} = p\frac{K}{2\pi\eta_н e}e_x, \tag{73}$$

где $\eta_н$ — механический к. п. д. насоса; p — давление; e_x — текущий эксцентрицитет.

Сила N_1 (см. фиг. 22), необходимая для перемещения статора по направляющим, при изменении расхода насоса обычно принимается равной половине геометрической суммы сил P поршней.

§ 14. АКСИАЛЬНЫЕ (ОСЕВЫЕ) РОТОРНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Благодаря небольшим габаритным размерам, малому диаметру роторной группы, сравнительно малым радиальным силам и компактности, осевые роторно-поршневые насосы (аксиальные насосы) получили широкое применение в гидравлических приводах различных машин, механизмах и станках.

Приводной вал *2* (фиг. 29) смонтирован на шарикоподшипниках *1*, расположенных в корпусе насоса. Вал приводится во вращение с постоянным числом оборотов от какого-либо постороннего источника, например, от электродвигателя. Головка приводного вала несет в центральном отверстии поводок *25*, через который ротор *4* приводится в равномерное вращение. Узел ротора смонтирован в специальной обойме (люльке) *7*, которая может на оси *12* поворачиваться от своего среднего положения в ту и другую сторону в пределах угла в $\pm 25°$ В роторе расположены вдоль оси семь или девять поршней *6*, которые через штоки *19* соединены с головкой приводного вала *2*.

Если повернуть ротор на некоторый угол относительно горизонтальной оси, то ход поршней изменится, изменится также и производительность насоса.

Ротор *4* своей торцовой поверхностью прилегает к распределительному диску *5*. В момент пуска насоса и разворота ротора прилегание распределительного диска к торцу ротора обеспечивается силой давления пружины, а затем давлением масла. Наличие в этом насосе промежуточного звена в виде двухшарнирного кардана позволяет получить равные угловые скорости приводного вала и ротора.

Ход поршней в этих насосах

$$x = R\,(1 - \cos\,\alpha)\cos\,\delta. \qquad (74)$$

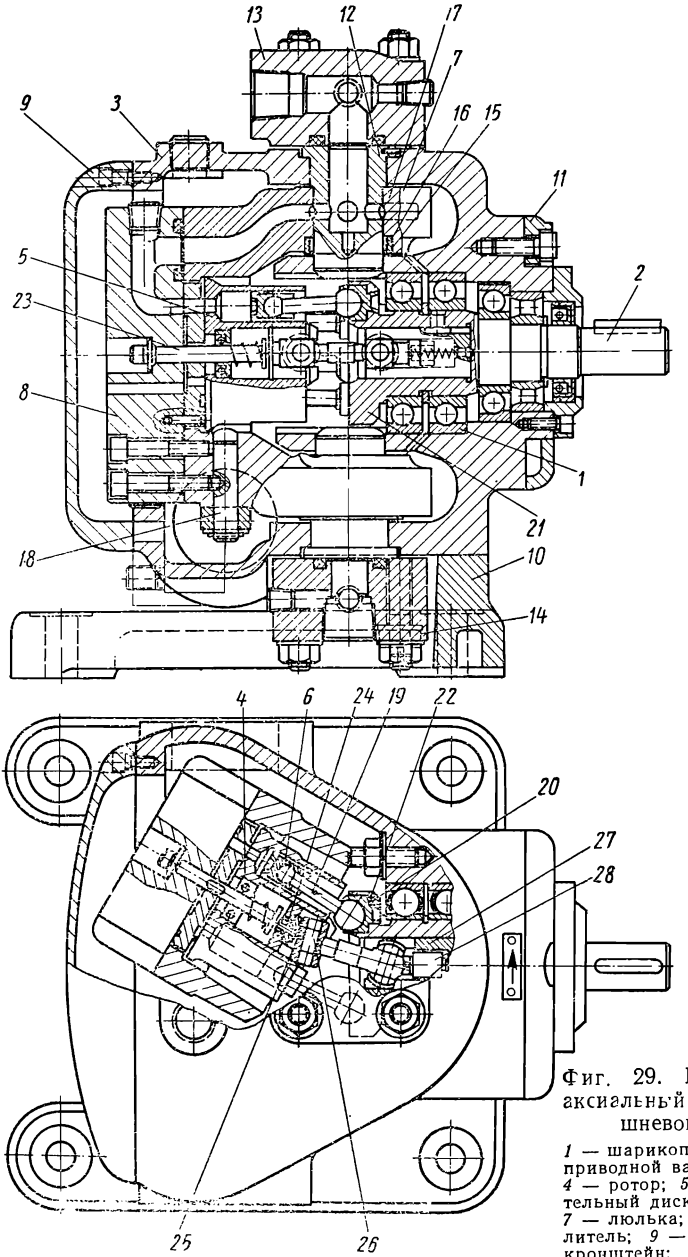
Поэтому скорость поршней

$$v = \frac{dx}{dt} = v_0 \cos\,\delta\,\sin\,\alpha, \qquad (75)$$

где α — угол поворота ротора; δ — угол наклона ротора; v_0 — окружная скорость приводного вала; R — радиус делительной окружности фланца вала *2* (фиг. 29).

Для некоторой разгрузки поводка (штока) *19* от динамических нагрузок его устанавливают несколько наклонно (на угол 1,5°) по отношению к приводному валу *2*. Однако в реверсируемых насосах такого наклона не применяют во избежание перегрузки шатунов крутящим моментом.

Диаметр сферы шатуна, находящейся в поршне, ограничивается диаметром d поршня, поэтому диаметр малой сферы определяют по соотношению $d_м \approx (0{,}6 \div 0{,}7)\,d$ *мм*. Больший диаметр сферы штока *19*, находящейся во фланце *21* приводного вала, определяется по условиям напряжения смятия, но она обычно не превышает диаметра $d_б \approx (0{,}8 \div 0{,}9)\,d$ *мм*, где d — диаметр поршня. Диаметр штока *19* обычно выбирают равным $d_ш \approx (0{,}4 \div 0{,}5)\,d$ *мм*. Длина поршня может быть в довольно широких пределах $l \approx (1{,}2 \div 1{,}6)\,d$ *мм*. Чем больше расход масла насоса, тем больше должна быть и длина поршня. Глубина расточек под поршни *6* в роторе обычно берется в пределах $(1{,}6 \div 2{,}8)\,d$ *мм*. Причем большую глубину расточки применяют при меньшем расходе насоса.



Фиг. 29. Регулируемый аксиальный роторно-поршневой насос:

1 — шарикоподшипник; *2* — приводной вал; *3* — картер; *4* — ротор; *5* — распределительный диск; *6* — поршень; *7* — люлька; *8* — распределитель; *9* — крышка; *10* — кронштейн; *11* — фланец; *12* — ось люльки; *13* — фланец подвода; *14* — фланец отвода; *15* — обойма подшипника; *16* — уплотнение; *17* — шайба подшипника; *18* — палец; *19* — шток; *20* — седло; *21* — фланец приводного вала; *22* — седло; *23* — палец; *24* — опора шатуна; *25* — центральный поводок; *26* — ось поводка; *27* — втулка; *28* — центральная втулка.

Длина технологической канавки для выхода инструмента в торцах расточек ротора может не превышать 3 *мм* независимо от производительности насоса.

Радиус R делительной окружности под штоки поршней во фланце приводного вала *2* обычно равен $R = 1{,}05r$, где r — радиус делительной окружности расточки в роторе под поршень *6*. Делительную окружность ротора выбирают в зависимости от расхода масла насоса. Чем больше расход насоса, тем делительная окружность, по соображениям компактности насоса, может быть меньше. Так, например, при расходе насоса до 50 *л/мин* делительная окружность обычно равна $D \approx 1{,}05Q$, при расходе до 100 *л/мин* $D \approx 0{,}7Q$, при расходе до 200 *л/мин* $D \approx 0{,}4Q$ и, наконец, при расходе до 400 *л/мин* $D \approx 0{,}3Q$.

Наличие двухшарнирного кардана и роторной группы небольшого диаметра позволяет увеличивать число оборотов приводного вала до 2000—2500 *об/мин*. Это значительно сокращает габариты и вес насоса аксиальной конструкции.

За один оборот ротора каждый поршень сделает ход $h = 2r \sin \delta$, поэтому при числе оборотов n ротора (приводного вала) производительность насоса будет равна

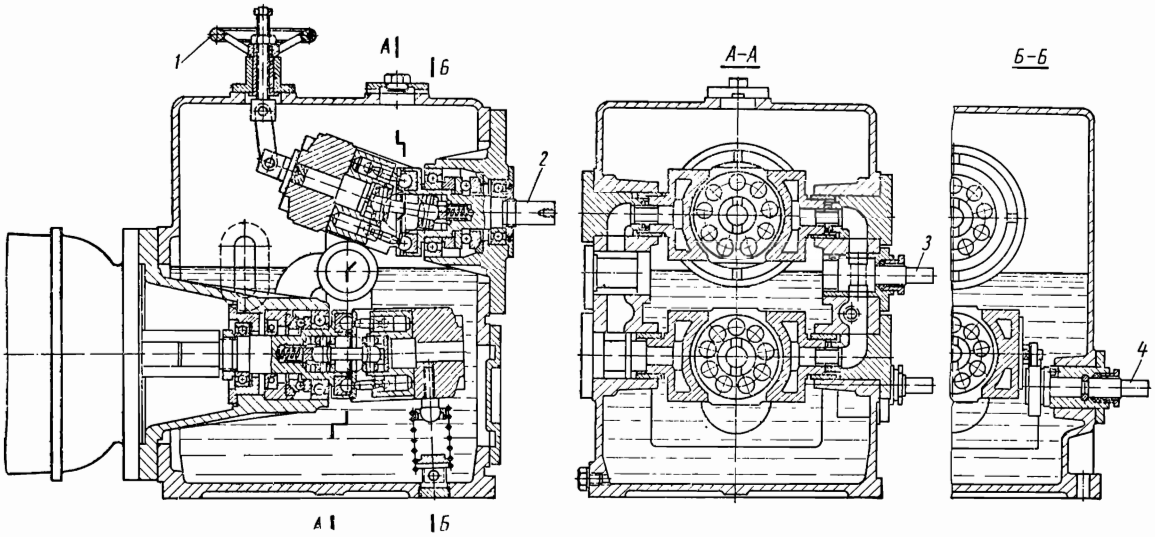
$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 z n \cdot 2r \sin \delta = K \cdot n \qquad (76)$$

где d — диаметр поршня; z — число поршней в роторе; r — радиус делительной окружности ротора; n — число оборотов приводного вала *29*; K — литраж насоса.

На фиг. 30 показан привод вращения, собранный из насосов аксиального типа, раздельного исполнения. Такая гидравлическая коробка скоростей может быть применена на любом станке для вращения шпинделя, периодических поворотов стола и т. д.

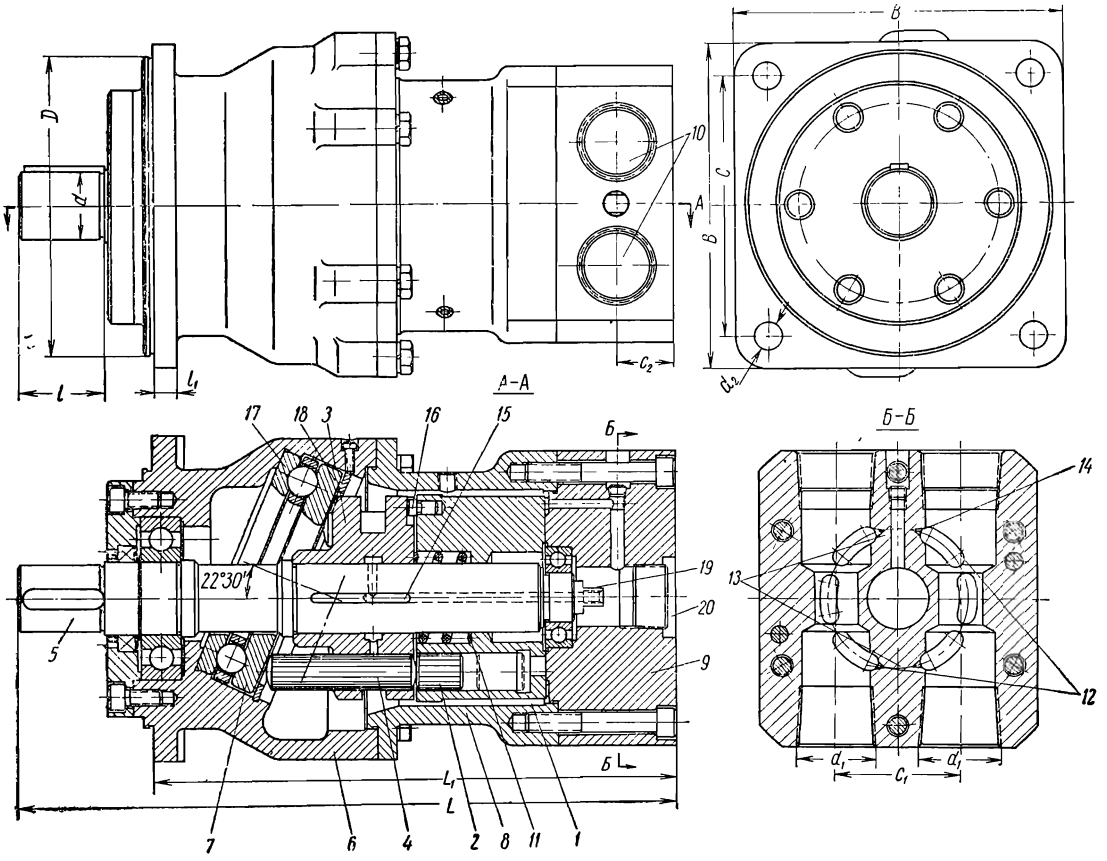
Отделом гидравлического и пневматического оборудования ЭНИМС разработаны аксиальные роторно-поршневые гидромоторы (насосы) с торцовым распределением (фиг. 31). Они могут быть использованы и как насосы, если их включать последовательно с каким-либо самовсасывающим насосом, используя их, таким образом, как ступень повышения давления в гидросистеме.

Ротор *1* с поршнями *2*, барабан *3* с толкателями *4* и приводным валом *5* расположены в корпусе *8*. В наклонной расточке крышки *6* размещен упорно-радиальный подшипник *7* В корпусе *8* размещен распределительный диск *9* с каналами *10* для подвода и отвода масла. Пружина *11* необходима для поджима ротора к диску *9*. В распределительном диске *9* имеются окна *12*, разделенные двумя перемычками *13*. Через окна масло подводится к ротору насоса и отводится от него. Для уничтожения запирания масла на перемычках *13* распределительного диска *9* предусмотрены канавки *14*, а перемычки *13* на диске *9* способствуют увеличению жесткости.



Фиг. 30. Аксиальный роторно-поршневой привод вращения:

1 — штурвал регулирования гидромотора; *2* — выходной вал; *3* — кран выключения гидромотора; *4* — вал регулирования чисел оборотов гидромотора.



Фиг. 31 Аксиальный роторно-поршневой насос (гидромотор) конструкции ЭНИМС.

Бесшумной работе насоса способствует то обстоятельство, что ось наклонной расточки в корпусе *6* лежит точно в одной плоскости с осью диска *9*, проходящей посредине перемычки *13*.

Масло от насоса поступает к окнам *12* и своим давлением воздействует на поршни. Последние выдвигаются и подходят к подшипнику *7* Возникающие при этом тангенциальные силы начинают вращать толкатели вместе с барабаном, валом *5* и ротором *1*. Толкатели, находящиеся против окна в диске соединенного со сливной стороной насоса, также выдвигаются и выталкивают масло в бак.

Такая конструкция насоса обеспечивает самоустанавливаемость ротора и разгружает торцовое распределение от сил, возникающих в результате различных технологических неполадок обработки и сборки насоса. Поэтому торцовая поверхность полностью разгружена от радиальных и тангенциальных сил, возникающих во время передачи крутящего момента.

Ротор состоит из двух частей: барабана *3* и собственно ротора *1*. Барабан закреплен на валу *5* на шпонке *15*, а ротор посажен свободно и только центрируется узким пояском. Ротор приводится во вращение поводком *16*. Толкатели *4*, контактирующие с поршнями, передают на ротор только осевые силы, а тангенциальные силы, создающие крутящий момент, воспринимаются толкателями.

Подшипник *7* должен воспринимать одновременно радиальные и осевые силы, для этого необходимо, чтобы диаметр беговой дорожки неподвижного кольца *17* был бы несколько меньше диаметра беговой дорожки вращающегося кольца *18*, и тогда угол контакта шарика с кольцами подшипника составит примерно 15°

Наличие сквозного вала позволяет провернуть насос или гидромотор вручную или использовать его для привода различных вспомогательных механизмов. Для присоединения и правильного центрирования приводного вала имеются лыски *19* и расточка *20*. Аксиальные гидромоторы мод. МГ15 предназначаются для приводов вращения, требующих бесступенчатого регулирования скорости, в гидросистемах, требующих автоматического или дистанционного управления, а также в следящих системах. Применение этих гидромоторов совместно с реечными передачами позволяет осуществлять возвратно-поступательное движение рабочих органов станка. Однако следует иметь в виду, что инерционность гидромоторов несколько больше, чем силовых цилиндров, коэффициент полезного действия (гидромотор — реечное зубчатое колесо) меньше, чем силового цилиндра, поэтому применять гидромоторы для осуществления поступательных движений совместно с реечными передачами следует только в тех случаях, когда другого конструктивного решения предложить нельзя. Габаритные размеры разработанных ЭНИМС гидромоторов аксиального типа даны в табл. 18. Такие гидромоторы могут при давлении $p = 50$ *кГ/см*^{2} развивать крутящий момент $M_{кр} = 0{,}6;\ 1{,}25;\ 2{,}5;\ 5;\ 10$ *кГм*, наибольшее число оборотов соответственно $n = 2400;\ 2100;\ 1800;\ 1500$ и 1300 *об/мин* с кратковременной пиковой нагрузкой при давлении в 125 *кГ/см*^{2} для всех типоразмеров.

Таблица 18

Таблица габаритных размеров аксиальных роторно-поршневых гидромоторов (насосов)

Типоразмеры	Диаметр присоединительной резьбы d_1	L	L_1	l	l_1	D	d	d_2	B	C	C_1	C_2
МГ151	К3/8″	169	131	20	8	70	14	7	80	64	32	11
МГ152	К1/2″	202	156	25	8	82	18	9	92	72	36	14
МГ153	К3/4″	250	194	32	15	100	22	11	110	92	50	19
МГ154	К1″	310	238	36	15	120	32	14	132	108	56	20
МГ155	К1$^1/_2$″	406	326	52	21	140	42	13	162	138	76	36

Гидромоторы работают на чистом минеральном масле марки индустриальное 20 или турбинное Л при расходах, соответственно типоразмерам, $Q = 8$; 18; 35; 70 и 140 *л/мин*.

Аксиальные гидромоторы при испытаниях показали объемный к. п. д. в пределах $\eta_V = 0{,}95 \div 0{,}98$ при общем к. п. д. $\eta = 0{,}8$.

Силы, действующие на поршни на стороне нагнетания насоса (фиг. 32) $P_1 = P_2 = \ldots P$, можно разложить на две составляющих N и T, причем $T = P \operatorname{tg}(\delta \pm \varrho)$, где ϱ — угол трения, а F — сила трения.

Применяя законы движения тела по наклонной плоскости под углом δ, получим суммарный крутящий момент, потребляемый на валу насоса:

$$M_{кр} = \frac{P}{2} D_0 \operatorname{tg}(\delta - \varrho) \sum_{i=1}^{z'} \sin \varphi_1 - \frac{P_0}{2} D_0 \operatorname{tg}(\delta + \varrho) \sum_{i=1}^{z''} \sin \varphi_{II}, \qquad (77)$$

где D_0 — делительный диаметр ротора;
P — сила, действующая на поршень на стороне нагнетания;
P_0 — сила, действующая на поршень на стороне всасывания;
z' — число поршней на стороне нагнетания;
z'' — число поршней на стороне всасывания;
φ — текущий угол поворота ротора;
N — нормальная сила;
T — тангенциальная сила.

Пока сила T находится в пределах $P \operatorname{tg}(\delta - \varrho) > T > P \operatorname{tg}(\delta - \varrho)$, ротор гидромотора останется в покое и может начать движение лишь при $T > P \operatorname{tg}(\delta + \varrho)$.

Сумма синусов углов $\sum \sin \varphi$ между осями соседних поршней насоса, находящихся на стороне нагнетания и всасывания, будет

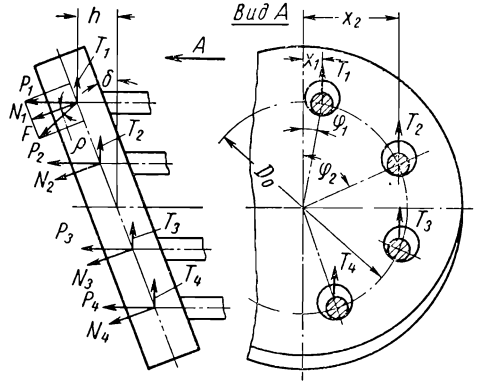
$$\sum_{i=1}^{m+1} \sin \varphi_i = \sin \varphi_1 + \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{z}\right) + \ldots + \sin\left(\varphi_1 + m\frac{2\pi}{z}\right),$$

причем должно быть $\varphi_1 + m\frac{2\pi}{z} \leqslant 180°$ Способ определения см. [12].

Время реверса вала гидромотора зависит от ускорения, давления в гидросистеме, от величины приведенных к валу гидромотора маховых масс и, наконец, от числа оборотов вала гидромотора.

Реверсирование вала гидромотора осуществимо как без нагрузки, так и при наличии нагрузки. Время реверсирования без нагрузки, как известно из механики, равно

$$t_0 = 2\frac{\omega}{\varepsilon},$$



Фиг. 32. Схема сил, действующих в аксиальном роторно-поршневом насосе.

где ω — угловая скорость вращения вала гидромотора;

ε — ускорение вала гидромотора, равное

$$\varepsilon = \frac{M_T}{J_1 + J_2},$$

M_T — момент торможения при данном давлении в системе;

J_1 — приведенный к валу гидромотора момент инерции масс;

J_2 — момент инерции ротора гидромотора.

Если реверсирование вала гидромотора производится при наличии нагрузки, то время реверсирования будет

$$t = t_0\left(\frac{1}{1 - \frac{M_{нгр}}{M_T}}\right),$$

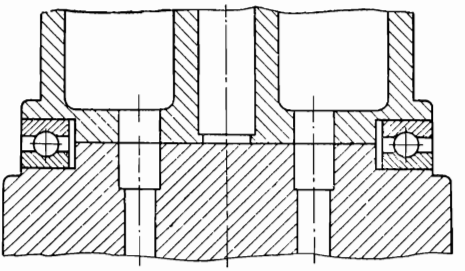
где $M_{нгр}$ — момент нагрузки; M_T — момент торможения при данном давлении в гидросистеме.

§ 15. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТОРЦОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МАСЛА

В аксиальных роторно-поршневых насосах ответственной конструкцией является система торцового распределения. В этих насосах ротор соприкасается с распределительным диском под действием давления жидкости и силы давления пружины. Известно, что две совершенно гладкие металлические поверхности, соприкасающиеся между собой, не создают плотного соединения из-за наличия микроскопических шероховатостей и неровностей. Даже полирование, а тем более шлифование, не могут обеспечить абсолютно плотного соединения; между соприкасающимися поверхностями всегда будет оставаться зазор, обусловливаемый перепадом давления, температурными режимами масла, соприкасающихся поверхностей и окружающей среды.

Чистота сопряженных между собой поверхностей зависит от их микро- и макроструктуры и от качества обработки этих поверхностей. Чем тверже поверхности соприкосновения и чем чище они обработаны, тем меньше требуется уплотняющее давление. Под действием этого давления происходит смятие и упругое деформирование выступающих неровностей и шероховатостей, чем, собственно, и определяется степень плотности соприкасающихся поверхностей. Однако чрезмерно большое уплотняющее давление вызывает большие потери на трение, излишний износ и задиры поверхностей; во избежание этого твердость торца ротора *4* (см. фиг. 29), как уплотнения, должна быть меньше твердости поверхности распределительного диска *5*.

Герметичность торцового уплотнения при наличии относительного скольжения соприкасающихся поверхностей обусловлена наличием граничных слоев жидкости и молекулярных связей между ними. Эти связи способны удерживать градиент давления и внешнюю нагрузку. Наличие относительной скорости скольжения и наличие неровностей на соприкасающихся поверхностях будут непрерывно разрушать и восстанавливать молекулярные связи. Все это усложняет выяснение механизма герметизации торцового уплотнения и требует экспериментальных проверок.



Фиг. 33. Первоначальная конструкция торцового уплотнения в аксиальных роторно-поршневых насосах.

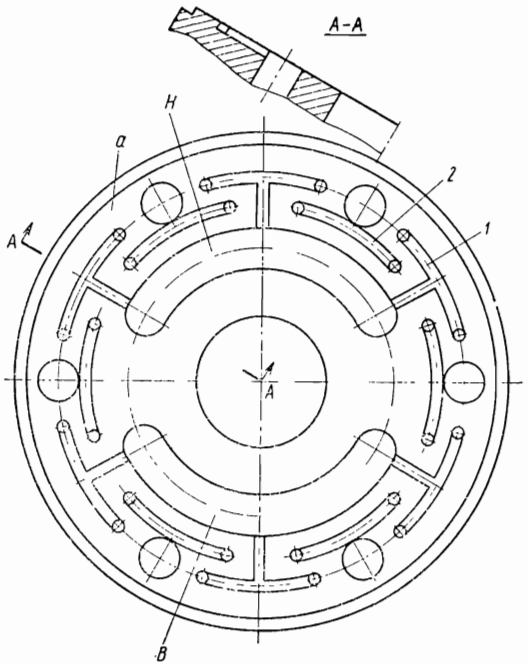
Наибольшее влияние на герметичность системы торцового распределения масла, несомненно, оказывает точность и чистота обработки соприкасающихся поверхностей и допуск на их непараллельность и неплоскостность между собой.

Точность обработки поверхностей ограничивают отклонением от плоскостности в пределах 0,001 *мм*. Очевидно, различная форма отклонений от плоскостности будет различно оказывать влияние на герметичность уплотнения. Так, например, конусная форма зазора с уширением в сторону увеличения радиуса должна ухудшать герметичность из-за действия центробежных сил на пленку масла.

Чрезмерная чистота обработки сопрягаемых поверхностей тоже нежелательна, так как увеличивает потери на трение и ухудшает условия смазки из-за значительного уменьшения масляной пленки. С этой целью чистоту поверхности обработки обычно ограничивают 10-м классом по ГОСТу 2789-59.

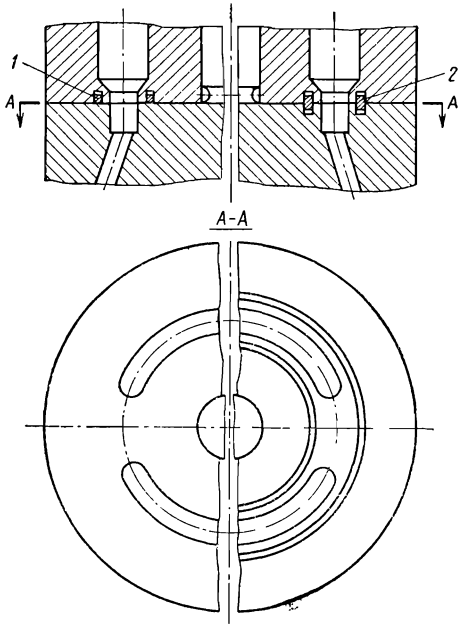
В первоначальной конструкции (фиг. 33) торцового уплотнения между поверхностями уплотнения монтировался упорный шарикоподшипник, который должен был обеспечивать необходимый зазор между торцовыми поверхностями. Проверка конструкции показала, что нагрузка на торцовые поверхности неравномерная: с одной стороны,

она почти равна нулю, а с другой, — почти равна полному давлению насоса. Неравномерность в распределении нагрузки перекашивает ротор насоса, ведет к увеличению объемных потерь и неравномерному износу соприкасающихся поверхностей, а неравномерное распределение скоростей по торцовой поверхности не обеспечивает равномерной смазки. Была опробована конструкция торцового распределения масла с гидравлической разгрузкой (фиг. 34), в которой полость нагнетания *H* специальными канавками *1* и *2* соединялась с зеркалом распределения. Полость всасывания *B* имела такое же симметричное расположение подводящих канавок. Для отвода утечек предусматривалась кольцевая полость *a*, сообщающаяся с атмосферой. Экспериментальная проверка показала недопустимый износ подводных канавок *1* и *2* и вследствие этого увеличение объемных потерь. Поэтому для целей уплотнения была разработана конструкция с применением специальных уплотнительных колец *1* и *2* (фиг. 35). Кольца помещались либо только в роторе насоса, либо одной половиной в роторе, а другой в распределительном диске. Проверка в работе насосов с таким уплотнением не дала ожидаемых результатов, объемные потери оставались почти на прежнем уровне. Опыт применения подобных уплотнений показывает, что торцовое сопряжение, видимо, нельзя уплотнить «механическими» способами и поэтому необходимы уплотнения, основанные на гидравлическом принципе.

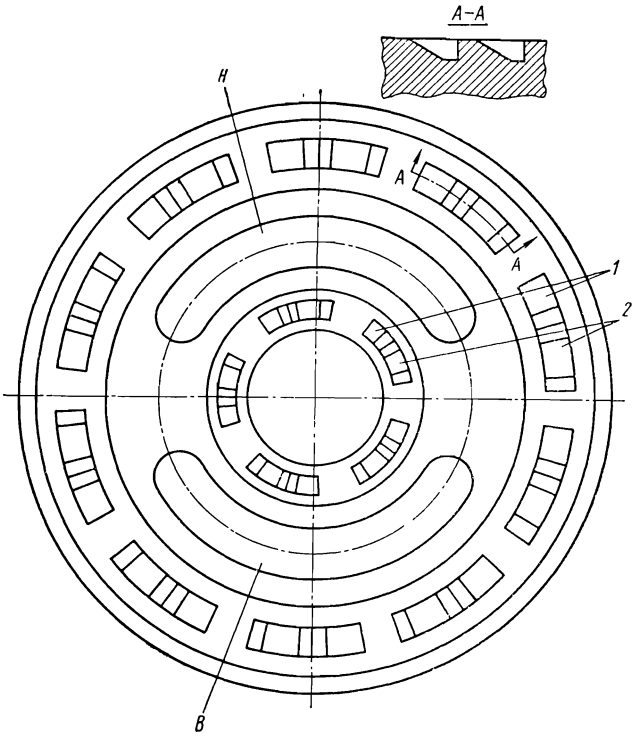


Фиг. 34. Схема торцового распределения масла с гидравлической разгрузкой в аксиальных роторно-поршневых насосах.

С этой целью была спроектирована конструкция торцового уплотнения (фиг. 36), имеющая специальные разгрузочные площадки *1* и *2*, согласованные с направлением наименьшего давления. Такая система распределения обеспечила всплывание ротора, так как образовывалась клиновидная полость с более низким давлением, в которую свободно входило масло. Наличие постоянной масляной пленки препятствовало непосредственному соприкосновению металла с металлом, напоминая несколько подшипник Митчеля, хорошо оправдавший себя на практике.

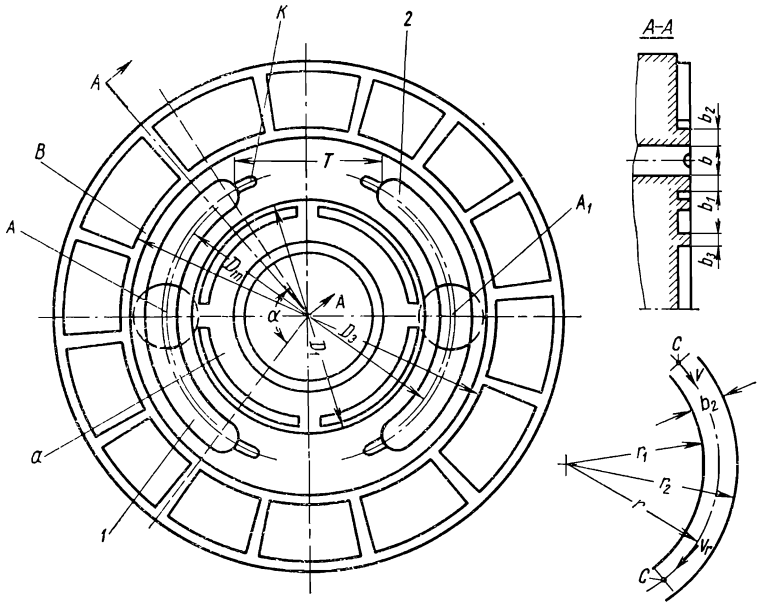


Фиг. 35. Схема уплотнения специальными кольцами.



Фиг. 36. Схема гидравлической разгрузки торцовых поверхностей, обеспечивающая всплывание ротора в аксиальных роторно-поршневых насосах.

В настоящее время система распределения в аксиальных роторно-поршневых насосах проектируют по типу, показанному на фиг. 37. Зеркало распределительного диска имеет два серпообразных окна *1* и *2*, которые через отверстия A и A_1 соединяются с напорной и выходной трассами насоса. Серпообразные вырезы соединяются перемычками, ширина которых T больше длины дуги донного отверстия, имеющегося в цилиндрах ротора насоса, примерно на 0,5—0,6 *мм*. Для предотвращения запирания масла и его компрессии в моменты переходов поршней из зоны всасывания в зону нагнетания и, наобо-



Фиг. 37. Схема конструкции гидравлической разгрузки торцовых поверхностей в аксиальных роторно-поршневых насосах.

рот, предусматривают небольшие канавки K, через которые поршни насоса постепенно соединяются с зоной нагнетания и также постепенно входят в зону всасывания.

Для предупреждения отжима ротора от распределительного диска сила давления масла со стороны поршней насоса должна быть несколько больше силы противодавления со стороны масляной пленки, находящейся в зазоре. Обычно это превышение составляет 10—15%.

Герметичность торцового сопряжения и толщина масляной пленки зависит также от ширины опорных поясков b_1 и b_2. Они должны быть не меньше 2,0 *мм* и не больше 5 *мм*. Бóльшая ширина поясков предназначается для большего диаметра распределительного диска. Поясок b_3 обеспечивает герметичность по внутренней стороне распределительного диска. В полостях a и B давление равно атмо-

сферному. Эти полости предназначены для отвода объемных потерь от торцового соединения.

Пусть $C—C$ — линия тока масла, dM—масса выделенного элемента жидкости, p — давление на единицу поверхности выделенного элемента, db_2 — толщина элемента. Тогда давление на внешнюю поверхность будет

$$p + \frac{\partial p}{\partial b_2} db_2.$$

На основании уравнения динамического равновесия элемента получаем

$$p \cdot df - \left(p + \frac{\partial p}{\partial b_2} db_2 \right) df + dM \frac{v^2}{r} = 0,$$

откуда

$$p = \frac{\gamma}{g} v^2 \lg \frac{r_2}{r_1}, \tag{78}$$

где v — окружная скорость ротора насоса;
r — радиус кривизны линии тока масла;
γ — удельный вес масла;
f — поперечное сечение элемента жидкости.

Элементарная масса при толщине пленки μ элемента

$$dM = \frac{\gamma}{g} dr \cdot db_2 d\mu.$$

Благодаря центробежной силе давление увеличивается в сторону увеличения радиуса. Обозначив давление в точке C через p_1, при $\mu = 0$ получаем:

$$p = p_1 - \frac{v^2 - v_r^2}{2g} \gamma, \tag{79}$$

где p_1 — давление в точке C;
v — скорость в точке C;
v_r — скорость на расстоянии (радиусе) r.

Приравнивая оба выражения (78) и (79), находим

$$v_r dr + r dv_r = 0, \text{ или } v_r r = K.$$

Пользуясь уравнением постоянства расхода, можно определить постоянную K. В самом деле

$$\mu b_2 v = \int\int v_r dr d\mu = \mu \int_{r_1}^{r_2} v_r d_r,$$

откуда

$$K = \frac{b_2 \mu}{\lg \frac{r_2}{r_1}}. \tag{80}$$

Поэтому окружная скорость масла на радиусе r

$$v_r = \frac{b_2 v}{\lg \frac{r_2}{r_1} r}. \qquad (80_1)$$

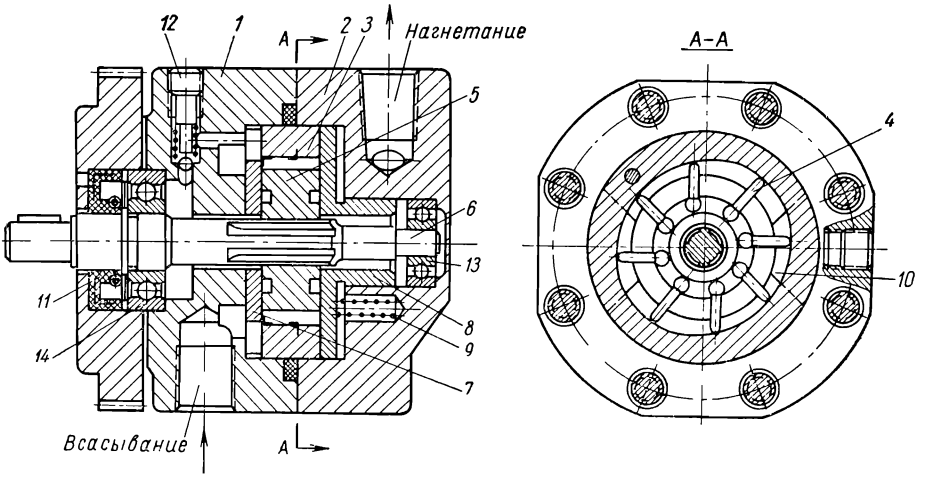
Толщина масляной пленки рекомендуется обычно в пределах 3—5 *мк*. Следует заметить, что высокое качество чистоты обработки, выше 10-го класса, ведет к уменьшению толщины масляной пленки до 1—0,9 *мк*, однако улучшения герметичности не дает.

Если материалы соприкасающихся пар, т. е. ротора насоса и распределительного диска обладают антифрикционными свойствами в достаточной степени, то коэффициент трения почти совсем не зависит от их материала.

При чрезмерно большой относительной скорости, больше 20 *м/сек*, материал соприкасающихся пар должен обладать высокой термостойкостью, поэтому общераспространенные антифрикционные материалы, например бронзу, в таких случаях применять нельзя.

§ 16. ШИБЕРНЫЕ НАСОСЫ

В последнее время в конструкцию шиберных разгруженных насосов ЭНИМС внес значительные изменения, упрощающие технологию их изготовления и способствующие повышению их экс-



Фиг. 38. Малогабаритный шиберный насос.

плуатационных качеств, удобства сборки и монтажа (фиг. 38). Насосы имеют меньшие габариты по сравнению с ранее разработанной конструкцией такого же типа насосов. В чугунном корпусе *1* и крышке *2* смонтирован статор *3* с внутренней криволинейной профильной поверхностью, по которой скользят восемь лопаток *4*,

свободно перемещающихся в пазах ротора *5*. Последний посажен на шлицы приводного вала *6*, вращающегося в радиальных шарикоподшипниках *13* (№ 8) и *14* (№ 202). Поток масла распределяется через окна *10* в корпусе и стальные диски *7* и *8*, служащие одновременно и для торцового уплотнения ротора. Диск *8* имеет уплотняющую втулку, которая входит в расточку крышки *2*.

Первоначальный прижим диска осуществляется тремя пружинами *9*, а в дальнейшем при работе насоса он прижат давлением масла.

Манжета *11* изготовляется из маслостойкой резины, она предохраняет насос от наружных утечек по валу насоса. Пружиной подпорного клапана *12* создается необходимое противодавление $p = 0{,}5 \div 1{,}5$ *кГ/см*^{2}, способствующее уплотнению вала насоса и одновременно препятствующее подсосу воздуха.

Подобные малогабаритные насосы имеют расход $Q = 3;\ 5;\ 8;\ 12$ *л/мин* при числе оборотов $n = 1450$ *об/мин*, давление 50 *кГ/см*^{2} на потребляемые мощности соответственно $N = 0{,}6;\ 0{,}8;\ 1{,}05$ и $1{,}6$ *квт*. Объемный к. п. д. таких насосов $\eta_V = 0{,}64 \div 0{,}80$, и при общем к. п. д. соответственно расходам $\eta = 0{,}32;\ 0{,}45;\ 0{,}50;\ 0{,}65$. Насосы нашли широкое применение в агрегатных станках различных типов.

§ 17. ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

Наибольшее распространение в машиностроении, и в частности в станкостроении, получили шестеренные насосы из-за своей конструктивной простоты, малых габаритов и веса. При соответствующем подборе материала шестерен они могут быть достаточно долговечны. Известно, что шестеренные насосы, применяемые в авиационной технике, оправдали свое назначение при работе на высоком давлении (до 200 *ат*) и больших числах оборотов (до 5000 *об/мин*).

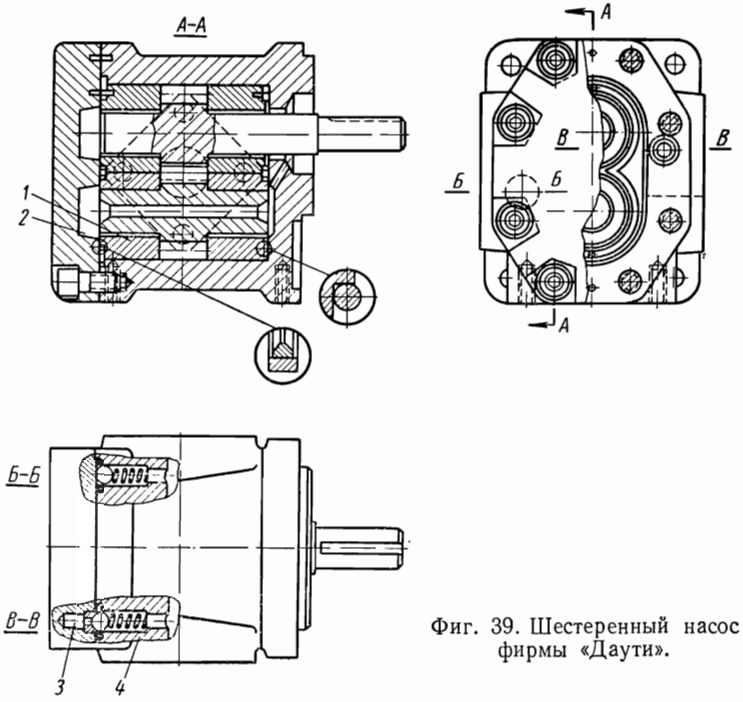
Видимо, возможности шестеренных насосов не полностью использованы, поскольку еще до сих пор продолжаются интенсивные экспериментальные поиски, направленные на повышение эксплуатационных показателей шестеренных насосов. Так, например, фирма «Песко» продолжает работать над повышением приводного числа оборотов насосов до 12 000 *об/мин* с применением подшипников скольжения.

Практика показывает, что качество шестеренного насоса зависит как от конструкции его, так и еще в большей степени от правильного подбора материала шестерен, подшипников и технологии производства.

Анализ конструкций шестеренных насосов различных иностранных фирм показывает, что фирмы по-разному решают вопросы конструкции. Однако следует отметить, что подбор материала шестерен и их рациональные размеры были получены в результате весьма длительных экспериментальных исследований. Так, например, фирма «Даути» на основании своего более чем двадцатилетнего опыта пришла

к выводу, что в шестеренных насосах следует применять только подшипники скольжения. В результате длительных изысканий этой фирме удалось решить вопрос об оптимальном прижиме втулок к торцам шестерен, вполне достаточном для сохранения чистого жидкостного трения.

При высоких давлениях подшипники скольжения делаются из оловянисто-свинцовистой бронзы типа БрОС-5-25, причем фирма «Песко» для уменьшения ликвации добавляет в бронзу около 0,5% серебра. Фирмы «Плессей», «Бош» для уменьшения веса насоса



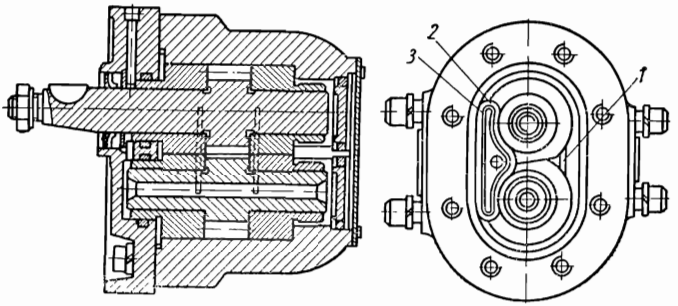
Фиг. 39. Шестеренный насос фирмы «Даути».

и экономии бронзы применяют подшипники из алюминиевого антифрикционного сплава. Поэтому, если корпус насоса изготовлен из алюминия, подшипники и корпус будут иметь одинаковое линейное расширение и это может обеспечивать постоянство объемных потерь в насосе.

Шестерни обычно изготовляются из легированной (цементируемой) стали марки 12ХН3А качественно обработанными (10 и 11-й класс по ГОСТу 2789-59). Окончательное профилирование зубьев достигается шевингованием. Модуль шестерен $m = 3 \div 6{,}5$ *мм*, при числе зубьев $z = 10, 9, 8$. Ведущая шестерня насоса обычно выполняется за одно целое с приводным валом. Особое внимание обращается на термическую обработку шестерен. Последняя подбирается экспериментально, с учетом устранения тепловых деформа-

ций. Смазка подшипников шестерен осуществляется со стороны нагнетания, либо за счет некоторой части защемленного во впадинах объема масла, либо по специальной радиальной канавке.

Английская фирма «Даути» (фиг. 39) делает шестерни за одно целое с валом. Подшипники *1* (фиг. 39) изготовлены из оловянисто-свинцовистой бронзы. Поджим подшипников к торцам шестерен осуществляется давлением масла по специальному зазору в стыке двух расточек корпуса. Возможные утечки в насосе отводятся в полость *2*. Далее по отверстию *3*, через клапан *4*, все утечки отводятся в бак. Под давлением пружины клапана *4* создается подпор около $_{\text{г}}\, p \approx 0{,}5$ *кГ/см*^{2}, что способствует улучшению смазки



Фиг. 40. Шестеренный насос фирмы «Плессей».

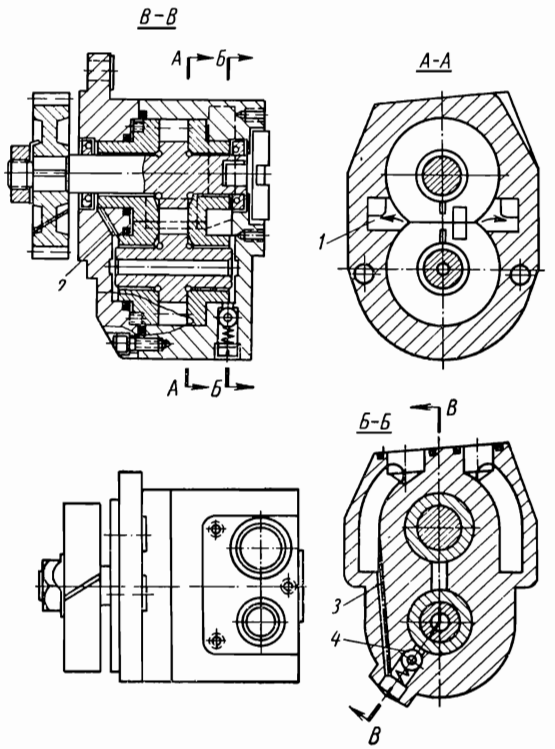
подшипников. Смазка подшипников насоса осуществляется за счет объема масла, запертого во впадинах зубьев. Для этого имеются специальные канавки по торцам подшипников.

Шестеренный насос английской фирмы «Плессей» (фиг. 40) имеет дифференциальный поджим подшипников к торцам шестерен. Для подвода давления из полости нагнетания для поджима подшипников предусмотрен в корпусе насоса специальный канал *1*. Для уменьшения перекоса подшипников, получающегося в результате неравномерного давления по дуге расточки корпуса (чем ближе к полости всасывания, тем меньше давление), предусмотрены уплотнительное кольцо *2* и пластинка *3* специального очертания (по фигуре канавки).

Известно, что в шестеренных насосах ведущая шестерня нагружается меньше ведомой, поэтому, например, американская фирма «Песко» оси каналов всасывания и нагнетания делает несимметричными. Ось симметрии отнесена ближе к ведущей шестерне.

Предварительный поджим подшипников (фиг. 41) осуществляется неравномерно расположенными по торцам шестерен пружинами. Ближе к полости нагнетания пружин больше. При включении насоса и его работе под нагрузкой поджим подшипников происходит за счет давления, поступающего из полости нагнетания по специальному каналу *1*. Смазка подшипников шестерен осуществляется за счет утечки масла через зазоры и неплотности по торцам под-

шипников и далее через их диаметральные зазоры с корпусом, а также через наружные диаметры шестерен. Все эти объемные потери через отверстия *2* и *3* направляются к клапану *4*. При увеличении давления клапан открывается, и масло проходит во всасывающую



Фиг. 41. Шестеренный насос фирмы «Песко».

полость насоса. Клапан *4*, как и в других конструкциях шестеренных насосов (см. фиг. 39 и 40), предназначается для создания некоторого подпора, необходимого для нагрузки уплотняющих манжет, а также для предохранения от подсоса воздуха через всасывающую полость насоса.

§ 18. ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСОВ

Выбор насоса для гидросистемы производят по требующемуся давлению и расходу жидкости. В справочных данных по насосам расход жидкости всегда указывается при наибольшем давлении, поэтому при работе системы при другом (меньшем) давлении производительность насоса будет соответственно больше.

Подобное увеличение расхода жидкости определяется по величинам объемного к. п. д. либо по величинам коэффициентов объемных потерь σ (см. стр. 40).

В некоторых случаях доминирующее значение имеют габариты насоса или габариты гидросистемы (диаметры труб, габариты аппаратуры управления и т. д.), тогда выбирают насосы, допускающие работу при более высоких числах оборотов либо при более высоком давлении.

В гидравлических системах машин широко применяют как одинарную работу насосов, так и совместную — последовательную и параллельную. Последовательную работу насосов применяют для увеличения давления в системе, например, при рабочих ходах силового органа. Параллельную работу насосов применяют, наоборот, при необходимости иметь быстрые перемещения силового органа.

В машиностроении и в станкостроении находят большое применение раздельная и совместная работа насосов. Переключение с одного вида работы на другой обычно производится автоматически. Импульсом для срабатывания автоматики служит повышение давления в системе; в некоторых случаях применяется управление по пути силового органа.

Схему раздельной работы насосов можно составить из отдельных, нормальных, гидроаппаратов, как, например, в схемах машин большого габарита. В таких случаях монтаж схемы бывает наиболее удобен. Для той же цели с суммарным расходом не выше 140 *л/мин* предусмотрена специальная нормаль — разделительная панель мод. Г53.

На фиг. 42 дана схема раздельной работы насосов, составленная из отдельных (нормальных) гидроаппаратов. На фиг. 43 показана схема разделительной панели мод. Г53.

При быстрых ходах силового органа вперед жидкость из обоих насосов поступает в силовой цилиндр и поршень получает ускоренный ход.

Давление в системе в этот момент определяется потерями на трение и величиной противодавления (если оно предусмотрено схемой), т. е.

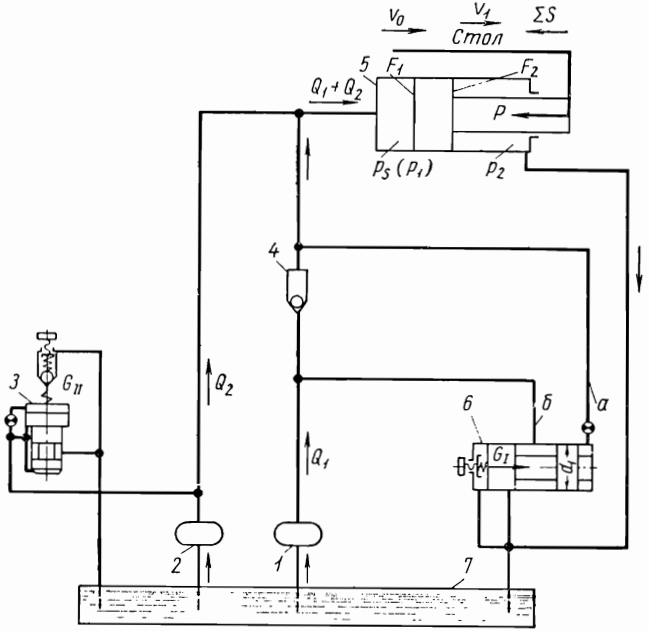
$$p_s = \frac{\Sigma s}{F_1} + p_2 \frac{F_2}{F_1}, \qquad (81)$$

где Σ_s — суммарная сила трения (см. стр. 124);

p_2 — противодавление в силовом цилиндре в *кГ/см²*;

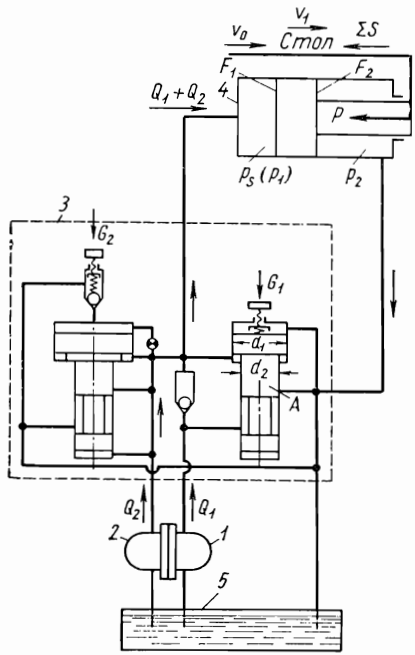
F_1 и F_2 — соответствующие площади силового поршня в *см²*.

При включении нагрузки давление в системе возрастает. Пружина клапана *6* мод. Г54 (фиг. 42) или клапана *А* (фиг. 43) отрегулированы на давление быстрого хода, поэтому при рабочем ходе, когда давление $p_1 > p_s$, эти клапаны срабатывают, отключая насос *1* на бак, и он работает почти при нулевом давлении, потребляя незначительную мощность. После переключения насосов на рабочий ход вход в напорный золотник *6* мод. Г54 необходимо разделить на две трассы *а* и *б*; для этого предусмотрен обратный клапан *4* мод. Г51.



Фиг. 42. Схема раздельной работы насосов:

1 — насос большого расхода (низкого давления); *2* — насос малого расхода (большого давления); *3* — предохранительный клапан мод. Г52; *4* — обратный клапан мод. Г51; *5* — силовой цилиндр; *6* — напорный золотник (исполняет функции предохранительного клапана низкого давления) мод. Г54; *7* — бак.



Фиг. 43. Схема разделительной панели мод. Г53 и ее включение в гидросхему:

1 — насос большого расхода (малого давления); *2* — насос малого расхода (большого давления); *3* — разделительная панель мод. Г53; *4* — силовой цилиндр; *5* — бак.

Давление в системе во время рабочего хода

$$p_1 = \frac{P}{F_1} + \frac{\Sigma S'}{F_1} + p_2 \frac{F_2}{F_1}, \tag{82}$$

где P — сила полезной нагрузки;

$\Sigma S'$ — суммарная сила трения во время рабочего хода.

Удельное давление зависит от силы давления пружины и от площади клапана низкого давления; так, для клапана *6* мод. Г54 (см. фиг. 42) давление

$$p_G = \frac{4G_1}{\pi d_1^2}. \tag{83}$$

Для клапана *А* разделительной панели (см. фиг. 43) давление

$$p_G = \frac{4G_1}{\pi \left(d_1^2 - d_2^2\right)}. \tag{84}$$

Давление p_G должно быть несколько больше давления, необходимого для осуществления быстрого хода поршня, т. е. должно быть $p_G = Kp_S$. Обычно $K = 1{,}1 \div 1{,}15$.

Мощность для быстрого хода поршня

$$N_s = \frac{p_s}{612}\left(Q_1' + Q_2'\right) \text{ квт}, \tag{85}$$

где Q_1' и Q_2' — соответственно расходы насосов при давлении p_S.

Потребление мощности для рабочего хода

$$N_p = \frac{p_S'}{612} Q_1'' + p_1 \frac{Q_2}{612}, \tag{86}$$

где p_S' — давление насоса *1* в момент рабочего хода; обычно $p_S' = 0{,}5 \div 0{,}8$ *кГ/см²*;

Q_2 — расход жидкости насоса *2* при давлении в системе p_1.

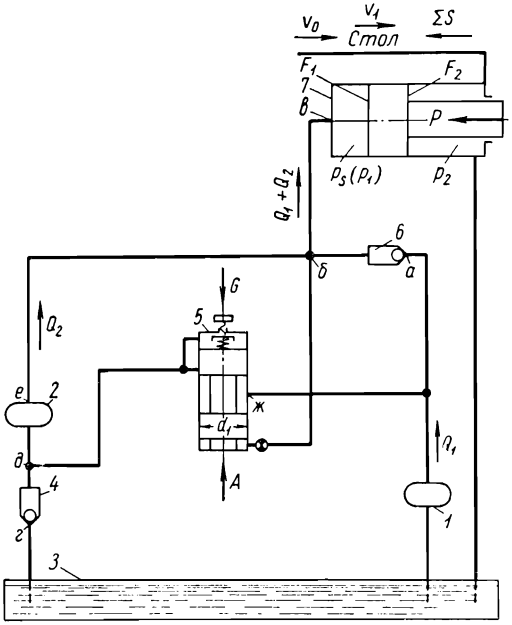
Потребление мощности для быстрого хода не должно чрезмерно превышать потребление мощности для рабочего хода. При таком условии, если приравнять N_S и N_p, суммарный расход насосов для быстрых ходов должен быть примерно равен

$$Q_1' + Q_2' \approx \frac{p_S' Q_1'' + p_1 Q_2}{p_S}. \tag{87}$$

В схемах с применением раздельно работающих насосов обычно используют сдвоенные шиберные насосы мод. Г12 в любой их комбинации в зависимости от расхода и давления.

На фиг. 44 показана схема совместной работы насосов. Такая схема собирается обычно из нормальных гидроаппаратов, поскольку специальных панелей, как, например Г53 на раздельную работу насосов, нет.

Удельное давление от силы давления G пружины клапана *5* соответствует уравнению (83), поэтому, когда давление p не превышает необходимого давления p_s быстрого хода, работают на силовой цилиндр оба насоса *1* и *2* по трассе *а—б—б—в*, а насос *2* по трассе *г—4—д—2—е—б* и, таким образом, в точке *б* расходы обоих насосов складываются. При повышении давления в системе [см. уравнение (82)] сила A делается больше силы давления пружины G; клапан *5* мод. Г54 сработает и соединит трассу нагнетания насоса *1* с трассой всасывания насоса *2*. Оба насоса включаются на последовательную работу. При последовательной работе насосов необходимо соблюдать условие, чтобы расход насоса *1* в любых случаях был больше расхода насоса *2* на величину объемных потерь в насосе *2*



Фиг. 44. Схема совместной работы насосов:

1 и *2* — насосы; *3* — бак; *4* — обратный клапан мод. Г51; *5* — напорный золотник (исполняет функции ограничения низкого давления мод. Г54); *6* — обратный клапан мод. Г51; *7* — силовой цилиндр.

$$Q_1 = Q_2 + \sigma_2 \Delta p, \quad (88)$$

где Δp — прирост давления в насосе *2*,

$$p_2 - p_1 = \Delta p.$$

Соединяя последовательно несколько насосов, можно получить любое повышение давления, однако это связано с падением к. п. д. насосной станции.

Чем больше последовательно работающих насосов, тем меньше общий к. п. д. насосной станции. Он должен быть не меньше 0,55—0,5.

Потребление мощности на рабочий ход силового органа

$$N_p = \frac{1}{612}(p_S Q_1 + \Delta p Q_2), \quad (89)$$

где Δp — прирост давления.

Мощность электродвигателя насосной станции желательно определять по так называемой эквивалентной мощности:

$$N_э = \sqrt{\frac{\frac{1}{\omega^2}\left(N_S^2 t_S + N_p^2 t_{V_1} + N_2^2 t_{V_2}\right)}{t_S + t_{V_1} + t_{V_2}}}, \quad (90)$$

где t_S — время ускоренного хода силового поршня;
N_S — мощность, потребляемая на ускоренный ход силового поршня;
N_p — мощность, потребляемая на рабочий ход силового поршня;
N_2 — мощность, потребляемая на обратный ход силового поршня;
t_{V_1} — время на рабочий ход силового поршня;
t_{V_2} — время на обратный ход силового поршня;
ω — угловая скорость вала электродвигателя.

В некоторых схемах для получения быстрого хода вперед силового органа используют слив масла из штоковой полости. В таких случаях распределение масла проектируют таким образом, чтобы в момент быстрого хода обе полости силового органа были бы соединены с насосом. Тогда скорость быстрого хода вперед при диаметре d штока будет равна

$$v_0 = \frac{4(Q_1 + Q_2)}{\pi d^2}. \qquad (91)$$

Однако использование слива не всегда нужно и возможно и зависит от отношения величины быстрого хода v_0 силового органа к его рабочей скорости v_1, т. е. от $K = \frac{v_0}{v_1}$, а также от отношения площадей поршня D^2 и штока d^2. Из равенства

$$\frac{Q_1 + Q_2}{Kd^2} = \frac{Q_1}{D^2}$$

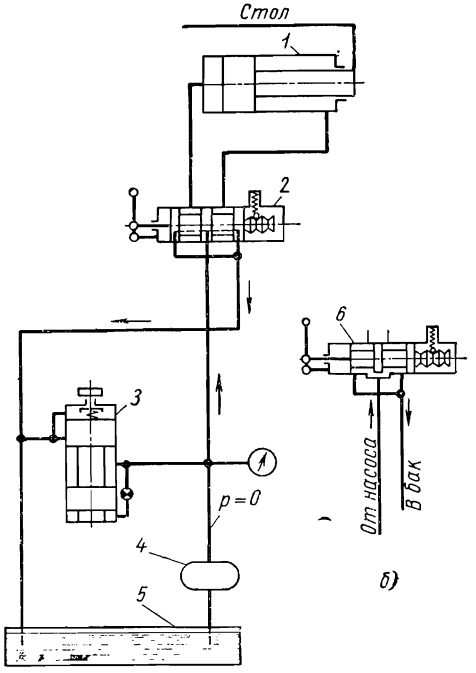
следует, что

$$Q_2 = Q_1\left(K\frac{d^2}{D^2} - 1\right) \qquad (92)$$

Поэтому при $K \leqslant \frac{D^2}{d^2}$ расход жидкости второго насоса не нужен.

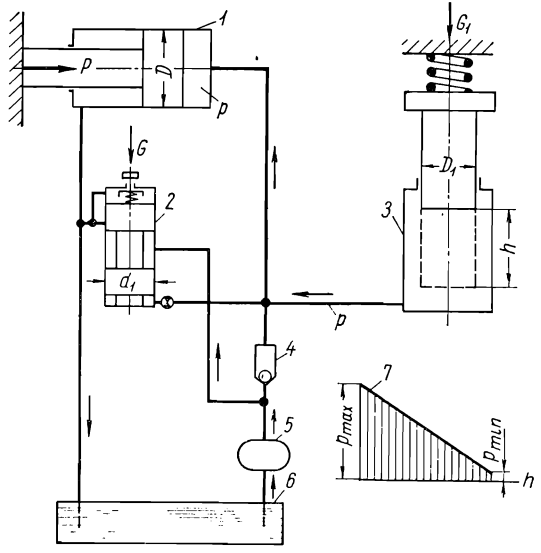
В некоторых случаях в зависимости от цикла работы станка или машины требуется выключить насос (загрузочные операции деталей, их транспортировка от станка к станку, наладочные движения, зажимные операции и пр.). Насос выключают обычно двумя способами: либо перекрывая давление насоса, — и тогда весь его расход жидкости стравливается через предохранительный клапан и вся потребляемая мощность переходит в тепло, снижая этим к. п. д. станка; либо применяя специальные устройства (золотники, механизмы разгрузки насоса), которые разгружают на бак насос или всю систему, переключая работу насоса на наименьшее давление p.

Если применить золотник *2* мод. 6Г (фиг. 45, *а*), то при среднем его положении полости силового цилиндра перекрыты, а давление насоса через продольное отверстие золотника разгружается на бак. Полная разгрузка системы и насоса происходит, если применить золотник мод. 1Г с открытыми центром и сливом (фиг. 45, *б*).



Фиг. 45. Схема разгрузки насосов золотником:

1 — силовой цилиндр; *2* — распределительный золотник мод. 6Г; *3* — напорный золотник (исполняет функции предохранительного клапана) мод. Г54; *4* — насос; *5* — бак; *6* — распределительный золотник мод. 1Г.



Фиг. 46. Схема автоматической разгрузки насоса с использованием пружинного аккумулятора:

1 — силовой цилиндр; *2* — напорный золотник (исполняет функции предохранительного клапана) мод. Г54; *3* — пружинный аккумулятор; *4* — обратный клапан мод. Г51; *5* — насос; *6* — бак; *7* — эпюра изменения давления в системе (характеристика пружины аккумулятора).

Любая жидкость в силу малой несжимаемости чувствительна к потерям своего объема. Поэтому при использовании жидкости для зажимных операций необходима непрерывная работа насоса для создания давления и компенсации объемных потерь в системе. Поскольку объемные потери в гидросистеме по отношению к производительности насоса невелики, почти весь расход жидкости стравливается в бак через предохранительный клапан. Это ведет к излишней затрате мощности и переходу ее в тепло. Поэтому для зажимных операций экономически оправдывается схема автоматической разгрузки насоса (фиг. 46). Она обеспечивает периодическое включение насоса в работу по мере падения давления в системе и в связи с этим имеет механизм, реагирующий на изменение давления, которым может быть аккумулятор, имеющий упругий элемент (пружину или воздух). Сила давления G пружины клапана Г54 определяется силой зажатия P и отношением площадей клапана d_1^2 и силового поршня D^2, т. е.

$$G = P\,\frac{d_1^2}{D^2}.$$

Нагрузка пружины аккумулятора равна

$$G_1 = p\,\frac{D_1^2}{D^2}.$$

Когда аккумулятор зарядится на требуемое давление, клапан *2* мод. Г54 срабатывает, и весь расход жидкости почти без давления разгружается на бак, оставаясь в таком положении до тех пор, пока давление не упадет ниже установленной нормы.

Естественно, чем больше объем аккумулятора, тем реже будет включаться в работу насос. Наименьший его объем — объем на одну зарядку

$$V_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}\,h = \frac{p_{mx} - p_{mn}}{C}\left(\frac{\pi}{4}\,D_1^2\right)^2 \qquad (93)$$

Если известен «мертвый ход» x поршня за одну зарядку, то потеря объема аккумулятора

$$V = \frac{\pi D^2}{4}\,x. \qquad (94)$$

Приравнивая уравнения (93) и (94), получаем

$$D^2 x = \frac{p_{mx} - p_{mn}}{C}\;\frac{\pi}{4}\,D_1^4,$$

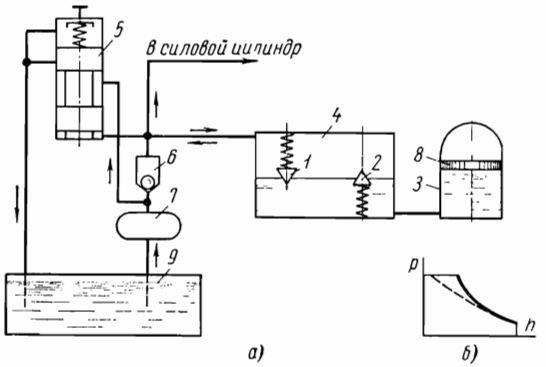
где p_{mx} — наибольшее давление по условиям жесткости пружины, обычно не превышает $p = 10 \div 12$ *кГ/см*^{2};

p_{mn} — наименьшее давление;

C — жесткость пружины аккумулятора.

В воздушных аккумуляторах (фиг. 47) сжатый воздух обычно отделяется от масла мембраной, поплавком или резиновым мешком. Иногда применяются аккумуляторы и с непосредственным контактом масла и газа; в таких случаях рекомендуется применять азот (нейтральный газ).

Воздушный аккумулятор должен иметь клапанную коробку *4* с двумя перепускными клапанами. Через клапан *2* масло поступает из насоса в баллон аккумулятора *3*, а через клапан *1* оно проходит в гидросистему. Такие аккумуляторы обладают довольно значительным «мертвым» объемом, так как полная отдача масла недопустима: газ может перетечь в полость силового цилиндра. Поэтому минимальное давление в аккумуляторе ограничивают силой давления пружины клапана *1*. Аккумулятор автоматически отключается при уменьшении давления в нем ниже установленной нормы. Минимальное давление в аккумуляторе определяется по соотношению



Фиг. 47. Схема включения воздушного аккумулятора в гидросистему (а) и диаграмма расширения воздуха (б).

$$p_{\min} = \frac{p_{mx}}{1+\varphi} = \frac{p_{mx}}{1{,}1 \div 1{,}2}. \qquad (95)$$

Наибольшее давление аккумулятора ограничивается пружиной предохранительного клапана *5* (например, мод. Г54). При зарядке аккумулятора напорная трасса к силовому органу перекрывается и насос включается в работу, нагнетая масло через обратный клапан *6* и клапанную коробку *4* в аккумулятор *3*. Давление в этой трассе возрастает, а поплавок *8*, перемещаясь, сжимает воздух в верхней полости аккумулятора.

При достижении заданного давления предохранительный клапан *5* срабатывает, напорная трасса перекрывается обратным клапаном *6* и насос отключается на бак *9* без давления.

Если теперь давление аккумулятора соединить с полостью силового органа, то аккумулятор разрядится и подаст некоторый объем масла силовому органу. В этот момент давление несколько спадет, поэтому плунжер клапана *5* возвратится в первоначальное положение, включив одновременно в работу насос.

Такая схема, как и схема на фиг. 42, может широко применяться в различных зажимных устройствах, а также в тех случаях, когда необходимо увеличить быстродействие силового органа, как, например, при включении муфт, фрикционов и пр.

Наименьший объем воздушного резервуара должен быть

$$Q_B \geqslant \frac{q}{\sqrt[Z]{1+\varphi}-1}, \qquad (96)$$

где q — необходимый объем масла в аккумуляторе;

φ — степень неравномерности давления, равная $\varphi = 0{,}1 \div 0{,}2$;

Z — показатель политропы сжатия и расширения газа (для воздуха находится в пределах $1 < Z < 1{,}4$).

Для приближенных расчетов обычно принимают объем воздушного резервуара (при атмосферном давлении) в аккумуляторе

$$Q_B \approx (8 \div 10)\, q.$$

Полный объем аккумулятора при атмосферном давлении с учетом сжимаемости воздуха

$$Q \approx (9 \div 11)\, q,$$

более подробно об этом см. [12].

Индикаторная мощность, потребляемая насосной станцией, определяется, как известно, по уравнению

$$N_{квт} = \frac{pQ}{612}.$$

Таблица 19

Потребляемая индикаторная мощность в зависимости от производительности насоса и давления

Производительность насоса в *л/мин*	Давление жидкости, нагнетаемой насосом в *кГ/см²*									
	5	10	15	20	25	30	40	60	70	80
0,5	0,004	0,008	0,012	0,016	0,02	0,024	0,032	0,048	0,056	0,064
1,0	0,008	0,016	0,024	0,032	0,04	0,048	0,064	0,096	0,112	0,13
1,5	0,012	0,024	0,036	0,048	0,06	0,072	0,096	0,14	0,17	0,18
2,0	0,016	0,032	0,028	0,064	0,08	0,096	0,13	0,20	0,22	0,26
3,0	0,024	0,028	0,072	0,096	0,12	0,14	0,20	0,28	0,34	0,38
4,0	0,032	0,064	0,096	0,12	0,16	0,20	0,26	0,40	0,44	0,52
4,5	0,036	0,072	0,11	0,14	0,18	0,22	0,30	0,45	0,50	0,60
5,0	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,33	0,50	0,55	0,66
6,0	0,048	0,096	0,14	0,20	0,24	0,28	0,40	0,56	0,68	0,76
7,0	0,06	0,12	0,17	0,25	0,30	0,35	0,49	0,71	0,85	0,96
8,0	0,064	0,128	0,19	0,24	0,32	0,40	0,52	0,80	0,88	1,04
9,0	0,072	0,14	0,22	0,28	0,36	0,44	0,60	0,90	1,00	1,20
10,0	0,08	0,16	0,24	0,32	0,40	0,48	0,64	0,96	1,12	1,30
11,0	0,09	0,18	0,26	0,35	0,44	0,53	0,70	1,06	1,23	1,40
12,0	0,098	0,20	0,28	0,38	0,48	0,58	0,78	1,16	1,34	1,53
13,0	0,11	0,22	0,30	0,41	0,52	0,63	0,82	1,26	1,45	1,66
14,0	0,12	0,24	0,32	0,44	0,56	0,68	0,88	1,36	1,56	1,79
15,0	0,124	0,244	0,36	0,48	0,60	0,72	0,96	1,40	1,70	1,90
16,0	0,13	0,26	0,38	0,53	0,64	0,77	1,02	1,50	1,81	2,03
17,0	0,14	0,28	0,40	0,56	0,68	0,82	1,08	1,60	1,92	2,16
18,0	0,15	0,30	0,42	0,59	0,72	0,87	1,14	1,70	2,03	2,29
20,0	0,16	0,32	0,48	0,64	0,80	0,96	1,28	1,92	2,24	2,60

По этому уравнению составлена табл. 19 для различных производительностей насоса и давлений. Так как мощность прямо пропорциональна расходу жидкости и давлению, то все непомещенные в таблицу мощности определяются соответствующим увеличением расхода или давления.

Например, при расходе жидкости насоса $Q = 2$ *л/мин* и давлении $p = 5$ *кГ/см*^{2} потребляемая мощность (см. табл. 19) $N_2 = 0{,}016$ *квт*, а при расходе $Q = 20$ *л/мин* и том же давлении потребляемая мощность $N_{20} = 10 \cdot N_2 = 10 \cdot 0{,}016 = 0{,}16$ *квт*. При расходе $Q = 5$ *л/мин* и давлении $p = 5$ *кГ/см*^{2} потребляемая мощность равна $N = 0{,}04$ *квт*; если давление увеличить до $p = 50$ *кГ/см*^{2}, при том же расходе $Q = 5$ *л/мин* потребляемая мощность возрастет до $N_{p_{50}} = 10 \cdot N_{p_5} = 10 \cdot 0{,}04 = 0{,}4$ *квт*.

Определив по табл. 19 индикаторную (потребляемую) мощность насосной станции, необходимую мощность электродвигателя можно будет выразить так:

$$N_{эл} = \frac{Ni}{\eta_{эл}},$$

где $\eta_{эл}$ — к. п. д. электродвигателя.

ГЛАВА IV

СИЛОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ И ГИДРОМОТОРЫ

§ 19. СУЩЕСТВУЮЩИЕ СХЕМЫ СИЛОВЫХ ЦИЛИНДРОВ

Силовой цилиндр является объемным гидравлическим двигателем возвратно-поступательного движения, преобразующим энергию потока жидкости в механическую энергию перемещающегося поршня.

Силовые цилиндры получили большое распространение во многих областях машиностроения, в том числе и в металлорежущих станках, благодаря их конструктивной простоте, большой надежности в работе, сравнительной дешевизне и хорошей уплотняемости.

Как и всякий двигатель, силовой цилиндр должен иметь возможно высокий к. п. д., зависящий в основном от конструкции уплотнения, материала-уплотнителя и его коэффициента трения.

Существует большое количество схем силовых цилиндров, предназначаемых для различных кинематических соотношений скоростей, различной величины тяговых усилий. Однако наибольшее распространение получила схема силового цилиндра с односторонним штоком (см. фиг. 48) в силу большой конструктивной простоты, универсальности и малого габарита ($L = 2l$), по сравнению со схемой, имеющей двусторонний шток.

В силовом цилиндре одностороннего действия движение поршня под действием давления насоса возможно только в одном направлении. Обратный ход поршня осуществляется от какого-либо другого источника энергии, например от пружины.

В силовом цилиндре двустороннего действия перемещение поршня в обоих направлениях происходит под действием давления насоса.

Симметричные силовые цилиндры имеют равные рабочие площади поршня, т. е. $F_1 = F_2$ (фиг. 48).

В несимметричных силовых цилиндрах рабочие площади разные, т. е. $F_1 > F_2$.

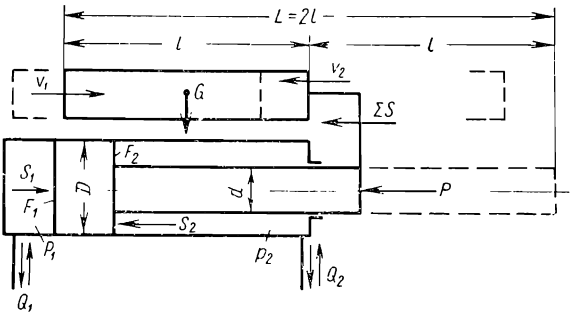
При равенстве поступающих в силовой цилиндр расходов (см. фиг. 48) масла скорости поршня v_1 и v_2 обратно пропорциональны его площадям F_1 и F_2, т. е.

$$\frac{v_1}{v_2} \quad 1 - \frac{d^2}{D^2}.$$

Ускоренный ход вперед поршня с односторонним штоком можно получить при соединении обеих полостей цилиндра с насосом, тогда скорость поршня будет определяться площадью штока и расходом насоса, т. е.

$$v_0 = \frac{4Q_н}{\pi d^2}.$$

В некоторых случаях, например в шлифовальных станках, необходимо иметь при одношточном поршне равные скорости v_1 и v_2. Для этого необходимо, чтобы площадь поршня была в два раза больше площади штока, т. е. $D^2 = 2d^2$, тогда при скорости по направлению v_2 расход жидкости насоса должен направляться в штоковую



Фиг. 48. Схема одношточного силового цилиндра.

полость, а при скорости по направлению v_1 обе полости цилиндра должны быть соединены с давлением насоса.

В механизмах подач различных станков, в транспортных устройствах автоматических линий и агрегатных станках и некоторых других вспомогательных механизмах широко применяется моментный силовой цилиндр (фиг. 49).

В зависимости от назначения цилиндра его выходной вал может иметь различные соединения с приводимым в движение механизмом (фиг. 49): реечным зубчатым колесом и рейкой при возвратно-поступательном движении, реечным зубчатым колесом и сектором при возвратно-поворотном движении и, наконец, при наличии храпового механизма — периодическое поступательное движение.

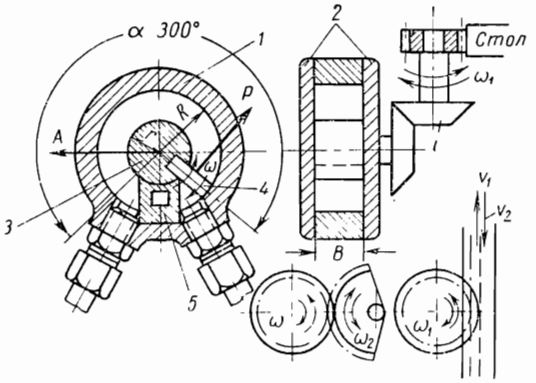
За каждое качание на угол α шибер шириной B вытесняет объем масла $\frac{\alpha}{2}(R^2 - r^2)B$, а при n качаниях шибера в минуту вытесняемый объем

$$Q = \frac{1}{2}\alpha(R^2 - r^2)Bn. \qquad (97)$$

По условиям жесткости шибера моментные цилиндры не применяются при давлениях $p < 10 \div 12$ $кГ/см^2$.

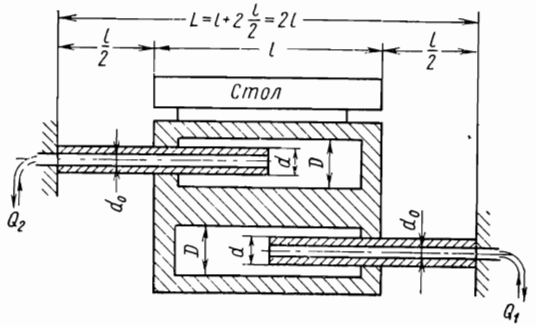
Находят также применение плунжерные силовые цилиндры (фиг. 50), в которых не требуется точная и чистая обработка отверстия.

Штоки в поршневых силовых цилиндрах могут работать на растяжение и на продольный изгиб.



Фиг. 49. Схема моментного силового цилиндра.

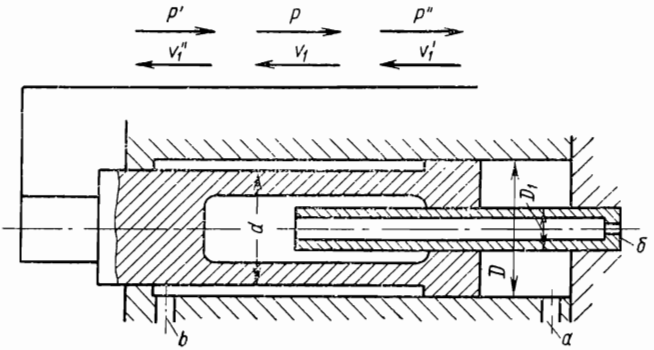
Работу штока на продольный изгиб допускают при малых длинах штока и при небольших тяговых силах. Если тяговая сила большая или ход стола большой, то шток переводят на растягивающую нагрузку, и в этом случае рабочий ход предусматривают по направле-



Фиг. 50. Схема плунжерного силового цилиндра.

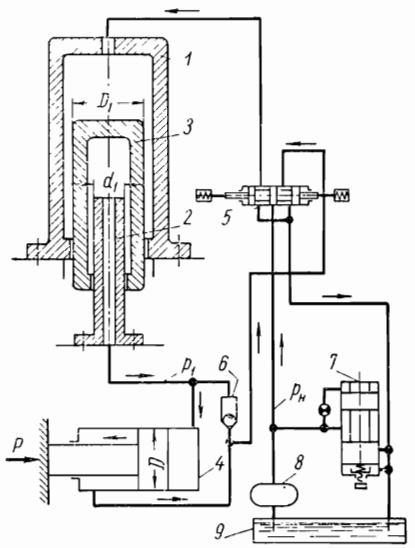
нию стрелки скорости v_2 (см. фиг. 48). В плунжерных системах плунжеры нагружены обычно на продольный изгиб. С целью уменьшения осевой нагрузки на плунжер последний рекомендуется делать пустотелым, например из трубы. Такая конструкция плунжера в $\frac{S}{S_1} = 1 - \frac{d_0^2}{d^2}$ раз сокращает осевую нагрузку по сравнению со сплошным плунжером, у которого была бы осевая нагрузка, равная $S_1 = p\frac{\pi}{4}d^2$.

При необходимости иметь ступенчатое регулирование скоростей стола и различные по величине тяговые силы применяют сум-



Фиг. 51. Схема суммирующего силового цилиндра.

мирующие силовые цилиндры (фиг. 51). При одновременной подаче масла в отверстия *а* и *б* силовой поршень будет иметь наименьшую скорость v_1', средняя его скорость будет v_1, если подавать масло только в отверстие *а*, а отверстие *б* в этот момент соединить с баком, и, наконец, наибольшая скорость v''_1 стола будет при подаче масла только в отверстие *б*, если отверстие *а* соединить с баком.



Фиг. 52. Схема мультипликатора плунжерного типа:

1 — цилиндр; *2* — стойка; *3* — плунжер; *4* — силовой цилиндр; *5* — распределительный золотник; *6* — обратный клапан; *7* — напорный золотник (исполняет функции предохранительного клапана) мод. Г54; *8* — насос; *9* — бак.

Естественно, что обратно пропорционально скоростям стола будут изменяться тяговые силы P'', P и P' ступеней силового поршня.

Большое количество схем силовых цилиндров различного назначения можно найти в работе [14].

В тех случаях, когда давления насоса недостаточно, можно применить мультипликатор (множитель), позволяющий увеличить давление до значительной величины, определяемой, вообще говоря, прочностью деталей мультипликатора.

С конструктивной стороны мультипликатор может быть самостоятельным устройством, обслуживающим гидравлическую машину или с целью сокращения габаритов встроенным в силовой поршень. Последняя конструкция мультипликатора обычно применяется

при наличии небольшого хода силового поршня, как, например, в зажимных устройствах.

Наиболее простая конструкция мультипликатора — плунжерного типа (фиг. 52). Цилиндр *1* и стойка *2* — неподвижные, смонтированы непосредственно на станине мультипликационного устройства.

Плунжер *3* (ныряло) может перемещаться вверх и вниз. Мультипликатор должен быть заряжен перед рабочим ходом. Для этого золотник управления перемещают влево, в положение плунжера *3* — ход вверх. Из насоса масло будет поступать через обратный клапан и стойку *2* в полость плунжера *3* и поднимать его вверх. Одновременно масло поступает и в штоковую полость силового цилиндра *4* и отводит силовой поршень в исходное положение. Таким образом, система заряжена и подготовлена к переключению на рабочий ход. Для включения мультипликатора на рабочий ход золотник управления перемещают вправо, в положение рабочего хода. Теперь давление $p_н$ насоса поступает в верхнюю полость цилиндра *1* мультипликатора и перемещает плунжер *3* вниз. Масло с давлением p_1 вытесняется из мультипликатора, и силовой поршень создает необходимое усилие.

По условию равновесия мультипликатора

$$p_н F_1 + (G - \Sigma S) = p_1 f,$$

откуда давление в силовом цилиндре

$$p_1 = p_н \frac{F_1}{f} + \frac{G - \Sigma S}{f}, \quad (98)$$

где F_1 — площадь плунжера *3*;

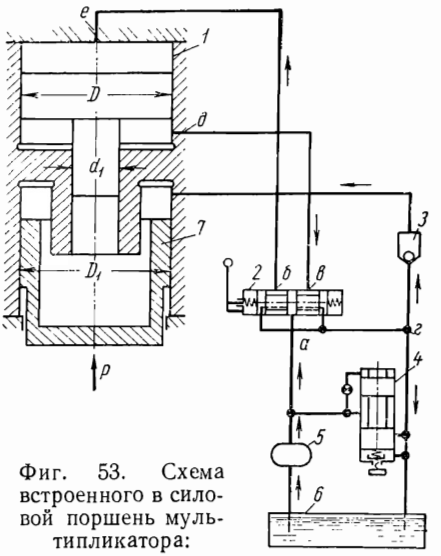
$$F_1 \quad \frac{\pi D_1^2}{4};$$

f — площадь стойки *2*;

$$f = \frac{\pi d_1^2}{4};$$

G — вес плунжера *3*;

ΣS — сумма сил трения в сальниках цилиндра *1* и в стойке *2*.



Фиг. 53. Схема встроенного в силовой поршень мультипликатора:

1 — мультипликатор; *2* — распределительный золотник; *3* — обратный клапан; *4* — напорный золотник (исполняет функции предохранительного клапана); *5* — насос; *6* — бак; *7* — силовой поршень.

Встроенная в силовой поршень схема мультипликатора показана на фиг. 53.

Мультипликатор заряжается при ходе вверх, и тогда масло из насоса циркулирует по трассе *5—а—в—д*, а по трассе: цилиндр — *е—б—г* и далее через обратный клапан *3* Г51 заполняет верхнюю полость силового цилиндра.

При переключении золотника управления на рабочий ход вправо (по схеме) поршень *D* мультипликатора под давлением насоса

опустится вниз. В этот момент масло циркулирует в системе по трассе *5—а—б—е*.

Из условия равновесия поршня мультипликатора и силового поршня (фиг. 53) получаем усилие силового поршня

$$P = \left[p_н D^2 + \frac{4\left(G - \sum S\right)}{\pi} \right] \frac{\pi}{4} \frac{D_1^2}{d_1^2}, \qquad (99)$$

где G — вес перемещающихся деталей;

$\sum S$ — сумма сил трения в мультипликаторе и силовом цилиндре;

$p_н$ — давление насоса.

Как было указано ранее (см. стр. 76), применение гидромоторов совместно с механической передачей для осуществления возвратно-поступательного движения в некоторых случаях ограничивается большой инерционностью такой схемы, меньшим к. п. д. передачи и повышением износа по сравнению с силовыми цилиндрами, применяемыми для аналогичных целей.

Однако в тех случаях, когда требуется большой диапазон регулирования скоростей, $i \geqslant \frac{1}{200}$, и большая кинематическая жесткость гидросистемы, например при большой длине хода силового поршня, надобность в силовом цилиндре большой длины может отпасть, если применить гидромотор совместно с механической передачей. Кроме того, следует иметь в виду, что объемный к. п. д. гидромоторов мод. МГ15 (см. фиг. 31) довольно высокий и поэтому изменение полезной нагрузки должно мало влиять на изменение скорости силового органа.

Соответствующим выбором передаточного отношения (см. фиг. 81) между валом гидромотора и силовым органом можно осуществить ничтожно малое поступательное перемещение, совершенно не доступное силовому цилиндру.

Гидромоторы мод. МГ15 в зависимости от типоразмера допускают наименьшие число оборотов и диапазон регулирования (табл. 20).

Таблица 20

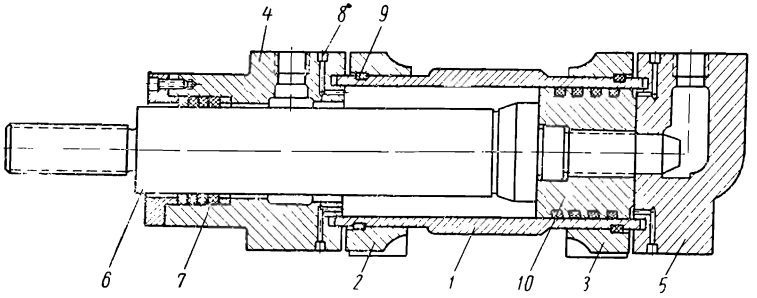
Параметры гидромотора

Параметры	Типоразмер гидромотора[1]				
	МГ151	МГ152	МГ153а	МГ154а	МГ155а
Наименьшее число оборотов в минуту	40	30	20	20	20
Диапазон регулирования	150	260	450	650	1300

[1] Выбор необходимого типоразмера гидромотора производится по величине необходимого крутящего момента и давлению насоса.

§ 20. КОНСТРУКЦИЯ СИЛОВОГО ЦИЛИНДРА

Силовой цилиндр в большинстве случаев проектируется сборным, состоящим из корпуса *1* (фиг. 54), кронштейнов *2* и *3* для крепления цилиндра на станине станка; крышек *4* и *5*, штока *6* и сальника *7*

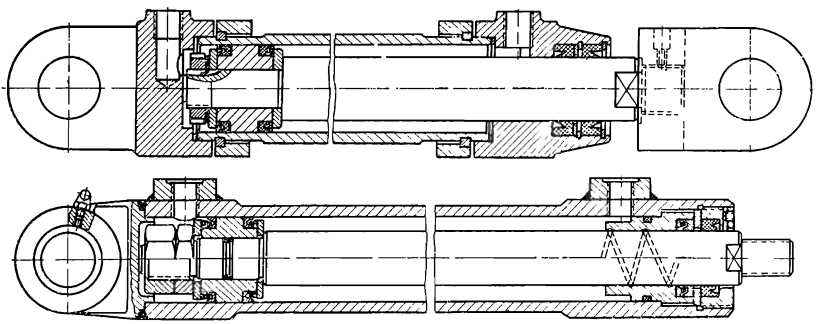


Фиг. 54. Конструкция силового цилиндра:

1 — корпус; *2* и *3* — кронштейны; *4* и *5* — крышки; *6* — шток; *7* — сальник; *8* — воздухоспускная пробка; *9* — кольцо из двух половинок; *10* — поршень.

В подвижных, поворотных, силовых цилиндрах (фиг. 55) вместо кронштейнов применяют переходные кольца, а одну из крышек (или обе) делают с отверстием под шарнирное соединение.

Кронштейны или переходные кольца соединяются с корпусом либо на резьбе (фиг. 56), либо посредством разрезных (из двух поло-



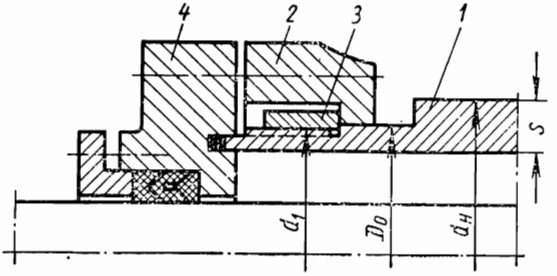
Фиг. 55. Подвижный силовой цилиндр.

вин) колец *3* (фиг. 57), либо, наконец, посредством стяжных болтов (фиг. 58) и тогда, в этом последнем случае, кронштейны объединяются с крышками *2*.

При резьбовом соединении (см. фиг. 56) на корпусе нарезается резьба под муфту *3*. Последняя входит в выточку кронштейнов *2* и болтами (лучше резьбовыми шпильками) соединяется с крышками *4*.

Если соединение с корпусом выполнено разрезными кольцами (см. фиг. 57), то на проточке корпуса *1* предусматривают паз для помещения в него двух половин кольца *3*.

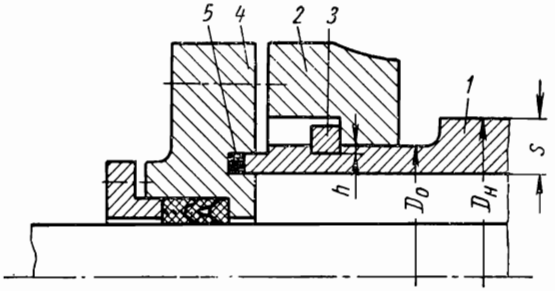
Стяжные болты (см. фиг. 58) применяются сравнительно редко; для небольших длин цилиндров и также при небольших давлениях



Фиг. 56. Соединение корпуса цилиндра на резьбе:

1 — корпус; *2* — кронштейн; *3* — резьбовое кольцо; *4* — крышка.

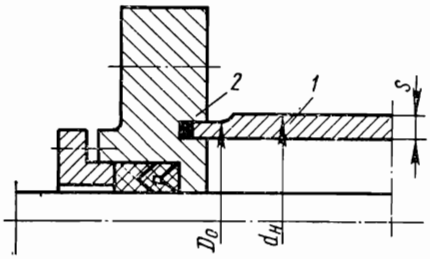
($p \leqslant 30 \div 25$ *кГ/см*^{2}), поскольку такая конструкция при наличии болтов большой длины или большом давлении может нарушить герметичность соединения.



Фиг. 57. Соединение корпуса цилиндра разрезным кольцом:

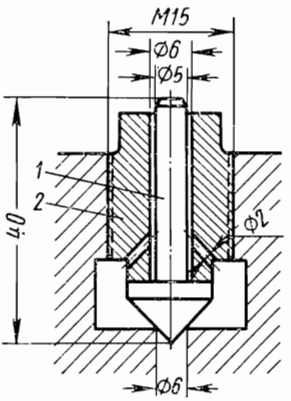
1 — корпус; *2* — кронштейн; *3* — разрезное (из двух половин) кольцо; *4* — крышка; *5* — уплотнение.

В крышках силовых цилиндров (см. фиг. 54) должны быть предусмотрены воздухоспускные пробки *8* (фиг. 59). При необходимости выпуска воздуха из цилиндра поворачивают гайку М15 приблизительно на $^1/_4$ оборота. Конус запорной иглы отходит от гнезда, образуя щель, через нее и



Фиг. 58. Соединение корпуса цилиндра стяжным болтом:

1 — корпус; *2* — крышка-кронштейн.



Фиг. 59. Воздухоспускная пробка:

1 — запорная игла; *2* — нажимная гайка.

зазор между цилиндрической частью иглы и отверстием в гайке начнет выходить вначале масляная пена, а затем масло. Выход масла и служит показателем отсутствия воздуха в системе.

Корпусы силовых цилиндров делают из стальных труб по ГОСТу 8732-58. Имеются нормали ЭНИМС на силовые цилиндры мод. Г21, Г21-19, согласно которым рекомендованы диаметры цилиндров и соответствующие им расходы жидкости, приведенные в табл. 21.

Таблица 21

Рекомендуемые диаметры силовых цилиндров

Параметры	Диаметр силового цилиндра в *мм*			
	45 и 55	65, 75 и 90	105 и 125	150 и 180
Расход жидкости Q из насоса в *л/мин*	35	70	100	140
Наименьшее давление в системе p_{min} *кГ/см²*	35	2,5—3,5	1,5—2	0,5—1,0
Допускаемая объемная потеря через уплотнение поршня при наибольшем давлении $q_ц$ в *см³/мин*	4—5	9—6	10—12	15—18

Наименьшее давление характеризует потери на трение в уплотнениях поршня силового цилиндра и в сальнике штока.

Выбор типа силового цилиндра, его диаметра и его включения в гидросхему зависит от предполагаемого цикла работы станка, диапазона рабочих и ускоренных скоростей, а также от необходимой тяговой силы.

Можно в зависимости от скоростей силового органа и необходимой тяговой силы ориентировочно все гидрофицированные станки разделить на три группы:

А. Станки, требующие малых тяговых сил и больших скоростей силового органа (до 40—50 *м/мин*), с потреблением мощности до 4,5—5 *квт*, при давлении в системе до 20 *кГ/см²*. Это группа шлифовальных и хонинговальных станков.

Б. Станки, работающие со средними скоростями силового органа (до 30—35 *м/мин*) при довольно большом давлении (до 70—80 *кГ/см²*), с потреблением мощности до 50—60 *квт*. Такую характеристику обычно имеют группы строгальных, долбежных и протяжных станков.

В. Станки, работающие с малыми рабочими скоростями (до 0,5 *м/мин*), но с большой тяговой силой и с потреблением мощности до 3—4 *квт*, при давлении в системе до 60—65 *кГ/см²*.

Внутренний диаметр силового цилиндра выбирают либо по заданному соотношению скоростей поршня $\frac{v_1}{v_2}$, где v_1 и v_2 соответственно скорость рабочего и обратного хода поршня, либо по заданной силе резания.

Выбор диаметра цилиндра по соотношению скоростей обычно применяют в быстроходных станках (группа А). В таких случаях

$$K = \frac{d}{D} = \sqrt{1 - \frac{v_1}{v_2}}.$$

В большинстве случаев диаметр силового цилиндра выбирают исходя из заданной силы резания P и выбранного давления в силовом цилиндре, как, например, при проектировании станков групп Б и В. Имея данные о необходимой силе резания P и выбрав давление p в силовом цилиндре, находят диаметр поршня $D = 2\sqrt{\frac{P}{\pi p}}$ и округляют его до нормального диаметра по нормалям ЭНИМС Н21-3. Давление p в силовом цилиндре выбирают исходя из возможных габаритных размеров и целесообразности, и для этого можно пользоваться некоторыми практическими данными в зависимости от заданной силы резания:

Сила резания в m	$P =$	1 до 2	2 до 3	3 до 5	5 до 10
Давление в силовом цилиндре в $кГ/см^2$	$p =$	до 15	до 35	до 50	до 65

Отношение длины l силового цилиндра к его диаметру D не рекомендуется превышать $\frac{l}{D} \leqslant 20$ по условиям технологии изготовления цилиндра, жесткости гидросистемы и других практических требований.

Для предварительного определения диаметра штока силового поршня пользуются принятыми на практике соотношениями между давлением в силовом цилиндре и диаметром поршня. Так:

Давление в силовом цилиндре в $кГ/см^2$	$p =$	до 20	20—50	$50 < p \leqslant 80$—100
Диаметр штока d в $мм$		(0,2—0,3) D	0,5D	0,7D

Окончательный диаметр штока устанавливается соответственно нормали ЭНИМС Н21-3.

Для определения расхода масла в силовом цилиндре, в зависимости от скорости поршня и диаметра d штока, можно пользоваться табл. 22. Для тех станков, у которых диаметр поршня зависит от заданной тяговой силы, необходимое давление в силовом цилиндре можно определять по табл. 23.

Выбрав тем или иным способом внутренний диаметр цилиндра, для определения размера трубы (заготовки) для выбранного силового цилиндра можно пользоваться табл. 24, составленной согласно нормалям ЭНИМС.

Расход масла в силовом цилиндре в зависимости от скорости поршня

Диаметр поршня D в *мм*	Диаметр штока d в *мм*			Скорость поршня в *м/мин*									
	0,3D	0,5D	0,7D	0,5	1	2	15	25	30	40	45	60	70
40				0,63	1,26	2,5	19	31	38	50	56	75	88
	12			0,57	1,15	2,3	17	29	34	46	52	69	80
		20		0,47	0,95	1,9	14	24	28	38	43	57	66
			28	0,32	0,64	1,3	10	16	29	26	29	59	45
45				0,80	1,6	3,2	24	40	48	64	72	96	106
	12			0,75	1,5	3,0	22	37	45	60	67	90	105
		22		0,60	1,2	2,4	18	30	36	48	54	72	84
			32	0,4	0,8	1,6	12	20	24	32	36	48	58
50				0,98	1,96	3,92	29	49	59	78	88	113	137
	16			0,88	1,8	3,6	27	45	54	72	80	107	125
		25		0,73	1,5	2,9	22	37	44	59	66	88	102
			35	0,50	1,0	2,0	16	25	30	40	45	60	70
65				1,70	3,3	6,6	50	83	100	133	149	199	132
	20			1,50	3,0	6,0	45	75	90	120	135	181	211
		30		1,30	2,6	5,0	39	65	78	104	118	157	183
			45	0,90	1,7	3,5	26	43	70	69	78	104	121
75				2,20	4,4	8,8	66	110	137	177	199	163	309
	25			1,00	4,0	8,0	59	98	118	157	177	235	275
		35		1,70	3,5	7,0	52	86	104	138	156	208	242
			50	1,20	2,5	5,0	37	61	74	98	111	148	172
90				3,20	6,4	12,7	95	160	190	254	286	382	445
	25			3,00	6,0	12,0	88	147	175	235	264	350	411
		45		2,5	5,0	9,5	72	109	143	190	204	280	334
			65	1,5	3,0	6,0	46	76	192	122	137	180	215
105				4,3	9,0	17,5	130	216	260	345	390	—	—
	30			4,0	8,0	16,0	120	200	240	320	260	500	—
		50		3,5	7,0	13,0	100	270	200	270	300	402	470
			75	2,5	4,5	9,0	64	110	130	170	190	255	300
125				6,0	12,3	25	185	310	370	490	—	—	—
	35			5,5	11	23	170	280	340	450	—	—	—
		65		4,5	9,0	17	130	215	260	345	387	473	—
150				9,0	18	36	265	445	—	—	—	—	—
	45			8,0	16	32	240	400	480	—	—	—	
		75		7,0	13	27	200	330	400	—	—	—	—
			105	4,5	9	18	135	225	270	360	410	500	—
180				13	25	50	380	—	—	—	—	—	—
	55			12	23	47	345	—	—	—	—	—	—
		90		10	19	38	290	480	—	—	—	—	—
			125	7,0	13	26	200	330	400	—	—	—	—
210				18	35	70	—	—	—	—	—	—	—
	65			16	30	68	470	—	—	—	—	—	—
		105		13	26	52	390	—		—	—	—	—
			150	9	17	34	260	430	—	—	—	—	—
225				20	40	80	—	—	—	—	—	—	—
	75			18	35	70	—	—	—	—	—	—	—
		125		14	28	55	415	—	—	—	—	—	—
			180	7	14	30	215	360	430	500	—	—	—

Тяговая сила в зависимости от давления в цилиндре

Диаметр поршня D в *мм*	Диаметр штока d в *мм*			Площадь поршня в *см²*	Давление в поршневом цилиндре в *кГ/см²*								
	0,3D	0,5D	0,7D		5	10	15	20	30	40	50	60	70
40				13	63	126	190	250	380	500	630	760	880
	12			12	60	115	170	230	345	460	575	690	800
		20		9,5	50	100	140	190	280	380	475	570	665
			28	6,5	32	65	95	130	190	260	320	385	450
45				16	80	160	240	320	480	640	800	950	1113
	12			15	75	150	220	390	440	600	740	885	1040
		22		12	60	120	180	240	360	480	600	730	850
			32	8,0	40	80	120	160	235	315	400	470	550
50				20	100	200	300	395	585	780	980	1175	1370
	16			18	90	180	270	360	510	620	832	1072	1230
		25		15	75	150	220	295	440	590	730	880	1025
			35	10	50	100	150	200	300	400	500	600	700
65				33	166	330	500	665	1000	1328	1660	1995	2325
	20			30	150	300	450	600	900	1200	1500	1800	2100
		30		26	130	260	390	520	780	1040	1300	1560	1825
			45	17	85	170	260	345	520	690	865	1034	1200
75				44	220	440	660	885	1325	1770	2210	2650	3095
	25			39	200	390	590	785	1175	1570	1965	2360	2750
		35		35	170	345	520	690	1040	1385	1930	2075	2420
			50	25	120	245	370	490	730	980	1240	1470	1710
90				64	315	635	950	1270	1900	2540	3180	3815	4450
	25			59	290	585	880	1170	1760	2345	2930	3520	4100
		45		48	238	470	715	950	1430	1905	2380	2860	3335
			65	30	150	300	450	600	900	1215	1520	1825	2150
105				87	430	865	1300	1730	2600	3460	4330	5200	6060
	30			80	395	790	1190	1590	2380	3180	3970	4765	5560
		50		67	335	670	1000	1340	2010	2680	3350	4020	4690
			75	42	210	420	630	840	1270	1695	2120	2540	2970
125				123	610	1225	1840	2450	3680	4900	6130	7330	8590
	35			113	565	1130	1695	2260	3390	4520	5560	6780	7910
		65		86	420	850	1280	1700	2560	3420	4270	5130	6080
			90	59	290	590	885	1180	1770	2360	2950	3540	4135
150				177	880	1765	2650	3530	5300	7065	8830	—	—
	45			161	800	1600	2410	3210	4920	6430	8000	9640	—
		75		132	660	1320	1985	2650	3970	5300	6620	9740	9270
			105	90	450	900	1350	1800	2700	3600	4500	5400	6300
180				255	1273	2545	3815	5100	7635	—	—	—	—
	55			231	1155	2310	3465	4620	6930	9240	—	—	—
		90		192	960	1920	2880	3840	5760	7680	9605	—	—
			125	132	659	1318	1977	2636	3950	5270	6590	7900	9220
210				346	1730	3460	5195	6925	9990	—	—	—	—
	65			313	1566	3130	4695	6260	9395	—	—	—	—
		105		260	1300	2600	3900	5200	7800	9995	—	—	—
			150	172	860	1720	2580	3340	4300	6880	8600	9998	—
225				398	1980	3975	7960	—	—	—	—	—	—
	75			353	1760	3530	5300	7065	9997		—	—	—
		125		275	1375	2750	4120	5500	8250		—	—	
			180	143	710	1430	2145	2860	4290	5720	7150	8580	—

Таблица 24

Выбор диаметра трубы для силового цилиндра

Диаметр силового цилиндра D в *мм*	При давлении в силовом цилиндре $p = 80$ *кГ/см²*							При давлении в силовом цилиндре $p \leqslant 200$ *кГ/см²*						
	D_0	Труба $d_н \times s$	D_0	Резьба цилиндра	Труба $d_н \times s$	D_0	Проточка h	Труба $d_н \times s$	D_0	Труба $d_н \times s$	D_0	Резьба цилиндра d_1	Труба $d_н \times s$	D_0	Проточка h	Труба $d_н \times s$
	Фиг. 58		Фиг. 56			Фиг. 57			Фиг. 58		Фиг. 56			Фиг. 57		
40	50	63,5×13	55	3М52×1,5	63,5×13	55	2	63,5×13	50	63,5×13	55	3М52×1,5	63,5×13	55	2	63,5×13
45	55	63,5×13	60	3М60×2	63,5×13	60	2	63,5×13	55	63,5×13	60	3М60×2	63,5×13	60	2	63,5×13
50	60	63,5×13	65	3М64×2	76×16	65	2,5	76×16	60	63,5×13	65	3М64×2	76×16	65	2,5	76×16
55	65	76×16	70	3М68×2	76×16	70	3	76×16	70	76×16	75	3М72×2	89×20	75	3	89×20
65	75	89×16	80	3М80×2	89×16	80	3	89×16	80	98×16	85	3М85×2	89×16	85	3	89×16
	86	98×16	90	3М90×2	102×20	90	4	102×20	90	102×20	100	3М100×2	114×25	100	4	114×25
90	100	114×25	110	3М110×2	114×16	110	4	114×16	110	114×16	120	3М120×2	127×25	120	4	127×25
105	120	127×16	130	3М130×2	140×25	130	5	140×25	130	140×25	140	3М140×2	152×32	140	5	152×32
125	140	152×20	150	3М150×2	168×25	150	5	168×25	150	160×25	160	3М160×3	168×25	160	5	168×25
150	160	168×16	180	2М180×2	194×32	180	6	194×32	180	194×32	200	2М200×3	219×40	200	6	219×40
180	200	219×25	220	2М220×3	245×40	220	6	245×40	220	245×40	240	2М240×3	245×40	240	6	245×40

§ 21. СРЕДСТВА УПЛОТНЕНИЙ ГИДРОАППАРАТОВ И СИЛОВЫХ ПОРШНЕЙ

Назначение уплотнения в любом гидравлическом механизме или гидравлическом аппарате — предотвратить потери рабочей среды между смежными полостями или через соединительные детали.

Герметичность уплотнения характеризуется количеством перетекающей в единицу времени рабочей среды через уплотнение.

Из большого разнообразия уплотнений, применяющихся в различных отраслях машиностроения, в станкостроении обычно применяются уплотнения кольцевых и предварительно заданных форм. Для неподвижных соединений нашли применение прокладки различных форм из различных материалов.

Уплотнения в виде эластичных замазок, краски, лака и шнура в станкостроении не нашли применения.

Кольцевые уплотнения обычно выполняются в виде разрезных колец, если такие кольца из металла; тогда эффект уплотнения достигается за счет радиальных упругих деформаций разрезного кольца.

Цельные кольца изготовляются из маслостойкой резиновой смеси, а также из синтетических материалов методом прессования порошка или же методом литья под давлением.

При высоких температурах (до 200° С) уплотняемой среды и большом давлении (до 1000 $кГ/см^2$) особенно пригодны к применению силиконовые уплотнения.

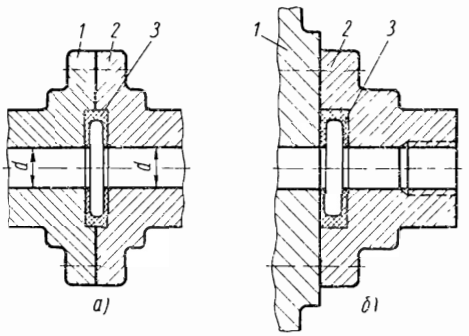
Любой материал уплотнителя должен обладать определенными свойствами и отвечать определенным требованиям: быть прочным при различных по характеру нагрузках: противостоять уплотняющему давлению рабочей среды; выдерживать температуру рабочей среды; не впитывать рабочую среду; не разлагаться и не окисляться под действием рабочей среды.

Уплотнения применяются для неподвижных и подвижных соединений. Неподвижные соединения могут быть неразбираемые, например сварные или с применением различного рода эластичных замазок, и разбираемые соединения. Наибольшее распространение в станкостроении получили разбираемые неподвижные соединения, герметичность в которых обеспечивается контактным давлением $p_{,н}$ сопрягаемых деталей, несколько большим, чем давление p уплотняемой среды, т. е. $p_{кн} > p$. Такое неравенство в удельных давлениях достигается либо затяжкой при помощи внешней силы стыкуемых поверхностей (затяжное уплотнение), либо необходимое контактное давление получают в результате действия давления уплотняемой среды (самоуплотняющееся).

Затяжные уплотнения могут быть различными: а) взаимно притертыми двумя стыкуемыми поверхностями. Этот вид уплотнения требует довольно трудоемкой операции — качественной притирки стыкуемых поверхностей по 10—11-му классам чистоты поверхности. Однако такое сопряжение легко разбирается, точно сохраняет размеры, но требует предварительной смазки стыкуемых поверхностей тонким слоем масла, сала или графита. Без такой смазки

абсолютной герметичности достичь невозможно. Тем не менее такое уплотнение в силу технологических трудностей в части притирки почти не применяется в станкостроении.

Для заполнения неровностей на стыкуемых поверхностях в неподвижных уплотнениях применяют различного рода прокладки: металлические из меди, алюминия, железа Армко, а также из бумаги (бумажная калька). Металлические прокладки обычно применяют при высоких давлениях и меняющихся температурах. Медные прокладки перед употреблением отжигают — нагревают до красного каления и затем погружают в воду. С течением времени прокладка из меди теряет отжиг и перестает уплотнять, тогда ее вынимают, повторяют отжиг и вновь устанавливают на прежнее место.

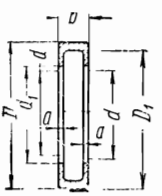


Фиг. 60. Торцовое уплотнение двух деталей П-образными манжетами из маслостойкой резины.

Для неподвижных уплотнений широкое распространение получили П-образные манжеты (табл. 25 и фиг. 60), изготовляемые в пресс-формах из маслостойкой резины марок 3825, 4004 по ТУ 1166-58 МХП.

Таблица 25

П-образные резиновые уплотняющие манжеты для неподвижных соединений маслопроводов



Размеры манжет в *мм*

d	D	d_1	b		D_1
8	$16C_5$	$9A_5$	$4A_5$	0,7±0,2	$13A_5$
10	$18C_5$	$11A_5$	$4A_5$	0,7±0,2	$15A_5$
12	$20C_5$	$13A_5$	$4A_5$	0,7±0,2	$17A_5$
16	$25C_5$	$17A_5$	$4A_5$	0,8±0,2	$21A_5$
18	$28C_5$	$19A_5$	$4A_5$	0,8±0,2	$24A_5$
22	$32C_5$	$23A_5$	$5A_5$	0,8±0,2	$28A_5$

Для помещения П-образной манжеты в уплотняемый стык в торцах деталей *1* и *2* (фиг. 60, *а*) протачивается специальная выточка глубиной примерно 2—2,5 *мм*; в образовавшуюся таким образом полость вкладывается манжета *3* с некоторым, небольшим, натягом и стыкуемые поверхности сболчиваются. Давление среды, действуя во внутренней полости манжеты, прижимает ее к стенкам выточки с силой, пропорциональной давлению среды. Уплотнение П-образными манжетами особенно удобно для присоединения трубопровода к корпусу гидроаппарата, насоса и т. д. (фиг. 60, *б*). В таких случаях выточка под манжету *3* делается только в одной детали *2*, а в корпусе *1* обрабатывается платик.

Большое распространение для уплотнений неподвижных разборных соединений получили круглые кольца из маслостойкой резины марок 3825 и 2542 по ТУ 1166-58 МХП. Кольца из такой смеси обладают высокой упругостью и поэтому большим коэффициентом удлинения и абсолютной непроницаемостью для рабочих жидкостей.

Преимущество резиновых смесей по сравнению с другими уплотнителями заключается в способности почти мгновенно восстанавливать свою первоначальную форму после снятия нагрузки.

Маслостойкие резиновые смеси допускают вариации компонентов, составляющих смесь, в зависимости от конкретных требований и условий работы уплотнения. Так, например, твердость уплотнительного кольца регулируется содержанием серы. Чем больше серы, тем тверже кольцо, а при ее содержании в пределах 20—50% получают эбонит, т. е. твердую резину. Все минеральные масла всегда содержат некоторое количество серы, поэтому в процессе работы уплотнения под влиянием повышения температуры кольцо твердеет, теряет эластичность, приобретая свойства эбонита. Для придания кольцу эластичности в состав смеси добавляют сажу, окись цинка, графит, а также другие составляющие с повышенной теплопроводностью.

Довольно сложно уплотнить круглыми кольцами рабочую среду при низких температурах, ниже $t < 0°$, в силу значительной, почти в десять раз большей, чем у металлов, температурной усадки резины. Поэтому для сохранения герметичности при низких температурах предварительный натяг колец должен быть больше, чем при положительных температурах.

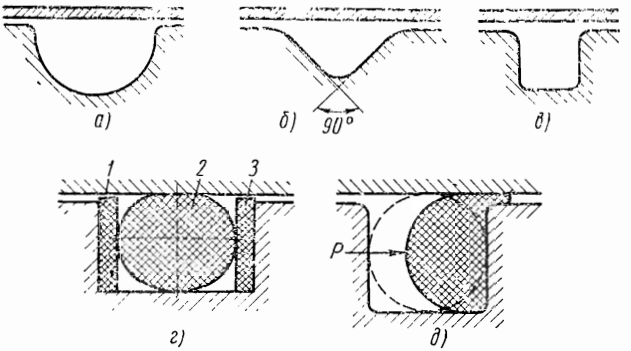
Торцовые канавки под уплотняющие кольца имеют разный профиль: полукруглый (фиг. 61, *а*), конусный (фиг. 61, *б*), прямоугольный (фиг. 61, *в*). Конусные и полукруглые канавки лимитируют давление в 70 *кГ/см*^{2} и обеспечивают простоту съема кольца и его монтаж. Прямоугольные канавки допускают давление до 108—110 *кГ/см*^{2}. Они получили наибольшее распространение как для неподвижных уплотнений, так и для подвижных в силу простоты их изготовления.

Если давление в системе больше 110 *кГ/см*^{2}, то кольцо *2* монтируется с двумя упорными кольцами *1* и *3* (фиг. 61, *г*). Такой монтаж уплотнения при качественном изготовлении деталей может обеспечить герметичность даже и при 500—600 *кГ/см*^{2}.

Круглые кольца из резиновой смеси применяются также и для уплотнения подвижных соединений (фиг. 61, *д*). Под действием давления p кольцо перемещается по направлению давления, деформируется и этим создает контакт с уплотняемыми поверхностями. Таким образом, резина действует на подобие вязкой жидкости, передавая давление во все стороны с одинаковой силой.

В табл. 26 показаны примеры применения круглых колец для уплотнения неподвижных соединений для $p < 200$ *кГ/см*^{2} и размеры канавок для такого уплотнения.

В табл. 27 показан пример применения круглых колец для подвижных уплотнений, рекомендуемые размеры канавок. Рекомендуемые размеры колец для подвижных и неподвижных уплотнений приведены в табл. 28.



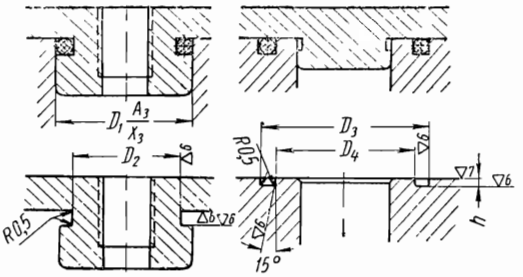
Фиг. 61. Профили канавок для уплотнения круглыми кольцами.

В подвижных уплотнениях герметичность достигают обеспечением малых (микронных) зазоров между относительно перемещающимися деталями — так называемое уплотнение пришлифовкой, второй способ уплотнения — уплотнение с помощью манжет различной формы и из различных пластиков: хлорвинила, полихлорвинила и маслостойкой резины 2524, 3825 по ТУ МХП. По сравнению с уплотнением круглыми кольцами, манжетное уплотнение обеспечивает бо́льшую герметичность и больший срок службы. Наблюдения показывают, что потеря герметичности при манжетном уплотнении происходит главным образом в силу повреждения кромок манжеты. Применение пластиков позволяет придать манжете наиболее рациональную форму профиля, а различное количество компонентов резиновой смеси позволяет варьировать в подборе нужного предварительного натяга манжеты, учитывать интервал температур рабочей среды, варьировать коэффициент трения и т. д.

Количество манжет в уплотнении зависит от давления и относительной скорости скольжения. Практика показывает, что при малых скоростях и большом давлении следует увеличивать количество манжет. При больших скоростях большое количество манжет вызывает

Таблица 26

Рекомендуемые размеры в *мм* проточек под уплотнительные кольца для неподвижных соединений при давлении до 200 *кГ/см²*

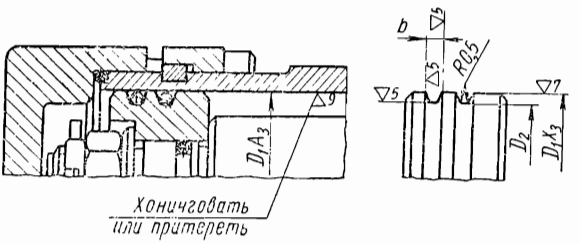


Наружный диаметр уплотнительного кольца D		12	16	20	22	25	30	32	35	40	45	50	55	65	70	75
Размеры проточек	$D_1 \frac{A_3}{X_3}$	12	16	20	22	25	30	32	35	40	45	50	55	65	70	75
	$D_2{}^{+0,7}_{+0,6}$	8	12	15	17	20	24	26	29	34	37	42	47	57	60	65
	$D_3{}^{+1,0}_{+0,5}$	12	16	20	22	25	30	32	35	40	45	50	55	65	70	75
	D_4	6	10	13	15	18	22	24	27	32	34	39	44	54	57	62
	$b_{+0,3}$	2,5		3			3,8				5				6	
	$h_{-0,6}^{-0,4}$	2		2,5			3				4				5	

Наружный диаметр уплотнительного кольца D		80	90	105	110	120	125	130	150	165	175	180	200	225	250	300
Размеры проточек	$D_1 \frac{A_3}{X_3}$	80	90	105	110	120	125	130	150	165	175	180	200	225	250	300
	$D_2{}^{+0,7}_{+0,6}$	70	80	95	100	110	115	120	140	153	163	168	188,5	213,5	238,5	288,5
	$D_3{}^{+1,0}_{+0,5}$	80	90	105	110	120	125	130	150	165	175	180	200	225	250	300
	D_4	67	77	92	97	107	112	127	137	149	159	162	184	209	234	284
	$b_{+0,3}$	6								7,5						
	$h_{-0,6}^{-0,4}$	5								6						

Таблица 27

Рекомендуемые размеры в *мм* проточек под уплотнительные кольца для подвижных соединений при давлении до 100 *кГ/см²*

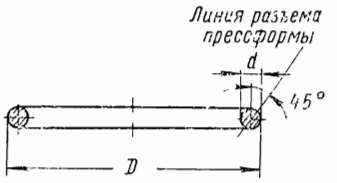


Наружный диаметр уплотнительного кольца D		12	16	20	22	25	30	32	35	40	45	50	55	65	70	75	
Размеры проточек	$D_1 \frac{A_3}{A_3}$	12	16	20	22	25	30	32	35	40	45	50	55	65	70	75	
	$D_2{}^{+0,4}_{+0,3}$	8	12	15	17	20	24	26	29	34	37	42	47	57	60	65	
	$b_{+0,3}$	2,5		3			3,8				5				6		

Наружный диаметр уплотнительного кольца D		80	90	105	110	120	125	130	150	165	175	180	200	225	250	300	
Размеры проточек	$D_1 \frac{A_3}{A_3}$	80	90	105	110	120	125	130	150	165	175	180	200	225	250	300	
	$D_2{}^{+0,4}_{+0,3}$	70	80	95	100	110	115	120	140	153	163	168	188,2	213,2	238,2	288,2	
	$b_{+0,3}$	6								7,2							

Таблица 28

Рекомендуемые размеры в *мм* уплотнительных колец



D	Номинальный размер	12	16	20	22	25	30	32	35	40	45	50	55	65	70	75
	Допускаемое отклонение	+0,2 −0,3					+0,4 −0,6						+0,5 −0,8			
d	Номинальный размер	2		2,5			3				4				5	
	Допускаемое отклонение	+0,2 −0,1									+0,3 −0,1					
Вес 1000 шт. в *кг*		0,2	0,2	0,4	0,45	0,5	0,9	1,0	4,1	1,3	2,5	2,8	3,1	3,6	6,0	6,5

D	Номинальный размер	80	90	105	110	120	125	130	150	165	175	180	200	225	250	300
	Допускаемое отклонение	+0,5 −0,8								+0,6 −0,8						
d	Номинальный размер	5								6						
	Допускаемое отклонение	+0,3 −0,1														
Вес 1000 шт. в *кг*		7,0	7,9	9,3	9,7	10,5	11,0	11,4	13,1	20	23	24	27	30,6	33,5	40

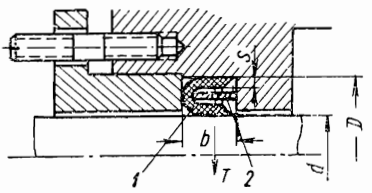
Примечания. 1. Технические условия на кольцо по ГОСТ 6969-54.
2. Материал: резина маслостойкая 3825 ТУ № 1166-51Р-МХП.
3. Вес колец подсчитан из расчета уд. веса 15.

большую силу трения и быстрый износ манжет. Практически обычно применяют не более двух манжет.

Воротниковые манжеты *1* (см. эскиз, табл. 29) всегда монтируются при помощи манжетодержателей *2*, представляющих собой отрезок трубы с несколькими отверстиями на боковой поверхности для подвода давления. Определив по табл. 29 нормальную силу трения в зависимости от давления и зная коэффициент трения манжеты, определяют силу трения. Аналогично определяют силу трения и при уплотнении угловыми манжетами (см. эскиз, табл. 30).

Таблица 29

Нормальные силы *T* U-образных манжет при различных давлениях в силовом цилиндре

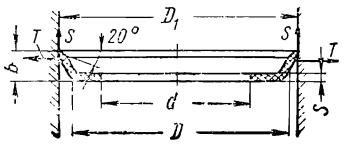


Размеры в *мм*				Давление в силовом цилиндре в *кГ/см²*									
d	*D*	*b*		5	10	20	25	30	40	60	70	80	90
16	30	8	2	13	25	50	63	76	100	152	178	200	225
20	35	8	2	16	32	64	80	96	128	190	220	255	290
25	40	10	2	28	55	110	138	186	220	330	385	440	475
30	45	10	2	33	65	130	165	195	264	395	460	525	595
35	55	12	2,5	47	90	188	235	280	376	560	655	750	845
45	65	12	2,5	60	120	240	300	360	480	720	840	960	1080
50	70	12	2,5	70	140	280	350	420	560	840	980	1120	1260
65	85	14	3	85	170	340	430	510	685	1030	1200	1375	1545
75	100	14	3	120	240	480	600	720	960	1440	1650	1920	2150
90	115	14	3	140	280	565	710	850	1135	1700	1985	2285	2550
105	130	14	3	165	330	660	825	990	1320	1980	2300	2640	2970
120	150	17	3,5	180	360	720	900	1080	1440	2150	2550	2880	3240
125	170	17	3,5	185	370	740	925	1110	1480	2220	2590	2960	3330
150	180	17	3,5	223	447	890	1115	1340	1875	2678	3125	3570	4020

За последнее время получил большое распространение U-образный профиль манжет (см. эскиз, табл. 31 и эскиз, табл. 32), с утолщением тыльной части, пригодных как для уплотнения поршней, так и штоков. Предварительный натяг в таких манжетах создается за счет упругости материала манжет и соответствующего подбора угла наклона боковых сторон манжет.

Таблица 30

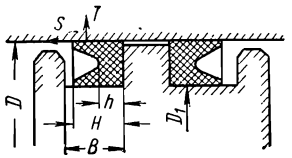
Нормальные силы *T* угловых манжет при различных давлениях в силовом цилиндре



Размеры в *мм*					Давление в силовом цилиндре в *кГ/см²*							
D	D_1	*d*	*b*	*s*	5	10	20	25	30	40	60	70
50	53	30	8	2	48	96	192	240	288	384	575	670
65	58	40	8	2,5	56	112	240	280	335	440	670	780
75	79	50	10	2,5	85	176	352	440	520	700	1050	1232
90	95	60	12	3	126	250	500	630	750	1000	1510	1760
105	110	75	12	3	148	300	590	740	880	1180	1775	2070
120	126	90	14	3	200	400	800	1000	1200	1600	2400	2800
150	156	120	14	3,5	245	490	980	1230	1475	1965	2950	3440
165	176	135	14	4	270	540	1080	1360	1630	2175	3260	3800
175	181	145	14	4	285	575	1150	1440	1725	2300	3456	4030
200	208	160	17	4	400	820	1640	2050	2460	3280	4920	5740
225	233	190	17	4	460	920	1840	2300	2760	3780	5520	6440
250	258	205	17	4	500	1000	2000	2500	3000	4000	6000	7000
300	309	255	20	4,5	720	1440	2880	3600	4320	5760	8640	10000

Таблица 31

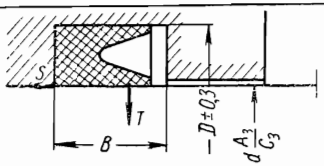
Нормальные силы U-образных манжет при различных давлениях в силовом цилиндре



Размеры в *мм*					Давление в силовом цилиндре в *кГ/см²*							
D	D_1	*B*	*H*	*h*	5	10	20	25	30	40	60	70
50	31	17	14	5	72	145	290	360	430	575	860	1000
65	46	17	14	5	90	180	360	450	540	720	1080	1260
75	56	17	14	5	108	215	430	540	645	970	1295	1510
90	71	17	14	5	125	250	540	630	755	1000	1510	1760
105	86	17	14	5	145	290	590	740	885	1180	1775	2070
120	101	17	14	5	170	340	680	850	1020	1360	2040	2380
150	131	17	14	5	210	420	845	1060	1270	1695	2540	2965
165	146	17	14	5	230	460	925	1160	1390	1856	2780	3245
175	156	17	14	5	245	490	990	1240	1485	1984	2976	3470
200	171	21	18	8	315	535	1270	1590	1900	2543	3815	4450
225	196	21	18	8	350	715	1430	1790	2145	2860	4295	5000
250	221	21	18	8	390	780	1560	1950	2340	3120	4680	5460
300	271	28	25	10	700	1400	2800	3500	4200	5600	8400	9800

Таблица

Нормальные силы T U-образных манжет при различных давлениях в силовом цилиндре



Размеры в *мм*			Давление в силовом цилиндре в *кГ/см²*									
d	*D*	*B*	3	10	15	20	25	30	40	50	60	70
16	39	12	17	35	50	65	85	102	135	170	205	240
20	40	12	20	45	65	85	110	130	175	220	260	305
25	45	12	25	55	70	110	140	160	220	280	335	290
30	50	17	42	85	125	165	210	250	335	420	500	585
35	55	17	50	95	145	195	245	290	390	490	585	685
45	65	17	60	125	190	250	315	375	500	630	755	880
50	70	17	70	145	215	285	360	430	575	720	860	1000
60	80	17	85	170	255	340	425	510	680	850	1020	1190
65	85	17	90	180	270	360	450	540	720	900	1080	1260
70	90	17	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1400
75	95	17	105	208	310	415	520	625	830	1040	1245	1450
85	105	17	120	145	365	485	610	730	975	1220	1460	1700
90	110	17	125	50	375	500	630	755	1000	1260	1510	1760
105	125	17	145	290	445	590	740	880	1185	1480	1775	2070
120	140	17	170	340	510	680	850	1020	1360	1700	2040	2380
125	145	17	175	350	525	700	875	1050	1400	1750	2100	2450
150	170	17	210	420	630	840	1000	1260	1580	2100	2520	2940
165	180	17	220	450	765	900	1125	1350	1800	2250	2700	3150
175	205	21	275	550	825	1100	1375	1650	2200	2750	3300	3850
200	230	21	330	660	990	1300	1650	1980	2640	3300	3900	4620

Профиль манжеты с утолщенной тыльной частью отличается малым трением и сравнительно большой эксплуатационной надежностью. Коэффициент трения манжет зависит от материала манжеты, состояния уплотняемой поверхности, класса чистоты поверхности. Так, например, в среднем для расчетов сил трения S принимают: для маслостойкой резины $\mu = 0{,}1 \div 0{,}13$, для манжет из полихлорвинила $\mu = 0{,}06 \div 0{,}08$.

Любой профиль манжеты при движении поршня или штока непрерывно соприкасается с уплотняемой поверхностью под действием определенной, иногда довольно большой силы и, таким образом, копирует профиль уплотняемой поверхности. Во избежание быстрого износа манжет уплотняемая поверхность должна быть чисто обработана и иметь зеркальный блеск, особенно опасны кольцевые риски и неровности на уплотняемой поверхности. Высота гребешков (шероховатость) на уплотняемой поверхности не должна превышать 0,4—0,8 *мк*. Рекомендуется штоки, плунжеры и другие

подвижные детали для уменьшения трения и увеличения износостойкости хромировать, слой хрома не должен превышать 0,2 *мм*. Сальник штока при применении затяжных уплотнений собирают из набора фасонных колец (см. табл. 33) толщиной H. Количество колец, составляющих толщину H, не меньше 2 шт. При давлении $p = 400$ *кГ/см*^{2} их число составляет 5 шт. В станкостроении число колец обычно не превышает 3—4 шт. Пользуясь табл. 33, можно определять непосредственно силу трения в затяжных сальниках.

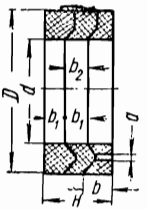
Поршневые металлические кольца являются универсальным способом уплотнения любых сред и при значительных давлениях (до $p = 500$ *кГ/см*^{2}). Наибольший перепад давления, равный

$$\Delta p = (0{,}75 \div 0{,}8)\, p,$$

где p — давление в силовом цилиндре, воспринимаемое первым кольцом. При чрезмерно большом перепаде давления $\Delta p > 250$ *кГ/см*^{2} наблюдается прижим кольца к торцу паза канавки, кольцо заклинивается и теряет свои уплотнительные свойства.

Таблица 33

Сила трения в затяжных сальниках



Размеры в *мм*							Давление в силовом цилиндре в *кГ/см*^{2}									
d	D	a	b	b_1	b_2		2,5	5	10	15	20	30	40	50	60	70
16	30	2	8	4	5	1	0,5	1	3	3	4	6	8	10	12	14
20	35	2	8	4	5	1	1	2	3	5	7	11	15	19	22	25
25	40	2	8	4	5	1	1,5	3	6	9	12	18	24	30	36	45
30	45	2	8	4	5	1	2	4	8	12	16	24	32	40	48	60
35	55	2	8	4	5	1	2,5	5	10	15	20	30	40	50	60	70
45	65	2,5	10	5	6	1,2	4	8	16	24	32	50	65	80	95	112
50	70	2,5	10	5	6	1,2	5	10	20	30	40	60	80	100	120	140
60	80	2,5	10	5	6	1,2	8	16	32	50	65	95	128	160	190	225
65	85	2,5	10	5	6	1,2	9	20	35	56	70	108	144	180	215	250
75	100	2,5	10	5	6	1,2	12	25	50	70	95	145	190	240	290	335
90	115	3	12	6	8	1,5	17	35	70	100	136	200	270	340	400	475
105	130	3	12	6	8	1,5	23	45	90	140	185	275	370	460	550	645
120	150	3	12	6	8	1,5	30	60	125	185	250	370	495	620	745	870
125	155	4	15	8	10	2	35	65	130	200	265	395	530	660	790	925
150	180	4	15	8	10	2	50	95	190	290	385	575	770	960	1150	1345
165	200	5	20	10	12	2,5	55	105	210	310	215	625	830	1050	1250	1455
170	210	5	20	10	12	2,5	65	130	165	395	530	800	1060	1300	1600	1860
200	235	5	20	10	12	2,5	95	190	375	565	750	1130	1500	1880	2255	2630

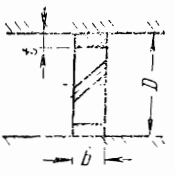
Предварительный прижим кольца к стенке силового цилиндра достигается за счет естественных сил упругости кольца. Однако упругость кольца может быть несколько изменена соответствующей термической обработкой.

Весьма перспективно для увеличения долговечности кольца хромирование, которое одновременно может выравнивать и все шероховатости на поверхности силового цилиндра. Нормалью ЭНИМС А-54-1 поршневые кольца регламентированы для диаметров силовых цилиндров $D = 30 \div 1000$ *мм*.

Табл. 34 дает возможность определить силу трения при уплотнении поршня тремя поршневыми кольцами.

Таблица 34

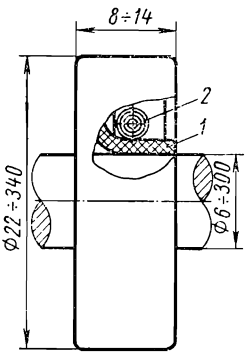
Сила трения поршневых колец



Размеры в *мм*			Давление в силовом цилиндре в *кГ/см²*										
D	*b*	*t*	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100
50	5	2	16	32	48	55	65	80	95	115	130	145	160
65	6	3	25	50	70	85	95	120	145	170	190	225	240
75	6	3	30	55	75	90	100	130	160	185	215	240	280
90	8	4	45	90	136	160	180	220	245	290	330	375	450
105	8	4	50	105	160	185	210	265	315	365	420	470	530
120	8	5	60	120	180	210	240	300	360	440	480	540	600
150	10	6	95	185	280	330	375	470	560	660	750	845	940
165	10	6	105	205	310	365	420	520	625	730	830	935	1050
175	15	8	165	330	495	580	650	820	990	1150	1320	1480	1650
200	15	8	190	380	570	665	760	950	1140	1330	1520	1700	1900
225	20	10	285	570	850	990	1134	1420	1700	1990	2270	2550	2840
250	20	10	315	630	940	1200	1255	1570	1885	2200	2500	2825	3140
300	25	12	470	940	1400	1645	1880	2350	2820	3300	3760	4230	4700
350	25	12	550	1100	1650	1925	2200	2750	3300	3850	4400	4950	5500
400	30	15	755	1510	2270	2645	3020	3780	4535	5290	6050	6800	7560
500	30	15	940	1880	2800	3300	3760	4700	5640	6580	7500	8460	9400

Уплотнение пришлифовкой достигается получением малых (микронных) зазоров между относительно перемещающимися поверхностями. Пришлифовка обеспечивает малое трение и при наличии достаточной концентричности диаметрального зазора — хорошую герметичность. Уплотнение очень чувствительно к температурным изменениям уплотняемой среды, вызывая защемление сопрягаемых поверхностей. При наличии эксцентричности в диаметральном зазоре появляется одностороннее боковое давление и оно производит

защемление поверхностей, а наличие эксцентрицитета значительно увеличивает утечку рабочей среды. Кольцевые канавки (проточки) глубиной $a = 0{,}3$ *мм* и шириной $b = 0{,}5$ *мм* способствуют разгрузке от боковых давлений уплотняемых поверхностей.



Фиг. 62. Схема уплотнения вращающихся валов.

В некоторых случаях, когда позволяет конструкция, вместо канавок на уплотняемой поверхности делают проточку той же глубины. При уплотнении пришлифовкой большое значение имеет отношение длины l уплотняемой поверхности к диаметру d ее, оно может быть $\frac{l}{d} = 0{,}75 \div 15$ и выбирается в зависимости от давления соответственно $p = 2 \div 2000$ *кГ/см*^{2}.

Все виды уплотнений мягкими уплотнителями допускают относительную поступательную скорость до 1—1,2 *м/сек*. Уплотнение пришлифовкой увеличивает эту скорость до 3 *м/сек*.

Для уплотнения вращающихся валов (фиг. 62) ЭНИМСом разработана специальная нормаль А-51-4, для диаметров валов 6—300 *мм*. В качестве уплотнителя применяется манжета *1* из маслостойкой резины 3825, 4004 по ТУ 1166-51 МХП.

Предварительный натяг создается спиральной пружиной *2*, и тогда окружная скорость вала может быть 10—12 *м/сек*. Если, кроме пружины *2*, действует еще давление среды $p < 1$ *кГ/см*^{2}, скорость сокращается до 6—8 *м/сек*. Замена маслостойкой резины кожей позволяет увеличить скорость до 10 *м/сек* при тех же условиях.

§ 22. СТАТИКА СИЛОВОГО ЦИЛИНДРА

Любая машина, как и любой станок, всегда имеет периоды установившегося и неустановившегося движений. В зависимости от длительности этих периодов машины можно разделить на три группы.

Если, например, время рабочего хода T значительно больше суммы времен разгона T_p и торможения T_m, т. е. $(T > T_p + T_m)$, то можно считать, что обработка изделий протекает при установившемся режиме. Все расчеты, связанные с таким режимом работы, сводятся к статическому расчету.

Могут быть случаи, когда время рабочего хода примерно равно сумме времен, затрачиваемых на разгон и торможение $(T = T_p + T_m)$, тогда считают, что обработка изделия протекает при чередовании неустановившегося и установившегося движений, например в шлифовальных станках.

При таком режиме работы станка пользуются также статическим расчетом, но с последующей проверкой динамического режима в части установления времени разгона и торможения.

Наконец встречаются такие режимы работы машин, например быстроходных шлифовальных станков, вырубных прессов, когда время рабочего хода ничтожно мало по сравнению с временем разгона и временем торможения, т. е. работа протекает в условиях неустановившегося режима. В подобных случаях для расчетов пользуются общеизвестными законами динамики.

По условию равновесия силового поршня (см. фиг. 48) имеем

$$p_0 - p_1 - \Delta p_i = 0, \tag{100}$$

следовательно, необходимое давление насоса должно быть

$$p_0 = p_1 + \Delta p_i, \tag{101}$$

где p_1 — давление в силовом цилиндре;

Δp_i — потери давления в трассах нагнетания и слива, равные [см. уравнение (11)]

$$\Delta p_i = 1{,}6\gamma K_0 \frac{v_1^2 F_1^2}{2gd^4}.$$

При статических расчетах принимается, что жидкость несжимаема, и поэтому давление полностью передается на силовой поршень за вычетом всех потерь. Работа, передаваемая жидкостью, пропорциональна, при прочих равных условиях, расходу насоса, потери давления возрастают пропорционально квадрату скорости.

Поршень при своем движении преодолевает силы полезных и вредных сопротивлений. Силы полезных сопротивлений, так называемые «задающие силы», определяются режимом обработки деталей, т. е. скоростью резания, подачей, глубиной резания, условиями охлаждения и т. д.

Силы вредных сопротивлений сосредоточены в конструкции станка и поэтому зависят от сил трения, веса подвижных частей, условий смазки, наличия противодавления, качества монтажа и пр. Все эти силы, так называемые «конструктивные силы», могут быть для одних и тех же условий обработки в какой-то степени варьированы, в то время как задающие силы могут быть изменены только с изменением режима обработки.

Для определения давления в силовом цилиндре (см. фиг. 48) составим уравнение равновесия поршня

$$S_1 - P - \sum S - S_2 = 0, \tag{102}$$

где P — задающая сила (сила резания);

$\sum S + S_2 = S$ — сумма всех конструктивных сил (равная сумме сил трения $\sum S = S' + S'' + S''' + S_y$ и силе S_2 — противодавления);

S_y — сила трения от наличия вертикальной составляющей силы резания, как , например, в плоско-шлифовальных станках;

S'' — сила трения поршня (см. стр. 119—123);

S''' — сила трения сальника штока силового цилиндра (см. стр. 119—123);

S_1 — тяговая сила, равная сумме задающих и конструктивных сил, т. е. $S_1 = P + S$;

S' — сила трения в направляющих зависит от конструкции и формы направляющих и определяется по общеизвестным уравнениям.

Коэффициенты трения в направляющих при расчетах принимают:
$\mu_0 = 0{,}18 \div 0{,}17$ при трогании с места;
$\mu_v = 0{,}08 \div 0{,}07$ при движении.

Как показали испытания, коэффициент трения движения обычно равен $^2/_3$ коэффициента трения при трогании с места, т. е. $\mu_v = \frac{2}{3}\mu_0$.

Выразим силы [см. уравнение (102)] через удельные давления и соответствующие площади. Тогда

$$p_1 \cdot F_1 = pF_1 \quad p_s F_1 + p_2 F_2,$$

откуда давление в силовом цилиндре будет

$$p_1 = p + p_s \quad p_2 \frac{F_2}{F_1}. \tag{103}$$

Индикаторная мощность силового поршня

$$N = N_1 - N_s = p \frac{V_1 F_1}{75 \cdot 60 \cdot 1{,}36} \ квт,$$

где N_1 — мощность, реализуемая в силовом цилиндре и равная

$$N_1 = (p_0 - \Delta p_i) \frac{V_1 F_1}{60 \cdot 75 \cdot 1{,}36} \ квт,$$

где Δp_i — потеря давления в напорной и выходной трассах;

N_s — потеря мощности на преодоление конструктивных сил, т. е. сил трения и противодавления в силовом цилиндре:

$$N_s = \left(p_s + p_2 \frac{F_2}{F_1}\right) \frac{V_1 F_1}{60 \cdot 75 \cdot 1{,}36} \ квт.$$

К. п. д. силового цилиндра будет

$$\eta = \frac{N}{N_1} = 1 - \frac{N_s}{N_1} = 1 - \frac{p_s + p_2 \frac{F_2}{F_1}}{p_0 - \Delta p_i},$$

где v_1 — скорость поршня в *м/мин*;

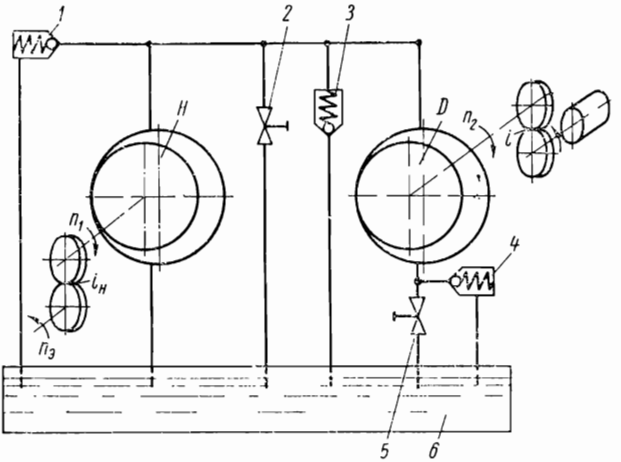
F_i — площадь поршня в *см*^{2}.

§ 23. СТАТИКА ГИДРОМОТОРА

Как известно, объемные насосы обладают свойством обратимости, т. е. могут иметь двоякое назначение: насоса—потребителя энергии и гидромотора — передатчика энергии.

Обычно в гидравлических схемах привода вращения гидромотор D конструктивно подобен насосу H (фиг. 63), хотя это и не является обязательным условием.

Непременным условием для гидромотора являются реверсирование и способность передавать крутящий момент. Поэтому в качестве гидромотора принципиально может быть использован



Фиг. 63. Принципиальная схема гидравлического привода вращения.

любой насос объемного типа, в котором в результате разложения сил действующих на его ротор, выявляются тангенциальные силы и перпендикулярные к ним плечи.

Сила давления пружины *1* предохранительного клапана ограничивает крутящий момент гидромотора. Обратный клапан *3* срабатывает в тех случаях, когда происходит изменение циркулирующего в гидросистеме масла.

Дело в том, что при изменении циркулирующего в гидроприводе объема масла в результате, например, изменения эксцентрицитета насоса или гидромотора, вал гидромотора и соединенный с ним узел станка будут некоторое время вращаться по инерции с тем же числом оборотов, хотя циркулирующий в системе расход масла изменился. Для того чтобы не было подсоса воздуха, предусмотрен клапан *3*, который в этот момент открывается и нужное количество масла из бака *6* поступает в гидросистему, компенсируя недостаток в циркулирующем объеме.

Клапан *2* (кран) предназначается обычно для быстрого останова вала гидромотора без выключения расхода насоса. Для торможения вала гидромотора обычно ставят тормозной кран *5* совместно с подпорным клапаном *4*, предохраняющим систему от ударных нагрузок в момент торможения. Обычно сила давления пружины клапана *4* совпадает с силой давления пружины предохранительного клапана *1*. Однако при больших приводных массах тормозной момент регулируют на больший (примерно на 20%), чем номинальный, крутящий момент.

Потребляемая насосом мощность N_1 за вычетом потерь мощности приводного электродвигателя $N_{эл}$ равна

$$N_{эл}\eta_1 = N_1 = C_1 M_{кр\,1} n_1,$$

где η_1 — коэффициент полезного действия трассы электродвигатель — насос;

C_1 — коэффициент размерности крутящего момента.

Мощность N_1 передается ротору гидромотора, поэтому

$$N_1\eta_2 = N_2 = C_2 M_{кр\,2} n_2,$$

отсюда крутящий момент гидромотора

$$M_{кр.\,2} = \frac{N_1}{C_2 n_2}\eta_2 = \frac{N_{эл}}{C_2 n_2}\eta_0. \qquad (104)$$

Подставляя в уравнение (104) значения мощностей N_1 и N_2, так как $C_1 = C_2$, получаем

$$\frac{M_{кр.\,2}}{M_{кр.\,1}} = \frac{n_1}{n_2''}\eta_0 = \frac{K_2}{K_1}\eta_0 = R,$$

где R — коэффициент трансформации привода вращения;

K_1 и K_2 — соответственно литражи насоса и гидромотора, равные для аксиальных насосов [см. уравнение (76)]

$$K = \frac{\pi}{2} d^2 z \sin \delta r;$$

для радиальных насосов [см. уравнение (58)]

$$K = \frac{\pi}{2} d^2 z e.$$

$\eta_0 = \eta_i\eta_2$ — к. п. д. привода.

Таким образом, литраж в основном характеризует габариты насоса и гидромотора.

Если $R = 1$, то $n_1 = n_2''$, т. е. $K_1 = K_2\eta_0$, габариты гидромотора и насоса подобны и число оборотов насоса n_1 равно наибольшему числу оборотов n_2'' гидромотора. Крутящий момент, потребляемый насосом, $M_{кр\cdot 1}$ равен моменту гидромотора $M_{кр\cdot 2}$. Такие приводы называют муфтами, поскольку они не трансформируют крутящий момент.

Если $R > 1$, то число оборотов n_1 насоса должно быть больше наибольшего числа оборотов n_2'' гидромотора, а поэтому, поскольку происходит в данном случае трансформация крутящего момента, габарит гидромотора должен быть больше габарита насоса, т. е. $K_2 > K_1$.

Если $R < 1$, то число оборотов насоса должно быть меньше наибольшего числа оборотов гидромотора, а поэтому крутящий момент гидромотора будет меньше потребляемого насосом крутящего момента. Такие передачи относятся к быстроходным передачам, редко реализуемым в машиностроении. В станкостроении такие приводы могут иметь применение в качестве приводов вращения шпинделей передней бабки в шлифовальных станках.

Крутящий момент гидромотора или потребляемый момент на валу насоса, с другой стороны, можно определить по расходу и давлению жидкости

$$M_{кр} = p\frac{Q}{\omega}$$

Так как угловая скорость равна $\omega = 2\pi n$, а расход жидкости есть произведение литража K на число оборотов, т. е. $Q = Kn$, то окончательно имеем

$$M_{кр} = p\frac{K}{2\pi}, \tag{105}$$

где p — давление в гидросистеме.

§ 24. ДИНАМИКА СИЛОВОГО ЦИЛИНДРА

За обобщенную координату примем координату пути поршня h. Тогда, пользуясь уравнением Лагранжа, получаем

$$\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial T_0}{\partial \dot{h}} - \frac{\partial T_0}{\partial h} = \frac{dS_1}{dh}. \tag{106}$$

В некоторых случаях, когда перемещение силового органа станка является результатом сложения двух движений, например поступательного и вращательного, как в некоторых шлифовальных станках с ускоренным подводом круга, тогда кинетическая энергия привода будет

$$T_0 = \sum_j m_j\frac{v_i^2}{2} + \sum J_j\frac{\omega_i^2}{2},$$

где v_i — скорость масла в трубопроводе;
ω_i — угловая скорость;
m_j — масса поступательно перемещающейся детали;
J_i — момент инерции детали.

Умножая обе части этого уравнения на скорость v_1 перемещения поршня, получаем

$$T_0 = \frac{v_1^2}{2}\left[\sum_j m_j \frac{v_i^2}{v_1^2} + \sum J_i \frac{\omega_i^2}{v_1^2}\right]. \qquad (107)$$

Заменив динамически-эквивалентную массу $\left[\sum_j m_j \frac{v_i^2}{v_1^2} + \right.$ $\left. + \sum J_i \frac{\omega_i^2}{v_1^2}\right]$, приведенную к силовому поршню, через $M_э$, запишем:

$$T_0 = M_э \frac{v_1^2}{2} = M_э \frac{1}{2}\left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \qquad (108)$$

По уравнению сплошности потока имеем

$$\frac{v_i}{v_1} = \frac{F_1}{f},$$

где F_1 — площадь силового поршня (см. фиг. 48);
f — сечение проходного отверстия трубопровода.

Для случая только поступательного движения [см. уравнение (107)] имеем

$$T_n = \frac{v_1^2}{2}\sum_j m_j \frac{v_i^2}{v_1^2} = \sum_j m_j \frac{v_1^2}{2}\left(\frac{F_1}{f}\right)^2 \qquad (109)$$

Приведенная к силовому поршню масса

$$M_n = m_1 + m_2\left(\frac{F_1}{f_1}\right)^2 + m_3\left(\frac{F_3}{f_1'}\right)^2$$

где m_1 — масса поступательно перемещающихся деталей (поршень, каретка, стол и т. д.);
m_2 — масса масла в напорном трубопроводе;
m_3 — масса масла в сливном трубопроводе;
f_1 и f_1' — площади проходных сечений соответственно напорного и сливного трубопроводов;
F_1 и F_2 — площади силового поршня (см. фиг. 48).

Вычислим члены уравнения (106):

$$\frac{\partial T_0}{\partial \dot{h}} = 2M_n \frac{v_1}{2} = M_n v_1,$$

тогда

$$\frac{d}{dt}[M_n v_1] = \frac{dM_n}{dt} v_1 + M_n \frac{dv_1}{dt}.$$

Заменив в первом члене dt через $dt = \frac{dh}{v_1}$, получим

$$\frac{d}{dt}[M_n v_1] = \frac{dM_n}{dh} v_1^2 + M_n \frac{dv_1}{dt}$$

Поскольку приведенная масса может зависеть от положения поршня, то частную производную можно заменить полной производной, т. е.

$$\frac{\partial T}{dh} = \frac{\partial M_n}{\partial h}\frac{v_1^2}{2} = \frac{v_1^2}{2}\cdot\frac{dM_n}{dh}.$$

Подставляя все вычисленные значения производных в уравнение (106), получим

$$M_n\frac{dv_1}{dt} + \frac{dM_n}{dh}v_1^2 = S_1. \qquad (110)$$

Тяговая сила по законам статики равна (см. § 22)

$$S_1 = p_0F_1 - F_1(C_1 + C_2)\,v_1^2 - \Sigma S - \Sigma S_2,$$

где p_0 — давление насоса, $p_0 = \text{const}$;
C_1 и C_2 — постоянные коэффициенты, равные, согласно уравнению (11):

$$C_1 = 1{,}6\gamma K_0\frac{F_1^2}{2gd^4},$$

$$C_2 = 1{,}6\gamma K_0'\frac{F_1^2}{2gd^4}.$$

Подставляя значение тяговой силы S_1 в уравнение (110), получаем окончательно

$$M_n\frac{dv_1}{dt} = p_0F - (\Sigma S + \Sigma S_2) - \left[F_1(C_1 + C_2) + \frac{dM_n}{dh}\right]v_1^2. \qquad (111)$$

Уравнение (111) является общим: для его решения необходимо знать закон изменения сил сопротивления в зависимости от скорости (или во времени); закон изменения противодавления, и наконец, закон изменения массы перемещающихся частей станка во время хода стола. Решение подобного уравнения в общем виде представляет большие трудности. Поэтому расчет ведут, приняв некоторые допущения: давление насоса p_0, сопротивление трению ΣS_1 и силы противодавления ΣS_2 считаются постоянными величинами. Тогда, обозначив их через B_1, имеем

$$p_0F_1 - \Sigma S - \Sigma S_2 = B_1 \text{ и } F_1(C_1 + C_2) = B_2.$$

Далее считают, что приведенная масса M_n остается неизменной во время хода поршня и, следовательно, $\frac{dM_n}{dh} = 0$.

При указанных допущениях получаем:

$$M_n\frac{d^2h}{dt^2} = B_1 - B_2v_1^2.$$

Поделив обе части этого уравнения на M_n, будем иметь

$$\frac{d^2h}{dt^2} + q_0\left(\frac{dh}{dt}\right)^2 - r_0 = 0, \tag{112}$$

где q_0 — коэффициент, равный $q_0 = \frac{B_2}{M_n}$, характеризует сопротивление гидросистемы;

r_0 — коэффициент, равный $r_0 = \frac{B_1}{M_n}$, характеризует начальное ускорение силового поршня (стола).

Решение уравнения (112) будет:

$$h = \frac{1}{2} q_0 \ln \operatorname{ch}^2(mt), \tag{113}$$

скорость силового поршня

$$v = \frac{dh}{dt} = \sqrt{\frac{r_0}{q_0}} \operatorname{th}(mt). \tag{114}$$

Ускорение силового поршня

$$\frac{d^2h}{dt^2} = \frac{r_0}{\operatorname{ch}^2(mt)}, \tag{115}$$

где $m = \sqrt{r_0 q_0}$.

Для приближенных расчетов, если разложить в ряд гиперболические тангенс и косинус, получим

$$h \approx \frac{1}{2} r_0 t^2, \tag{116}$$

$$v \approx r_0 t. \tag{117}$$

Если приведенная масса M_n по сравнению с действующими силами мала, то, полагая $M_n \frac{d^2h}{dt^2} = 0$, получаем

$$v_1 = \sqrt{\frac{p_0 F_1 - \Sigma S - \Sigma S_2}{F_1 (C_1 + C_2)}}, \tag{118}$$

или, сокращенно, поскольку в таком случае $B_1 = B_2 \cdot v_1^2$,

$$v_1 = \sqrt{\frac{B_1}{B_2}}. \tag{119}$$

Приравняв уравнение (117) и (119), найдем время разгона τ, которое характеризует постоянную времени гидросистемы, — инерционность ее:

$$r_0^2 t^2 = \frac{B_1}{B_2} \text{ или } \frac{B_1^2}{M_n^2} \tau^2 = \frac{B_1}{B_2},$$

отсюда

$$\tau^2 = \frac{M_n^2}{B_1 B_2}. \tag{120}$$

Время одного двойного хода стола станка с возвратно-поступательным движением равно

$$T = T_1 + T_2 + t_{1.2} + t_{2.1}, \tag{121}$$

где T_1 — время рабочего хода стола;
T_2 — время обратного хода стола;
$t_{1.2}$ — время реверса стола с рабочего хода на обратный ход;
$t_{2.1}$ — время реверса стола с обратного хода на рабочий ход.

Время реверса за двойной ход стола

$$t = t_{1.2} + t_{2.1}.$$

При небольших скоростях стола, по данным экспериментов время реверса можно более или менее точно определять по уравнению

$$t = C\sqrt{v_1 + v_2}\ сек, \tag{122}$$

где C — коэффициент, зависящий от веса поступательно перемещающихся деталей;
v_1 и v_2 — скорости прямого и обратного хода в *м/мин*.

Вес стола станка в *кГ*	190	600	1000	1400	2250	2600	3800	5000	5400
Коэффициент C	0,055	0,06	0,065	0,07	0,08	0,085	0,10	0,115	0,12

С другой стороны, время одного двойного хода равно

$$T = \frac{1}{n},$$

где n — число двойных ходов стола.

Приравняв оба уравнения для T, предварительно заменив время T_1 и T_2 через длину H хода стола и скорости v_1 прямого и обратного v_2 ходов, получим

$$n = \frac{v_1}{H\left(1 + \frac{1}{K}\right) + t}, \tag{123}$$

где K — отношение скоростей силового поршня обратного v_2 к прямому v_1 ходу поршня, т. е.

$$K = \frac{v_2}{v_1}.$$

Средняя скорость стола будет

$$v = 2H \cdot n.$$

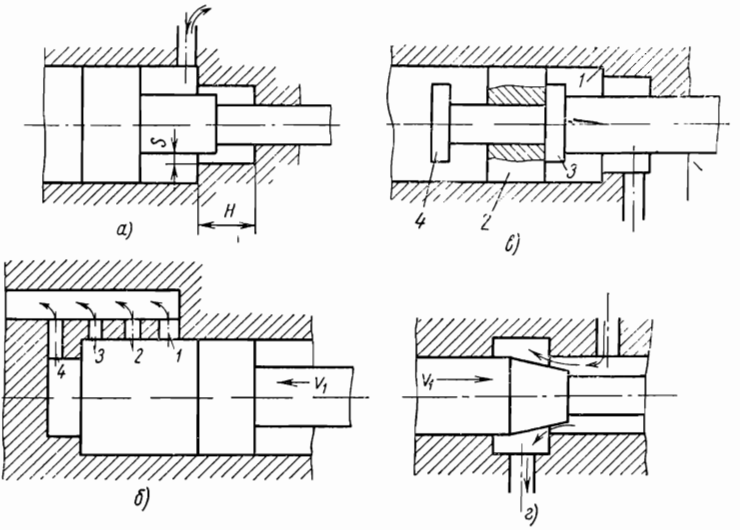
Подставляя в это последнее уравнение число двойных ходов, получим

$$v = 2\frac{v_1}{\left(1 + \frac{1}{K}\right) + t}. \tag{124}$$

§ 25. ТОРМОЖЕНИЕ СИЛОВОГО ПОРШНЯ

Устройства различают тормозные, демпферные и буферные. Тормозное устройство называют буферным, если оно предусмотрено для поглощения избытка кинетической энергии, например, в моменты реверсирования поршня или же торможения в концах его хода.

Если же тормозное устройство работает во время действия нагрузки, то его называют демпферным устройством и оно предназначается для гашения пульсирующей нагрузки (например, во всех клапанах гидроаппаратуры).



Фиг. 64. Схемы гидравлических тормозных устройств.

В зависимости от назначения тормозного устройства различен принцип его действия и методика расчета.

Конструктивно торможение обеспечивается постоянным кольцевым зазором (фиг. 64, *а*); несколькими отверстиями разных или одинаковых диаметров (фиг. 64, *б*), двойным поршнем (фиг. 64, *в*) или специальным золотником (фиг. 64, *г*).

При торможении с помощью постоянного кольцевого зазора (см. фиг. 64, *а*) поршень постепенно входит в него и, вытесняя из зазора масло, уменьшает скорость стола. Если торможение предусматривается с помощью специальных отверстий (фиг. 64, *б*), то в корпусе силового цилиндра (или в крышке) делают специальную полость, в которой высверливают несколько отверстий. Поршень, перемещаясь, постепенно перекрывает эти отверстия; сопротивление увеличивается, вызывая торможение стола.

При торможении поршнем (фиг. 64, *в*) последний делают плавающим и его ход ограничивают двумя буртами *3*, *4*. Во время хода поршень *2* упирается в зависимости от направления движения

в один из буртов *3* или *4*. Перед началом торможения поршень упирается в выступ *1* и дальнейшее перемещение будет только штока с выступами *3* и *4*. Сила, действующая на поршень, уменьшается (площадь становится меньше) и это уменьшает ускорение стола станка.

Если торможение осуществляется золотником, то его рабочую часть профилируют специально в зависимости от характера торможения и скорости движения силового поршня. Так, например, сделано в золотнике панели управления шлифовальных станков мод. Г31.

Если торможение стола станка предусматривается при небольших скоростях движения, то расчет можно вести с некоторыми приближениями, считая, например, что скорость движения стола уменьшается прямо пропорционально пути поршня; давление в системе и сила трения не меняются.

Уравнение динамического равновесия поршня при торможении в этих случаях будет

$$M\frac{d^2x}{dt^2} - T - \Sigma S + P = 0, \tag{125}$$

где M — приведенная масса, подлежащая торможению;
T — сила торможения;
ΣS — суммарная сила трения;
P — полезная нагрузка, если расчет ведется для демпферного устройства.

Принимаем, что квадрат скорости движения стола уменьшается прямо пропорционально длине хода его, т. е.

$$v_x^2 = v_1^2\left(1 - \frac{1}{H}x\right) \tag{126}$$

Если расчет ведется для буферных устройств, то $P = 0$, и поэтому сила торможения будет равна

$$T = M\frac{d^2x}{dt^2} - \Sigma S. \tag{127}$$

С другой стороны сила торможения зависит от сопротивления буферного отверстия и равна

$$T = F\gamma\frac{v_i^2}{2g}(1 + \xi), \tag{128}$$

где γ — удельный вес масла;
F — площадь силового поршня со стороны противодавления;
v_i — скорость масла в буферном отверстии;
ξ — коэффициент сопротивления буферного отверстия, равный

$$\xi = 0{,}01\frac{\nu(l + 0{,}6)}{\varphi},$$

где ν — кинематическая вязкость масла в *см²/сек*;
l — длина буферного канала, например, H (см. фиг. 64, *а*);
φ — коэффициент, характеризующий поперечную форму отверстия для кольцевых сечений (см. фиг. 64, *а*) $\varphi = 0{,}029$, для круглых сечений $\varphi = 0{,}04$.

По уравнению постоянства расхода должно быть

$$v_i f = F v_x,$$

откуда

$$v_i = \frac{F}{f} v_x, \tag{129}$$

где f — площадь сечения буферного отверстия;
v_x — текущая скорость стола.

Подставляя значение скорости v_i в уравнение (128), получаем

$$T = \gamma \frac{v_x^2 F^3}{2gf^2} (1 + \xi). \tag{130}$$

Далее принимаем, что замедление стола происходит с постоянным, отрицательным, ускорением, равным начальному, тогда

$$a = \frac{v_1^2}{2H}, \tag{131}$$

где H — длина пути торможения стола.

Принимая во внимание уравнения (126) и (131) и делая подстановку в уравнение (130), получим при $\frac{d^2x}{dt^2} = \text{const}$ по условию уравнения (131)

$$\gamma \frac{F^3}{2gf^2} v_1^2 \left(\frac{H - x}{H}\right) (1 + \xi) = M \frac{v_1^2}{2H} - \Sigma S,$$

отсюда переменное проходное сечение буферного отверстия, меняющееся по ходу стола во время торможения,

$$f = F v_1 \sqrt{\frac{\gamma}{g} F \frac{(H - x)(1 + \xi)}{\left(M v_1^2 - 2H \Sigma S\right)}} \tag{132}$$

Если потери на трение небольшие, как, например, это имеет место в направляющих качения, т. е. когда $2H\Sigma S \ll M v_1^2$, то можно принять

$$f \approx F \sqrt{\gamma \frac{E}{gM} (H - x)(1 + \xi)}. \tag{132а}$$

Когда торможение проектируется с переменным замедлением, тогда буферное отверстие должно быть постоянного сечения $f = \text{const}$ и поэтому уравнение равновесия будет [см. уравнение (127)]

$$\gamma \frac{F^3}{2gf^2} (1 + \xi) v_x^2 = M \frac{d^2x}{dt^2} - \Sigma S. \tag{133}$$

Обозначая постоянные $\gamma \frac{F^3}{2gf^2}(1+\xi) = C_1$ и деля обе части равенства на массу M, заменив $dt = \frac{x}{v_x}$, получим

$$\frac{d(v_x)^2}{dx} = K_1 v_x^2 + m, \qquad (134)$$

решение этого уравнения будет

$$v_x^2 = \frac{m}{K_1} + Ce^{-K_1 x}$$

Постоянную C определим из начальных условий: при $x = 0$, $v_x = v_1$, т. е. $v_1^2 = \frac{m}{K_1} + C$, отсюда $C = v_1^2 - \frac{m}{K_1}$ и поэтому в момент торможения текущая скорость стола будет

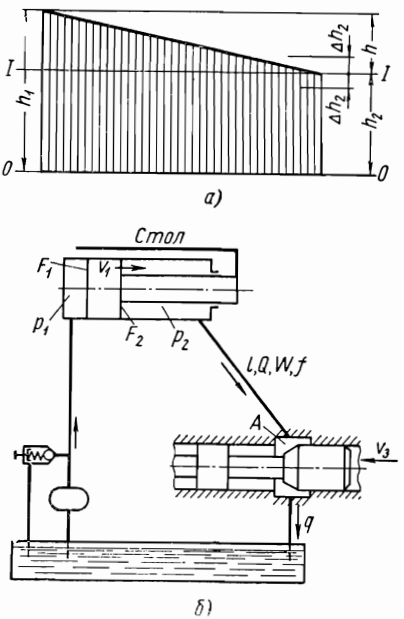
$$v_x = \sqrt{\frac{m}{K_1} + \left(v_1^2 - \frac{m}{K_1}\right) e^{-K_1 x}} \qquad (135)$$

где v_1 — скорость стола перед началом торможения;

$$K_1 = \frac{C_1}{M}; \quad m = \frac{\Sigma S}{M}.$$

Наблюдения за работой быстроходных станков и машин показывают, что на больших скоростях ($v \geqslant 20$ *м/мин*), а следовательно, при быстром перекрытии реверсивным золотником сливного отверстия, возникают довольно значительные колебания стола, наблюдаются удары, вибрации и пр. Все это отражается на качестве обработки детали, чистоте и точности ее.

При установившемся движении стол перемещается под действием разности давлений $h_1\gamma - h_2\gamma = \gamma h$ (фиг. 65, *а*).



Фиг. 65. Расчетная схема гидравлических тормозных устройств.

В момент реверсирования отверстие A (фиг. 65, *б*) постепенно перекрывается золотником в течение промежутка времени t_1. Принимаем, что выходящее из цилиндра количество масла q меняется во времени, подчиняясь линейной закономерности

$$q = Q\left(1 - \frac{t}{t_1}\right),$$

где Q — расход масла из силового цилиндра для предшествующего установившегося состояния;

t_1 — время полного перекрытия выходного отверстия A;

t — текущее время перекрытия того же отверстия.

С перекрытием отверстия A возрастает противодавление Σh (см. фиг. 65, *а*) на величину Δh_2, оно будет равно $(\Delta h_2 + \Sigma h)\, f\gamma$, поэтому замедление стола составит

$$a = \frac{dw}{dt} = -g\frac{p}{G_i} = -g\frac{(\Delta h_2 + \Sigma h)}{G_i}\gamma f, \tag{136}$$

где Σh — напор, теряемый на сопротивления в выходной трассе;
f — сечение выходной трубы;
G_i — приведенный к оси штока вес подлежащих торможению частей станка;
w — скорость масла в выходной трубе.

В условиях кратковременности переходного процесса можно считать, что объемные потери не оказывают влияния на характер этого процесса. Поэтому по закону постоянства расхода имеем

$$fw = F_2 v + q$$

и

$$w = \frac{F_2}{f} v + \frac{q}{f}, \tag{137}$$

где $v = \frac{d\Delta h_2}{dt}$ — скорость нарастания противодавления.

Подстановка в уравнение (137) значений q и v дает

$$w = \frac{1}{f}\left[F_2\frac{d\Delta h_2}{dt} + Q\left(1 - \frac{t}{t_1}\right)\right]$$

и, следовательно, ускорение (замедление) стола будет

$$\frac{dw}{dt} = \frac{F_2}{f}\cdot\frac{d^2\Delta h_2}{dt^2} - \frac{Q}{ft_1}. \tag{138}$$

Приравнивая уравнения, (136) и (138) получим

$$\frac{F_2}{f}\frac{d^2\Delta h_2}{dt^2} - \frac{Q}{ft_1} + \frac{g}{G_i} f\gamma\Delta h_2 + \frac{g}{G_i} f\gamma\Sigma h = 0.$$

Подставляя в это уравнение значение потери напора $\Sigma h = K\cdot w$, где $K = 1{,}6\cdot K_0\frac{v_1 F_2^2}{2gd^4}$ [см. уравнение (11)], v_1 — скорость стола перед торможением, получим

$$\frac{d^2\Delta h_2}{dt^2} + K\frac{g\gamma}{G_i} f\frac{d\Delta h_2}{dt} + \frac{gf^2}{G_i F_2}\gamma\Delta h_2 + \frac{g\gamma K}{G_i F_2} fQ\left(1 - \frac{t}{t_1}\right) - \frac{Q}{F_2 t_1} = 0.$$

Обозначим

$$\frac{G_i}{g\gamma K f} = T_1;\quad \frac{G_i F_2}{gf^2\gamma} = T_2^2;\quad \frac{Q}{F_2} = b,$$

получим окончательно

$$\frac{d^2\Delta h_2}{dt^2} + \frac{1}{T_1}\frac{d\Delta h_2}{dt} + \frac{1}{T_2^2}\Delta h_2 + \frac{b}{T_1}\left(1 - \frac{t}{t_1}\right) - \frac{b}{t_1} = 0. \quad (139)$$

Решение этого уравнения будет

$$\Delta h_2 = A_1 e^{-at} \sin(nt + \alpha) + A_2 t + A_3. \quad (140)$$

Из теории колебаний известно, что коэффициент n равен

$$n = \sqrt{\frac{1}{T_2^2} - \frac{1}{4T_1^2}} = f\sqrt{\frac{g\gamma}{G_i}\left(\frac{1}{F_2} - \frac{gK^2}{4G_i}\gamma\right)}. \quad (141)$$

а) Если $n^2 < 0$ или $n^2 = 0$, то стол станка не должен совершать колебаний, но приближаться асимптотически к некоторому предельному положению. Для этого случая необходимо соблюдение условия:

$$F_2 > 4\frac{G_i}{K^2\gamma g} \text{ или } F_2 = 4\frac{G_i}{K^2 g\gamma};$$

б) Если $n^2 > 0$, т. е. $4\frac{G_i}{K^2\gamma g} > F_2$, то стол может совершать затухающие колебания с периодом, равным

$$\tau = \frac{2\pi}{n}. \quad (142)$$

Постоянные интеграла (140) определяются для начальных условий, т. е. для $t = 0$. Тогда $\Delta h_2 = -h$; $v = 0$.

Подставляя эти значения в уравнение (140), взяв производные $\frac{d\Delta h_2}{dt}$ и $\frac{d^2\Delta h_2}{dt^2}$ и подставив их в уравнение (139), при тех же начальных условиях, получим:

амплитуду повышения давления

$$A_1 = \frac{pT_1}{\gamma t_1 n T_2} = \frac{pG_i}{K\gamma^2 g f t_1 \sqrt{1 - g\gamma\frac{K^2}{4G_i}F_2}},$$

или приближенно, поскольку подкоренное выражение близко к единице,

$$A_1 \approx \frac{pG_i}{K\gamma^2 g f t_1}, \quad (143)$$

где p — разность давлений в силовом цилиндре при установившейся скорости движения стола;

t_1 — время, в течение которого происходит полное перекрытие выходного отверстия в золотнике (см. фиг. 65).

Далее

$$A_2 = \frac{p}{\gamma t_1}; \quad a = \frac{1}{2T_1};$$

$$A_3 = \frac{p}{\gamma}\left[\frac{1}{t_1 f}\left(\frac{G_i}{Kg\gamma} - KF_2\right) - 1\right]$$

$$\alpha \approx \operatorname{arc\,tg}\frac{2}{3K}\sqrt{\frac{G_i}{\gamma g f}}\sqrt{\frac{f}{F_2} - K^2\frac{g\gamma f}{4G_i}}.$$

При повышении давления на Δh_2 энергия изменится на величину, равную

$$-b\frac{d\Delta h_2}{dt}d\Delta h_2 \quad -bv^2dt,$$

следовательно, убыль энергии за период τ колебания будет

$$\Delta a = -b\int_0^{\tau} v^2\,dt, \tag{144}$$

где $b = \frac{1}{T_1}$;

v — скорость нарастания противодавления [см. уравнение (137)], равная $v = \frac{d\Delta h_2}{dt}$.

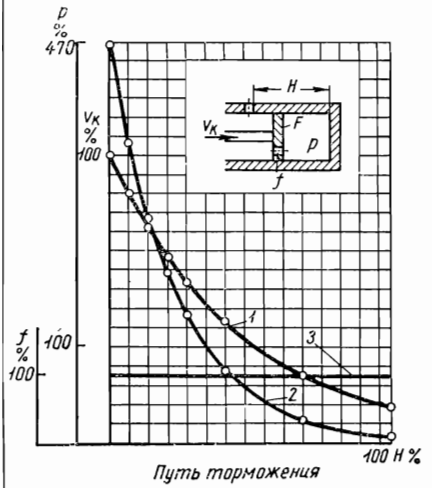
При больших потерях на трение ($n^2 < 0$) переход к апериодическому движению будет при коэффициенте $b = \frac{1}{T_1}$, приближающемся к значению $b = 2\sqrt{Cm_i}$, где $C = \frac{1}{T_2^2}$ [см. уравнение (139)];

m_i — приведенная масса.

Подсчитав по указанным уравнениям постоянные коэффициенты A_1, A_2, A_3 и α и подставив их в уравнения (140) и (144), можно определить повышение противодавления в сливной полости в момент торможения, оно во много раз превышает противодавление h при установившейся скорости.

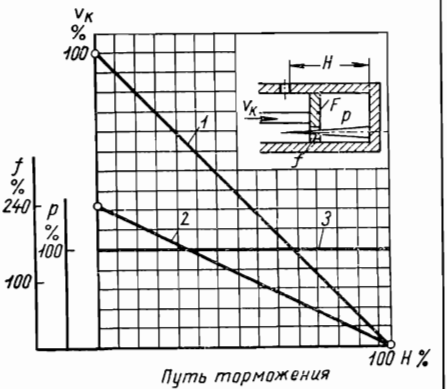
Аппаратуре управления и регулирования свойственна инерция, поэтому при почти мгновенном увеличении давления предохранительный клапан не успевает полностью срабатывать, и большая часть ударного давления воспринимается системой трубопровода. И пока последняя находится в пределах упругости, работа упругой деформации спасает трубопровод от поломки.

На фиг. 66 показана характеристика тормозных параметров (давления p, скорости v_k) при постоянном проходном сечении f буфера. Из графика видно, что противодавление p поднимается до значительной величины первоначального давления. На фиг. 67 характеристика торможения при переменном проходном сечении f буфера. Такая схема торможения обеспечивает постоянное противодавление и линейное замедление скорости стола в момент торможения.



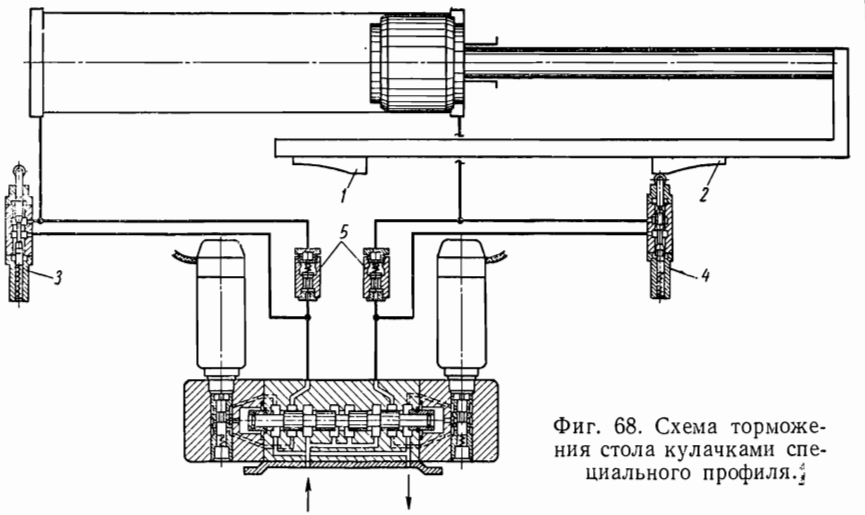
Фиг. 66. Характеристики тормозных параметров при постоянном проходном сечении отверстия буфера. Кривые:

1 — изменение скорости торможения v_c;
2 — изменение тормозного давления *p*;
3 — площадь *f* отверстия буфера;
H — путь торможения.



Фиг. 67 Характеристики тормозных параметров при переменном проходном сечении отверстия буфера. Кривые:

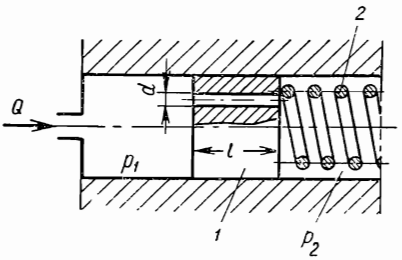
1 — изменение скорости торможения v_0;
2 — изменение проходного сечения отверстия буфера *f*; *3* — давление торможения *p*; *H* — путь торможения.



Фиг. 68. Схема торможения стола кулачками специального профиля.

В некоторых случаях (фиг. 68), обычно для тяжелых станков торможение стола проектируют, применяя кулачки *1* и *2* специального профиля, в зависимости от нужного закона торможения. Кулачки *1* и *2* заставляют срабатывать тормозные специальные клапаны *3* и *4* совместно с оборотными клапанами *5*.

В гидроаппаратуре регулирования, в которой давление рабочей среды воспринимается пружиной, всегда предусматривают демпфер для гашения собственных колебаний. В большинстве конструкций аппаратов демпфером служит калиброванное отверстие диаметром d и длиной l (фиг. 69), расположенное либо в подвижной детали (плунжере) *1*, подлежащей демпфированию, либо в корпусе аппарата.



Фиг. 69. Схема демпфера.

В первый момент действия силы давления на плунжер *1* масло не успеет перетечь из одной полости в другую и поэтому перемещение пружины *2* в этот первый момент будет меняться по тому же закону, что и действие давления p_1. Пружина начнет деформироваться и на плунжер будет действовать разность давлений $p_1 - p_2$. При этом скорость перемещения плунжера *1*, определяющая скорость перетекания масла через демпфирующее отверстие, будет

$$v = \frac{dh}{dt} - \frac{dy}{dt},$$

где $\frac{dh}{dt}$ — скорость изменения давления на плунжер *1*;

$\frac{dy}{dt}$ — скорость перемещения пружины *2*.

Пренебрегая массой перемещающихся частей (в данном случае это возможно), имеем

$$ch + kv = 0,$$

где c — жесткость пружины;

k — коэффициент сопротивления демпфера.

Подставляя значение скорости v, получаем

$$ch + k\frac{dh}{dt} - k\frac{dy}{dt} = 0$$

или окончательно

$$h + T\frac{dh}{dt} = T\frac{dy}{dt}, \qquad (145)$$

где $T = \frac{k}{c}$ — постоянная времени демпфирования.

Решение уравнения будет

$$Y = he^{-\frac{T}{\tau}}$$

где $h = \frac{p_1}{\gamma}$;

γ — удельный вес масла.

§ 26. ДИНАМИКА ГИДРОМОТОРА

Воспользуемся и в этом случае уравнением Лагранжа во второй форме:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial E}{\partial q} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = Q, \tag{146}$$

где E — кинетическая энергия системы привода вращения;
Π потенциальная энергия системы;
Q — обобщенная сила;
q — обобщенная координата.

За обобщенную координату q примем угол поворота φ вала гидромотора. Следовательно, угловая скорость

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{q}.$$

Обобщенная сила есть приведенный крутящий момент $Q = M_i$ движущих сил, сил полезных и вредных сопротивлений.

Кинетическая энергия системы равна

$$E = J_i \frac{\omega^2}{2},$$

где J_i — приведенный к валу гидромотора момент инерции вращающихся масс, равный, как известно, сумме

$$J_i = J_\partial + J_1\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 + J_2\left(\frac{\omega_2}{\omega}\right)^2 + \cdots$$

где J_∂ — момент инерции роторной группы гидромотора, т. е. вала, к которому приводится момент J_i;
J_1 — момент инерции первого вала и ω_1 — его угловая скорость;
J_2 — момент инерции второго вала и ω_2 — его угловая скорость;
ω — угловая скорость вала гидромотора.

Поскольку приведенный момент инерции не зависит от угловой скорости вала, к которому он приводится, т. е. к валу гидромотора, то

$$\frac{\partial E}{\partial \omega} = J_i\omega;$$

и

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}}\right) = \frac{d}{dt} J_i\omega = J_i \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{dJ_i}{dt},$$

и так как $dt = \frac{d\varphi}{\omega}$, то второе слагаемое в правой части последнего уравнения может быть написано в форме

$$\omega^2 \frac{dJ_i}{d\varphi}.$$

Таким образом,

$$\frac{d}{dt} J_i \omega = J_i \frac{d\omega}{dt} + \omega^2 \frac{dJ_i}{a\varphi}.$$

Далее получаем $\frac{\partial E}{\partial q} = \frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{\omega^2}{2} J_i = \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_i}{d\varphi}$, так как приведенный момент инерции зависит только от угла поворота φ, то частная производная может быть заменена полной производной. Таким образом, разность производных от кинетической энергии E будет

$$\frac{\partial}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial E}{\partial q} = J_i \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_i}{d\varphi}. \qquad (147)$$

Некоторые частные случаи:

1. Если потенциальная энергия мала по сравнению с кинетической энергией, то $\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 0$. Это обычно имеет место в гидросистемах, работающих на небольшом давлении ($p \approx 45 \div 50$ *кГ/см*^{2}); в гидросистемах, имеющих трубопровод малой протяженности, наконец, в быстроходных приводах вращения. Тогда уравнение динамического равновесия будет

$$J_i \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_i}{d\varphi} = M_i. \qquad (148)$$

2. Если маховые массы уравновешены и приведенный момент инерции J_i постоянен (эти случаи наиболее распространены в машиностроении), то $J_i = \text{const}$ — и из последнего уравнения получается

$$J_i \frac{d\omega}{dt} = M_i. \qquad (149)$$

Так, например, при инерционной нагрузке провода вращения (см. фиг. 70) получаем [см. уравнение (149)]

$$J_i \frac{d\omega}{dt} = (p_1 - p_2) \frac{K_2}{2\pi}. \qquad (149_1)$$

Расход масла, поступающего через золотник *3* в гидромотор, зависит от перепада давления $(p_к - p_1)$ и площади f прохода в золотнике, $f = \pi dm$, поэтому

$$Q_1 = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_к - p_1)}. \qquad (149_2)$$

При условии постоянства расхода масла, циркулирующего в системе, т. е. при условии, что $Q_1 = Q_2 = Q$, где Q_2 — расход из гидромотора в сливную трассу, аналогично получаем (считая проходные сечения золотника одинаковыми)

$$Q_2 = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2}.$$

Из уравнения (149_2) определяем разность в давлениях

$$p_н - p_1 = \frac{\gamma Q_1^2}{\mu^2 f^2 2g} = CQ_1^2.$$

Соответственно на стороне слива

$$p_2 = CQ_2^2,$$

поэтому

$$p_1 - p_2 = p_н - 2CQ^2.$$

Поскольку $n_2 = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{Q}{K_2}$ где K_2 — литраж гидромотора, то, делая подстановку, получаем

$$p_1 - p_2 = p_н - 2CK_2^2 \frac{\omega^2}{4\pi^2}$$

Следовательно,

$$J_i \frac{d\omega}{dt} = \left(p_н - 2CK_2^2 \frac{\omega^2}{4\pi^2}\right) \frac{K_2}{2\pi},$$

этсюда

$$\omega = \frac{2\pi}{K_2} \sqrt{\frac{\left(p_н K_2 - J_i 2\pi \frac{d\omega}{dt}\right)}{2C}} \qquad (150)$$

Из этого уравнения видно, что быстродействие привода тем больше, чем больше давление насоса и чем меньше ускорение разгоняемых масс.

При уравновешенных массах принимают, что $J_i = \text{const}$ и $M_i = \text{const}$, поэтому по уравнению (149) имеем

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_i}{J_i} = \text{const},$$

т. е. движение равномерно ускоренное. После интегрирования этого равенства в пределах от $t = 0$ до $t = t$, получается

$$\omega = \frac{M_i}{J_i} t. \qquad (151)$$

Если ω_y — установившаяся угловая скорость вала гидромотора, то время T_0 разгона должно быть

$$T_0 = \frac{J_i}{M_i} \omega_y. \qquad (152)$$

Время T_0, характеризующее инерционность привода, имеет очень важное значение при расчете систем автоматического регулирования, при оценке динамических качеств привода и т. д.

Быстродействие привода характеризуется углом разгона θ. Для определения этого угла воспользуемся уравнением (151), в форме

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{M_i}{J_i} t,$$

откуда

$$\theta = \frac{1}{2} \frac{M_i}{J_i} T_0^2 \tag{153}$$

или окончательно, после подстановки сюда $T_0 = \frac{J_i}{M_i} \omega_y$,

$$\theta = \frac{1}{2} \frac{J_i}{M_i} \omega_y^2. \tag{154}$$

3. Если момент инерции — переменный, как, например, в радиальных роторно-поршневых насосах, то уравнение (148) решают графическим интегрированием по отдельным промежуткам (участкам). Так из уравнения (148) следует:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_i} \left(M_i - \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_i}{d\varphi} \right)$$

Разбиваем время T одного оборота (в *мин*) на промежутки времени, равные

$$\Delta t = \frac{T}{K} = \frac{60}{nK} \text{ сек}, \tag{155}$$

где K — число выбранных промежутков; n — число оборотов вала гидромотора в минуту.

Тогда при $t = 0$ угловая скорость $\omega = 0$ и поэтому ускорение при трогании с места будет равно

$$\frac{d\omega}{dt_0} = \frac{M_i}{J_{i.\,0}}, \tag{156}$$

где $J_{i.\,0}$ — момент инерции при $t = 0$.

Скорость на первом промежутке

$$\omega_1 = \Delta\omega_1.$$

Прирост скорости в конце первого промежутка времени равен

$$\Delta\omega_1 = \frac{d\omega}{dt_0} \Delta t,$$

угол поворота

$$\varphi_1 = \varphi_0 + \Delta\varphi_1.$$

Прирост угла поворота соответственно будет

$$\Delta\varphi_1 = \frac{1}{2} \frac{d\omega}{dt_0} \Delta t_1^2.$$

Эти значения для конца первого промежутка времени подставляют в уравнение (148) и определяют ускорение $\frac{d\omega}{dt_1}$

Также поступают и для второго промежутка времени, третьего и т. д. промежутков времени.

4. Если трубопровод большой протяженности (например, в приводах раздельного выполнения), а также при работе системы под большим давлением, необходимо учитывать упругость системы, т. е. сжатие масла и деформацию трубопровода. Деформированный трубопровод начинает «дышать» при изменении нагрузки и это способствует возбуждению автоколебаний, уменьшая запас устойчивости системы. Упругость системы учитывают уравнением (30).

Таким образом, для решения общих вопросов динамики, вопросов разгона и торможения необходимо знать, по крайней мере, характеристику трех слагаемых моментов в зависимости от скорости или от времени. Однако получить такие характеристики в общем виде невозможно, так как режимы работы привода вращения могут быть самые разнообразные; самыми разнообразными могут быть моменты трения и моменты нагрузки.

Обычно различают два вида изменения движущего момента $M_{дв}$ гидромотора:

1. В момент включения гидромотора одновременно с ним начинает вращение и приводимый им в движение механизм.

2. Вначале гидромотор включается вхолостую. По достижении установившегося числа оборотов включают нагрузку.

В зависимости от типа гидромотора и характера технологического процесса обработки деталей иногда возможно установить функциональную зависимость движущего и нагрузочного моментов. Включение привода вращения происходит при совершении, по крайней мере, двух переходных процессов у насоса и у гидромотора. Эти процессы в некоторых случаях могут накладываться один на другой.

Включение насоса вызывает электрический уравнительный процесс в обмотках электродвигателя, сводящийся к наложению затухающего поля на поле, создаваемое напряжением электрической сети. Длительность электрического уравнительного процесса определяется электрической постоянной времени, равной $\frac{L}{R}$, где L — индуктивность; R — активное сопротивление обмотки.

Одновременно с электрическим (уравнительным) процессом идет процесс механического разгона роторной группы насоса и преодоление инерции системы. Длительность электрических переходных процессов по сравнению с механическими процессами ничтожно мала, поэтому при расчетах принимают, что электрические токи затухают за такой малый промежуток времени, что этот уравнительный процесс происходит как бы при неподвижном роторе электродвигателя.

Время разбега ротора насоса выражают через количество оборотов, а именно:

$$n_{н.х} = \frac{n_i}{60}\, dt, \tag{157}$$

где $\frac{n_i}{60}$ — текущее количество оборотов роторной группы насоса в период разбега.

Пользуясь уравнением (149) и заменив в нем $\frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi dn_i}{30dt}$, получим

$$dt = J_i \frac{\pi}{30} \frac{dn_i}{M_i}$$

Делая подстановку в уравнение (157), получаем

$$n_{нх} = \frac{\pi}{60 \cdot 30} J_i \int_0^{n_н} \frac{n_i}{M_i}\, dn_i, \tag{158}$$

где M_i — приведенный момент в период разбега.

Экспериментальный анализ переходных процессов можно производить, пользуясь так называемыми «типовыми» переходными характеристиками, что значительно упрощает обработку экспериментальных данных. Здесь большую помощь оказывает электронное моделирование (см. § 5).

Анализ показывает, что если пренебречь некоторыми несущественными членами уравнения, то можно воспользоваться приближенными переходными характеристиками, достаточно близко совпадающими с действительными. Таким образом, имея осциллограммы действительных переходных процессов, подбираем приближенные (типовые) переходные характеристики.

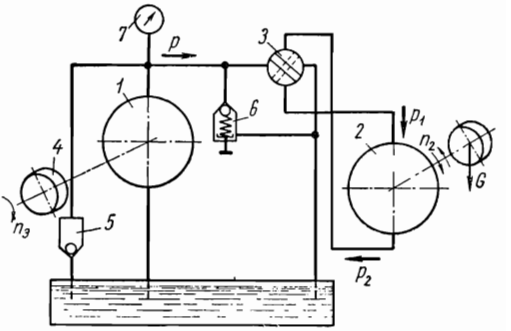
Запись переходных процессов в приводе вращения роторно-поршневого (аксиального) типа раздельного исполнения [17] производилась на специальном стенде (фиг. 70), поскольку достоверные характеристики могут быть получены только экспериментально.

Любой гидравлический привод вращения или поступательного движения представляет собой систему с большим числом емкостей, различными нелинейностями и сопротивлениями различной величины. Естественно, что при таком положении невозможно составить аналитическое уравнение переходного процесса.

Динамические характеристики привода необходимы для определения таких свойств гидросистемы, как постоянной времени T; времени запаздывания $T_{зп}$, а также крутизны K нарастания числа оборотов, крутящего момента или нарастания тяговой силы.

Для снятия динамических характеристик привода большое значение имеет правильный выбор метода и средств измерения. Для измерения быстропротекающих процессов, таких, как изменение во времени давления, крутящего момента и числа оборотов применялась безынерционная измерительная аппаратура.

Так, для измерения давления был использован пьезокварцевый датчик *7* давления; для измерения крутящих моментов — бесконтактная индуктивная муфта *4* [8], а для измерения числа оборотов выходного вала гидромотора — таходинамо. Показания этих приборов фиксировались на осциллограмме. Все эти характеристики (p; $M_{кр}$; n_2) снимались при различных по величине приводных массах G (15,5 *кг*; 24,2 *кг*; 33,05 *кг*), которые крепились на выходном валу гидромотора.

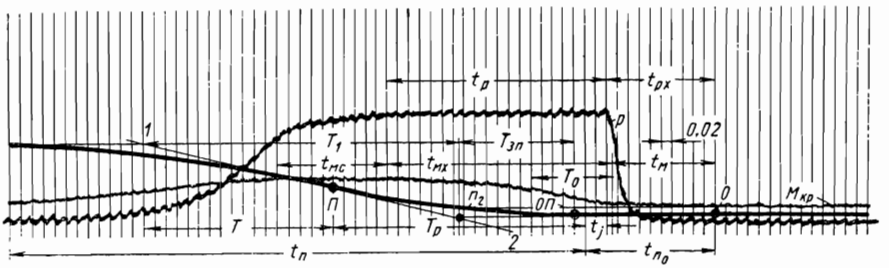


Фиг. 70. Стенд для записи переходных процессов:

1 — насос; *2* — гидромотор; *3* — реверсивный золотник; *4* — индуктивная муфта; *5* — обратный клапан; *6* — предохранительный клапан.

График разгона представляет собой кривую, изменяющуюся во времени выходной координаты исследуемого объекта (в данном случае числа оборотов вала гидромотора, фиг. 71). Для объектов, обладающих самовыравниванием (как в данном случае гидропривод вращения), моментом окончания переходного процесса считается момент достижения установившегося числа оборотов вала гидромотора.

Когда необходимо получить характеристики большой точности, измерение одной и той же величины повторяют несколько раз



Фиг. 71. Осциллограмма переходных процессов привода вращения.

при одном и том же режиме работы гидропривода. Далее, пользуясь законом квадратичной ошибки, определяют необходимое число измерений для получения показаний с заданной точностью. Так, например, для определения с заданной точностью постоянной времени T исследуемого объекта, необходимое число замеров

$$z_1 = \frac{1}{\lambda_m^2} \Sigma (T - T_m)^2,$$

где λ_m — средняя ошибка измерения;
T_m — среднее значение постоянной времени.

Аналогично для характеристики времени запаздывания

$$z_2 = \frac{1}{\lambda^2_{2.\,m}} \sum (T_{зп} - T_{зп.\,m})^2$$

и т. д. для других характеристик.

Если через точку $П$ (точку перегиба), провести касательную *1—2* (см. фиг. 71), то отрезок T_p определит постоянную времени, т. е. время изменения числа оборотов вала гидромотора от начала включения до нового установившегося значения. Постоянную времени T_p имеют только статические объекты регулирования. Отрезок *ОП—2*, измеряемый с момента включения насоса до точки *2* — пересечения касательной с осью времени, определит время запаздывания $T_{зп}$ гидропривода.

Свойство привода восстанавливать нарушенное равновесие и переходить в новое равновесное (установившееся) состояние обычно характеризуется коэффициентом самовыравнивания δ, представляющим собой, в общем виде, отношение изменения входной координаты x, к изменению выходной координаты y, т. е.

$$\delta = \frac{\Delta x}{\Delta y} = \frac{\Delta x \cdot y}{y_1 - y_0}, \qquad (159)$$

где y_1 — данное положение выходной координаты;

y_0 — начальное положение этой же координаты.

Так как коэффициент усиления K по скорости равен

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{y_1 - y_0}{\Delta x}$$

то

$$\delta = \frac{y}{K}, \text{ так как } \Delta y = \frac{y_1 - y_0}{y},$$

где y — выходная координата при данном (заданном) режиме объекта.

Применительно к данному случаю (привод вращения) имеем:

$$\Delta y = C_2 \sin \Delta\delta_2$$

$$\Delta x = C_1 \sin \Delta\delta_1,$$

где C_1 и C_2 — размерные факторы соответственно насоса и гидромотора (см. стр. 131).

$$\delta = \frac{C_1 \sin \Delta\delta_1}{C_2 \sin \Delta\delta_2}, \text{ так как } \Delta y = \frac{C_2 (\sin \delta_{2.1} - \sin \delta_{2.0})}{C_2 \sin \delta_2},$$

то

$$\delta = \frac{C_1 \sin \Delta\delta_1 C_2 \sin \delta_2}{C_2 \sin \delta_{2.1} - C_2 \sin \delta_{2.0}}$$

Далее, поскольку

$$K = \frac{C_2 \sin \delta_{2.1} - C_2 \sin \delta_{2.0}}{C_1 \sin \Delta\delta_1},$$

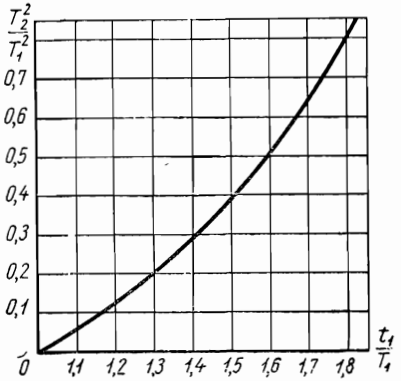
поэтому

$$\delta = \frac{C_2 \sin \delta_2}{K} \qquad (160)$$

где K — коэффициент усиления по скорости. При наличии кривой разгона коэффициент K может быть взят из графика.

График нарастания числа оборотов гидромотора (см. фиг. 71) позволяет оценить характер уравнения этой кривой и ее порядок. График переходного процесса при разгоне вала гидромотора подчиняется закону апериодической функции второго порядка и поэтому может быть описан уравнением

$$T_2^2 \frac{d^2 n_2}{dt^2} + T_1 \frac{dn_2}{dt} + n_2 = Kt. \qquad (161)$$



Фиг. 72. Зависимость отношения постоянных времени $\frac{T_2^2}{T_1^2}$ к $\frac{t_1}{T_1}$

Степень затухания (показатель демпфирования) при такой характеристике обычно $T_1 : T_2 = 2$; следовательно, переходной процесс не имеет колебаний. Постоянная времени T_1 определяется непосредственно из графика разгона (см. фиг. 71), а постоянная времени T_2^2 может быть определена либо аналитическим путем [41], что весьма кропотливо, либо по специальному графику (фиг. 72) в зависимости от отношения постоянных времени T_2 и T_1.

Испытания показали, что постоянные времени T, T_1 и T_p довольно значительно изменяются с увеличением числа оборотов гидромотора и приводимой в движение массы (фиг. 73). Так, например, постоянная T с увеличением числа оборотов гидромотора с 1200 *об/мин* до 1800 *об/мин* увеличивается почти в 2,5—2,7 раза. График разгона (см. фиг 71) показывает, что разгон гидромотора до точки перегиба $П$ протекает при постоянном давлении насоса в течение времени T_p. Дальнейшее увеличение оборотов протекает при уменьшении давления за счет накопленной кинетической энергии. Этому периоду соответствует время T_1.

Нарастание крутящего момента гидромотора в период разгона (см. фиг. 71) происходит по экспоненте или близко к этой кривой

$$M_{кр} = M_{кр.0}\left(1 - e^{-\frac{t}{T_0}}\right) \qquad (162)$$

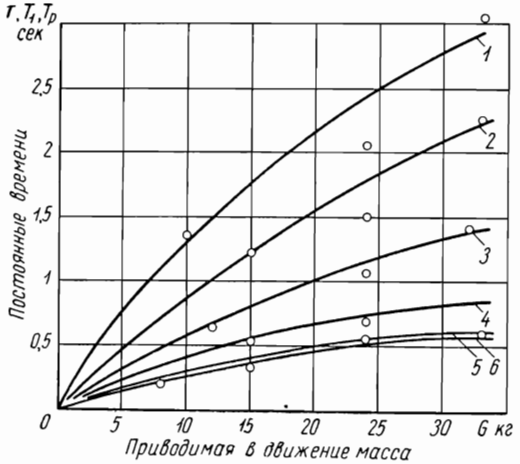
где $M_{кр.0}$ — номинальный (установившийся) крутящий момент;
T_0 — постоянная времени [см. уравнение (152)].

Гидроприводы, имеющие такую характеристику разгона, относят к статическим объектам первого порядка, характеризующим инерционность системы; поэтому постоянная времени T_0 характеризует именно инерционное запаздывание.

Длительность переходного процесса определяют приблизительным равенством

$$t_y \approx 3T_0 \text{ сек}.$$

Постоянную времени T_0 определяют из графика разгона, как проекцию касательной на линию установившегося значения крутящего момента. В таких случаях обычно поступают так. На графике разгона выбирают две-три точки, через которые проводят касательные, и проектируют их на линию установившегося значения крутящего момента. Определив каждое значение T_0, берут среднее его значение и уточняют его, пользуясь свойством экспоненты, что при $t = T_0$; $M_{кр} = 0{,}63\, M_{кр.\,0}$.



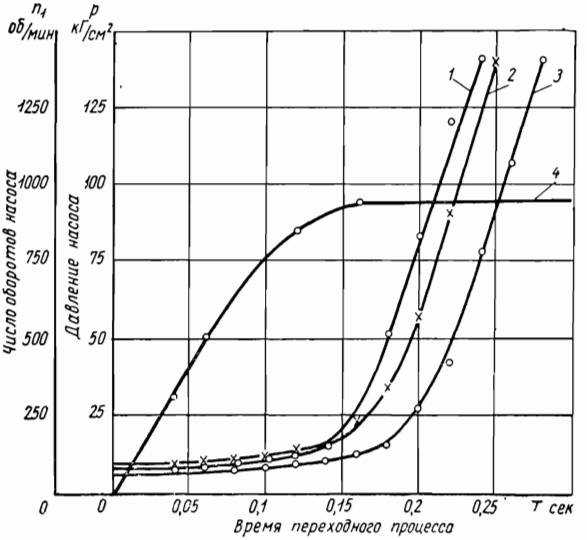
Фиг. 73. Зависимость изменения постоянных времени T, T_p и T_1 от числа оборотов гидромотора и приводимой в движение массы при давлении в системе $p = 100\ кГ/см^2$.

Кривые: *1* — при числе оборотов гидромотора $n_2 = 1800$ в минуту и постоянной времени T; *2* — при $n_2 = 1800$ *об/мин* и постоянной времени T_p; *3* — при $n_2 = 1800$ *об/мин* и постоянной времени T_1; *4* — при $n_2 = 1200$ *об/мин* и постоянной времени T; *5* — при $n_2 = 1200$ *об/мин* и постоянной времени T_p; *6* — при $n_2 = 1200$ *об/мин* и постоянной времени T_1.

Запись осциллограмм показала, что постоянная времени T_0 несколько меняется с изменением приводимой в движение массы. Так, при массе в $G = 15{,}5$ *кг* время $T_0 = 0{,}14 \div 0{,}15$ *сек*; при $G = 24{,}2$ *кг* время $T_0 = 0{,}18 \div 0{,}17$ *сек*; при $G = 33{,}05$ *кг* время $T_0 = 0{,}19 \div 0{,}2$ *сек*.

Из осциллограммы видно, что после включения насоса (точка O) проходит $t_{п.\,о}$ *сек* до начала вращения ротора гидромотора. Это время является временем запаздывания насоса и расходуется на разворот насоса, электродвигателя и на возрастание давления в системе. Оно зависит от давления в системе. Так, при $p = 140\ кГ/см^2$ $t_{п.\,о} = 0{,}22 \div 0{,}24$ *сек*; при $p = 70\ кГ/см^2$ $t_{п.\,о} = 0{,}25 \div 0{,}28$ *сек*. Как показано на графике (фиг. 74), время нарастания давления меняется в узких пределах $t_н = 0{,}24 \div 0{,}28$ *сек*, т. е. почти совпадает с временем запаздывания насоса $t_{п.\,о}$. Однако число оборотов насоса нарастает до $n_1 = 940$ *об/мин* уже в течение $t = 0{,}16$ *сек*, т. е. значительно быстрее по сравнению с временем запаздывания насоса. Пока нарастает число оборотов насоса, давление p в системе небольшое, не пре-

вышает $p < 15$ *кГ/см*². Как только число оборотов достигает номинала ($n_1 = 940$ *об/мин*), давление насоса резко возрастает до заданного значения. Причем увеличение приводимой в движение массы несколько увеличивает момент начала резкого возрастания давления. Так, при $G = 15{,}5$ *кг* и 24,2 *кг* этот момент наступает по прошествии $t = 0{,}12$ *сек* и число оборотов насоса при этом $n_1 = 850$ *об/мин*, в то время как при $G = 33{,}05$ *кг* момент наступает при 0,16 *сек* с начала включения электродвигателя и при этом число оборотов его достигает номинала $n_1 = 940$ *об/мин*.



Фиг. 74. Зависимость нарастания давления в системе и нарастания числа оборотов насоса от времени переходного процесса при различных приводимых в движение массах:

1, 2, 3 — кривые нарастания давления в системе соответственно при $G = 15{,}5$ *кг*, $G = 24{,}2$ *кг* и $G = 33{,}05$ *кг*; *4* — кривая нарастания числа оборотов насоса.

Таким образом, время 0,12—0,16 *сек* затрачивается на развитие уравнительного процесса, происходящего в электрических и гидравлических цепях, и только разность во времени $t_н - (0{,}12 \div 0{,}16)$ — расходуется непосредственно на разгон ротора гидромотора.

Давление насоса (см. фиг. 71) имеет три характерных периода: а) период резкого нарастания давления до величины настройки предохранительного клапана в течение времени $t_{р.х}$. В этот период несколько нарастает потребляемый крутящий момент, но число оборотов гидромотора равно нулю. Как только давление возрастает до наибольшего значения, ротор гидромотора через промежуток времени t_j, затрачиваемый на преодоление инерции вращающихся частей, приходит во вращение, постепенно набирая число оборотов. Изменение времени t_j в зависимости от приводимой в движение массы и числа оборотов n_2 гидромотора и давления насоса приведены в табл. 35.

Таблица 35

Изменение инерционного времени t_j в зависимости от приводимой в движение массы

Число оборотов n в минуту	Приводимая в движение масса в $кГ$	Время t_j при давлении p насоса		
		$p = 45$	$p = 100$	$p = 140$
860	15,5	—	—	0,02
	24,2	—	—	0,03
	33,05	—	—	0,04
950	15,5	—	0,02	—
	24,2	—	0,04	—
	33,05	0,2	0,08	—
1200	15,5	0,08	0,07	0,03
	24,2	0,12	0,1	0,02
	33,05	0,155	0,12	0,04
1600	15,5	—	0,095	0,04
1800	24,2	—	0,175	0,035
	33,05	—	0,235	0,045

Эта таблица показывает, что при работе привода на высоком давлении ($p = 140$ $кГ/см^2$) приводимая в движение масса и число оборотов гидромотора не оказывают влияния на изменение времени t_j. При средних давлениях ($p = 45 \div 100$ $кГ/см^2$), увеличение числа оборотов гидромотора и увеличение приводимой в движение массы заметно увеличивает время t_j. Следовательно, можно считать, что для аксиально поршневого привода вращения, с точки зрения динамики и быстродействия системы, рекомендуется давление $p > 100$ $кГ/см^2$.

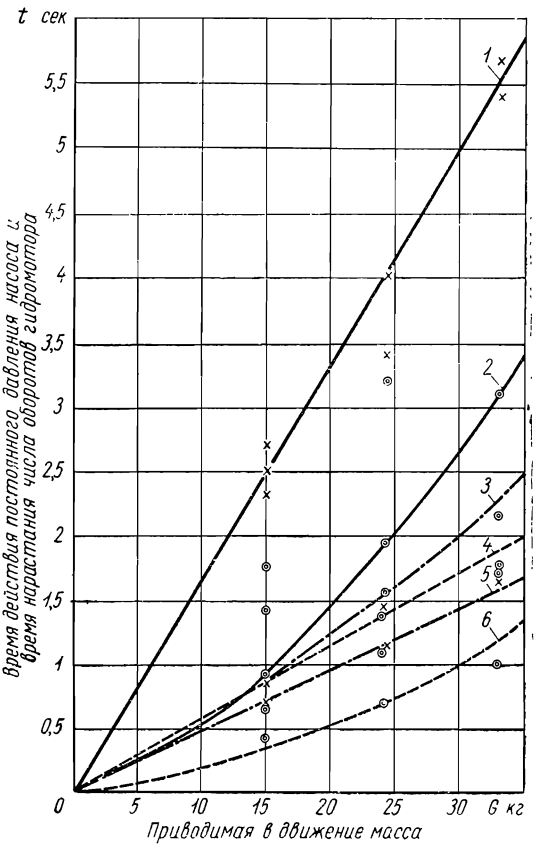
б) Период времени t_p, в течение которого разгон гидромотора протекает при постоянном давлении (см. фиг. 71). Это время, как показали испытания, зависит от давления насоса (нагрузки предохранительного клапана), от величины разгоняемой массы, от конечного числа оборотов n_2 гидромотора. Так (фиг. 75), при давлении $p = 100$ $кГ/см^2$, разгоняемой массе $G = 33$ $кг$ и конечном числе оборотов гидромотора $n_2 = 1800$ $об/мин$ общее время нарастания числа оборотов составляет $t_n = 5{,}52$ $сек$, а время действия постоянного давления $t_p = 3{,}11$ $сек$. При том же числе оборотов $n_2 = 1800$ $об/мин$, но при разгоняемой массе $G = 15{,}5$ $кг$ — общее время составляет $t_n = 2{,}5$ $сек$, а время t_p только $t_p = 0{,}92$ $сек$. Следовательно, разность во времени $t_n - t_p = \Delta t$ есть период разгона гидромотора, происходящий за счет накопленной кинетической энергии, т. е. маховых масс. И действительно, если влияние маховых масс оценить отношением $a = \frac{\Delta t}{t_n}$, то чем больше приводимая в движение масса, тем меньше отношение a. Так, при $G = 33{,}0$ $кг$ отношение $a = \frac{5{,}52 - 3{,}11}{5{,}52} = 0{,}44$, а при $G = 15{,}5$ $кг$ отношение $a = \frac{2{,}5 - 0.92}{2{,}5} = 0{,}63$.

в) Третий период изменения давления (см. фиг. 71) характеризуется резким уменьшением давления в системе, но при всевозраста-

ющем числе оборотов n_2 гидромотора. В этот оставшийся период разгона расходуется накопленная кинетическая энергия маховых масс.

Таким образом, гидропривод вращения непрерывно преобразовывает и расходует энергию. При этом он способен запасать определенное количество энергии. Такое свойство любого регулируемого объекта характеризуется его емкостью, т. е. способностью аккумулировать энергию. Это свойство любого объекта необходимо учитывать при проектировании систем автоматического регулирования.

Крутящий момент (см. фиг. 71) так же, как и число оборотов имеет три характерных периода, не равных по времени.



Фиг. 75. Зависимость изменения времени действия постоянного давления насоса и времени нарастания числа оборотов гидромотора при различных давлениях в системе от приводимой в движение массы.

Кривые: *1* — t_n — нарастания числа оборотов гидромотора до $n_2 = 1800$ в минуту при давлении в системе $p = 100$ *кГ/см²*; *2* — t_p — изменения времени действия постоянного движения насоса при давлении предохранительного клапана $p = 100$ *кГ/см²* и числе оборотов гидромотора $n_2 = 1800$ в минуту; *3* — t_p при $p = 140$ *кГ/см²* и $n_2 = 1600$ *об/мин*; *4* — t_p при $p = 140$ *кГ/см²* и $n_2 = 1200$ *об/мин*; *5* — t_p при $p = 140$ *кГ/см²* и $n_2 = 1600$ *об/мин*; *6* — t_p при $p = 140$ *кГ/см²* и $n_2 = 1200$ *об/мин*.

Первый период начинается тотчас после подъема давления до наибольшего значения; крутящий момент начинает увеличиваться в течение времени $t_{м.х}$. Насос работает соответственно углу наклона ротора на постоянную производительность, но потребление этого расхода гидромотором незначительно. Поэтому большая часть расхода насоса стравливается через предохранительный клапан, и в силу этого давление постоянно.

Продолжительность времени $t_{м.х}$ нарастания крутящего момента, в основном, зависит от приводимой в движение массы и в меньшей степени зависит от давления и числа оборотов гидромотора (табл. 36).

Таблица 36

Продолжительность времени нарастания крутящего момента в зависимости от приводимой в движение массы

Число оборотов в минуту n_2	Приводимая в движение масса в *кг*	Время $t_{нх}$ при давлении p в системе	
		$p = 70$ *кГ/см²*	$p = 100$ *кГ/см²*
950	33,05	0,52	
	24,2	0,4	
	15,5	0,4	
1200	33,05	0,62	
	24,2	0,54	
	15,5	0,54	
1800	33,05	0,48	
	24,2	0,68	
	15,5	0,46	
1800	33,5		0,46
	24,2		0,45
	15,5		0,40
1200	33,05		0,53
	24,2		0,52
	15,5		0,38
950	33,05		0,56
	24,2		0,46
	15,5		0,38

Дальнейшее увеличение числа оборотов гидромотора увеличивает потребляемый расход насоса. Предохранительный клапан уменьшает стравливание избытка расхода насоса, давление в системе падает. Наступает период постоянного крутящего момента.

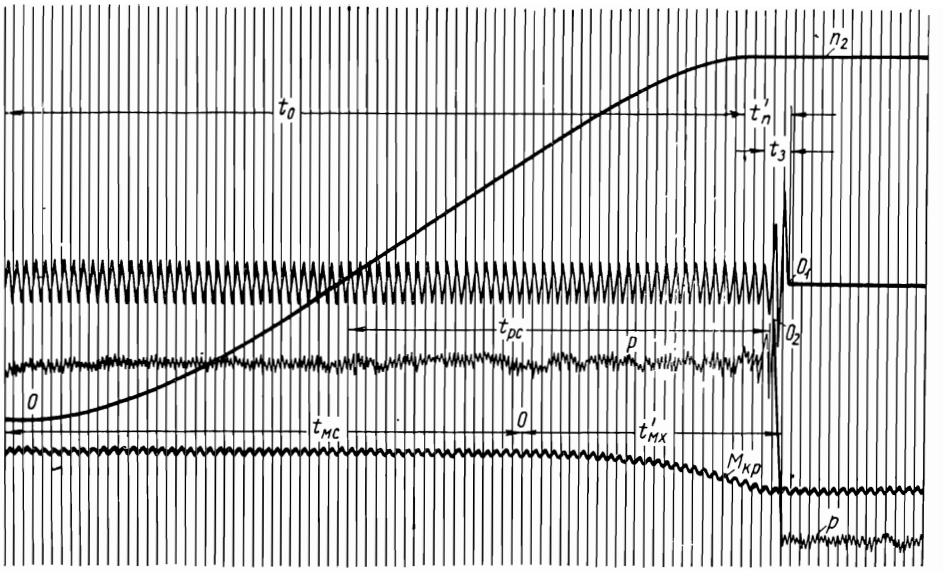
Давление продолжает падать, потребляемый гидромотором расход увеличивается и число оборотов продолжает расти.

Увеличение числа оборотов гидромотора соответственно уменьшает крутящий момент до величины момента холостого хода. Соответственно продолжает уменьшаться и давление в системе.

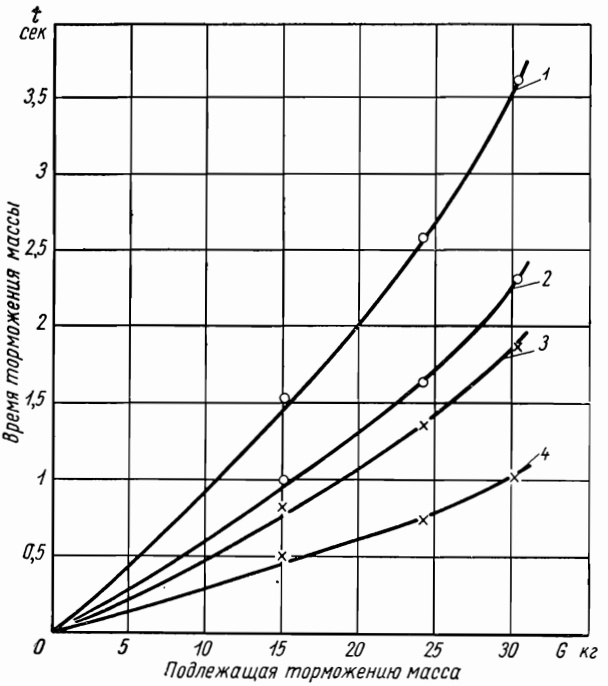
Реверсирование гидромотора и соединенных с ним маховых масс производилось золотником *3* (см. фиг. 70) способом, очень распространенным в приводах вращения. На фиг. 76 показана осциллограмма переходного процесса в момент реверсирования. Точкой O_1 показан момент включения золотника и время $t_з$ перемещения золотника, которое составляет $t_з = 0{,}05 \div 0{,}06$ *сек*.

После завершения переключения золотника вал гидромотора все же продолжает вращаться по инерции некоторое время $t_n' - t_з = t''$ с тем же числом оборотов n_2. Давление в системе в момент переключения золотника резко (скачком) поднимается; точка O_2 — наибольший подъем давления — фиксирует прохождение золотника через среднее (мертвое) положение. Далее давление падает и остается на одном уровне, что свидетельствует о непрерывном срабатывании предохранительного клапана.

В продолжение времени t_0 происходит торможение ротора гидромотора и соединенных с ним маховых масс. Время t_0 меняется



Фиг. 76. Осциллограмма реверсирования вала гидромотора.



Фиг. 77. Зависимость времени t_0 торможения гидромотора от давления насоса и величины подлежащей торможению массы.

Кривые: *1* — при числе оборотов гидромотора $n_2 = 1800$ в минуту и давлении насоса $p = 75$ *кГ/см²*; *2* — при $n_2 = 1800$ *об/мин* и $p = 140$ *кГ/см²*; *3* — при $n_2 = 1200$ *об/мин* и $p = 75$ *кГ/см²*; *4* — при $n_2 = 1200$ *об/мин* и $p = 140$ *кГ/см²*.

с изменением числа оборотов n_2 гидромотора, с давлением в системе и с величиной маховой массы, подлежащей торможению (см. фиг. 77). Чем больше давление в системе, тем меньше время t_0 торможения. Увеличение подлежащих торможению маховых масс увеличивает время t_0 торможения. Так, например, при массе $G = 33{,}05$ *кг* и числе оборотов $n_2 = 1800$ *об/мин* и при давлении $p = 75$ *кГ/см*^{2} время составляет $t_0 = 3{,}6$ *сек*, а при $p = 140$ *кГ/см*^{2} оно равно $t_0 = 2{,}3$ *сек*. Соответственно, если $n_2 = 1200$ *об/мин*, то при $p = 75$ *кГ/см*^{2} $t_0 = 1{,}86$ *сек*, а при $p = 140$ *кГ/см*^{2} $t_0 = 1{,}05$ *сек*.

Потребляемый насосом крутящий момент (см. фиг. 76) имеет тот же характер, что и при разгоне. Однако в данном случае энергия, расходуемая на торможение, переходит в тепло, способствуя увеличению температуры жидкости.

Сравнение при одних и тех же условиях времен разгона (см. фиг. 73) и торможения (фиг. 77) показывает, что время T_p разгона, при средних давлениях $p = 70$ *кГ/см*^{2}, больше времени t_0 торможения, а при давлениях $p > 70$ *кГ/см*^{2}, наоборот, $t_0 > T_p$.

ГЛАВА V

РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ПОРШНЯ И ЧИСЛА ОБОРОТОВ ГИДРОМОТОРА

§ 27. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ОРГАНА

Регулирование скорости силового органа (поршня или гидромотора) производится посредством изменения количества жидкости (масла), протекающего в единицу времени через этот орган.

Регулирование количества жидкости (расхода) обычно осуществляется:

а) посредством регулирования режима работы насоса (изменением его производительности);

б) посредством регулирования при постоянном давлении сопротивления участка трубопровода, по которому течет жидкость.

Первый способ регулирования называют объемным, второй — дроссельным.

Каждый из этих способов регулирования может быть осуществлен:

1) изменением количества жидкости, подводимой к силовому органу, — регулирование «на входе»;

2) изменением количества жидкости, выходящей из силового органа, — регулирование «на выходе».

Объемное регулирование «на выходе» почти не нашло применения в гидрофицированных станках из-за некоторой сложности и сравнительно дорогой стоимости.

Выбор способа регулирования определяется многими факторами, в частности мощностью, необходимым давлением, характером изменения полезной нагрузки.

Для объемного регулирования характерно, что мощность при постоянной нагрузке, развиваемая силовым органом, следовательно, и его скорость пропорциональны производительности насоса. Гидромотор привода вращения при этом будет развивать постоянный крутящий момент, а силовой поршень — постоянную силу. Этот способ регулирования широко применяется в различных машинах, особенно в тех случаях, когда требуется наибольшая сила (в приводах посту-

пательного движения) или наибольший крутящий момент (в приводах вращения), при трогании с места (пуске в ход).

При дроссельном регулировании мощность, потребляемая насосом, остается постоянной, а скорость силового органа меняется в зависимости от величины сопротивления дросселя. Часть масла «стравливается» через переливной клапан (предохранительный) в бак, не выполнив никакой полезной работы. Дроссельное регулирование основано на изменении величины потерь, т. е. на изменении к. п. д. гидросистемы. При уменьшении пропускной способности силового органа, при неизменном расходе насоса возрастает стравливаемый избыток масла в бак, и поэтому растут потери. При увеличении пропускной способности силового органа, наоборот, эти потери уменьшаются. В силу такой специфики регулирования дроссельное регулирование оправдывается при малых мощностях. Однако при дроссельном регулировании, благодаря наличию избыточной производительности насоса, объемные потери в системе оказывают меньшее влияние на кинематическую жесткость гидросистемы, нежели при объемном регулировании. При объемном регулировании объемные потери в насосе, контрольно-регулирующей аппаратуре, органах управления оказывают решающее влияние на кинематическую жесткость гидросистемы.

Стабильность скорости силового органа при объемном регулировании стремятся достигнуть качественной технологией изготовления деталей насоса, силового органа и аппаратуры управления при одновременном применении в некоторых случаях специальных схем регулирования, например с постоянным потреблением мощности. Иногда схему регулирования проектируют таким образом, чтобы расход насоса компенсировал наличие объемных потерь в системе, либо, наконец, в насосной станции гидропривода предусматривают специальные насосы (или насос) подпитки небольшого литража.

При дроссельном регулировании равномерность скорости достигают применением стабилизаторов, поддерживающих перепад давления в дросселе на некотором постоянном уровне.

Питание силового органа в гидравлическом приводе любого назначения может быть индивидуальное и централизованное.

При индивидуальном питании применяется любой способ регулирования, при централизованном — только дроссельное регулирование, поскольку в этом случае необходимо обеспечить расход нужного количества масла для каждого силового органа, а это связано с соответствующим сопротивлением напорных трасс.

Индивидуальное питание характеризуется самостоятельным давлением в напорной трассе каждого силового органа, самостоятельной скоростью его и совершенно независимым перемещением. Однако такая схема регулирования дорогая, требует много насосов, аппаратуры управления, значительно увеличивает габарит машины, и поэтому находит редкое применение в машиностроении.

Централизованное питание характеризуется тем, что имеется одно, наибольшее, давление в гидросистеме, расход жидкости насоса

распределяется соответственно сопротивлениям дросселей; изменение полезных нагрузок силовых органов вызывает изменение в распределении расхода насоса. Однако в силу конструктивной простоты, меньших габаритов такая схема нашла большое применение в гидрофицированных станках. Стабильность перемещения силовых поршней достигается применением стабилизаторов скорости.

Силовой поршень поступательного движения или гидромотор привода вращения могут работать с постоянной или переменной нагрузкой, что зависит от характера изменения сил резания.

Если полезная нагрузка (сила резания) непрерывно меняется в течение рабочего хода (например, при фрезеровании), то стабильность скорости достигается применением схем с постоянным потреблением мощности. В таких схемах противодавление меняется обратно пропорционально изменению полезной нагрузки (уменьшение ее вызывает увеличение противодавления). В гидросистеме с постоянным давлением насоса, не зависящим от величины силы резания, к. п. д. всегда низкий, поэтому она не экономична и находит небольшое применение в гидрофицированных станках.

В схемах с переменным давлением в напорной трассе и в силовом цилиндре давление в системе меняется соответственно изменению полезной нагрузки. Такая схема обеспечивает пропорциональное потребление мощности, довольно высокий к. п. д. гидросистемы.

§ 28. ОБЪЕМНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ОРГАНА

Уравнение постоянства расхода жидкости для привода поступательного движения (фиг. 78) напишется:

$$K_1 n \psi = v_1' F_1 + q_\sigma, \tag{163}$$

где K_1 — коэффициент расхода насоса (литраж) в $см^3$ на 1 оборот ротора насоса;

ψ — коэффициент регулирования насоса, равный отношению установленного значения параметра регулирования насоса к его наибольшему значению, т. е.

$$\psi = \frac{e_x}{e}; \quad \psi = \frac{\sin \delta_x}{\sin \delta}$$

и т. д. в зависимости от конструкции насоса;

F_1 — площадь силового поршня;

q_σ — объемные потери в гидросистеме в результате имеющихся неплотностей [см. уравнение (19)].

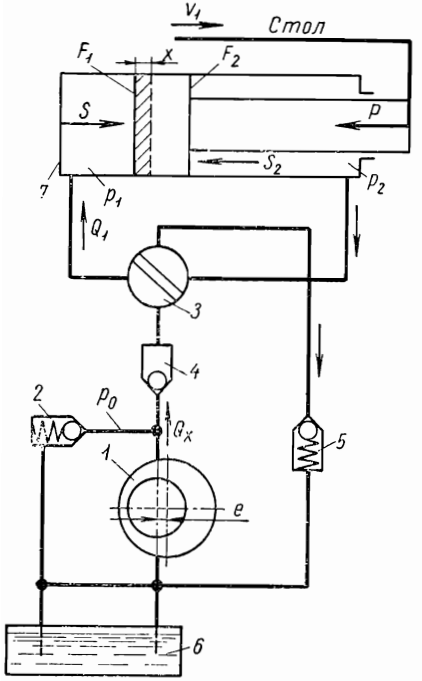
Поэтому скорость поршня при давлении p_1 в гидросистеме должна быть

$$v_1' = \frac{K_1}{F_1} n \psi - \frac{q_\sigma}{F_1}. \tag{164}$$

Отсюда абсолютное изменение скорости поршня составит

$$\Delta v_1 = v_0 - v_1' = \frac{q_\sigma}{F_1}. \qquad (165)$$

В станкостроении принято качество гидравлической системы оценивать объемными потерями, как главным фактором, определяющим неравномерность хода поршня (при поступательном движении) и неравномерность вращения в приводах вращательного движения.



Фиг. 78. Схема объемного регулирования скорости:

1 — насос; *2* — предохранительный клапан; *3* — реверсивный золотник; *4* — обратный клапан; *5* — подпорный клапан; *6* — бак; *7* — силовой цилиндр.

Степенью неравномерности скорости φ принято считать отношение изменения скорости Δv_1 (или числа оборотов) к геометрической (теоретической) скорости v_0, т. е. к скорости при давлении в системе, равном $p = 0$ *ати*. Тогда

$$\varphi = \frac{\Delta v_1}{v_0} = \frac{q_\sigma}{v_0 F_1}. \qquad (166)$$

Изменение хода поршня составит

$$\Delta h = \Delta v_1 T = \Delta v_1 \frac{v}{Q_0}, \qquad (167)$$

где T — время, характеризующее емкость силового цилиндра, так называемое «время заполнения» цилиндра, равное отношению объема силового цилиндра к геометрическому расходу, т. е. $T = \frac{v}{Q_0} = \frac{F_1 l_1}{Q_0}$, где l_1 — длина цилиндра.

Изменение объема масла в силовом цилиндре из-за наличия объемных потерь можно показать графически (фиг. 79), где Q_0 — расход масла, поступающий в силовой цилиндр при $p = 0$, и соответственно этому расходу геометрическая скорость поршня $v_0 = \frac{Q_0}{F_1}$.

Суммарные объемные потери в гидросистеме равны $q_\sigma = q_н + q_з + q_ц$, где $q_н$ — объемные потери в насосе; $q_з$ — объемные потери в распределении и реверсивном золотнике; $q_ц$ — объемные потери в силовом цилиндре через уплотнение поршня. Объемные потери через сальник штока не принимаются во внимание, поскольку эти потери легко устранимы регулировкой сальника.

Наибольшая доля объемных потерь падает на объемные потери в насосе (см. стр. 40). Поэтому при всех расчетах, связанных

со скоростью силового поршня, принимают во внимание только потери в насосе.

Подставляя значения Δv_1, v и Q_0 в уравнение (167) и решая его относительно P, определим допускаемую нагрузку силового поршня в зависимости от величин объемных потерь:

$$P = \frac{v_0 F_1^2 \Delta h}{\sigma_н l_1}. \tag{168}$$

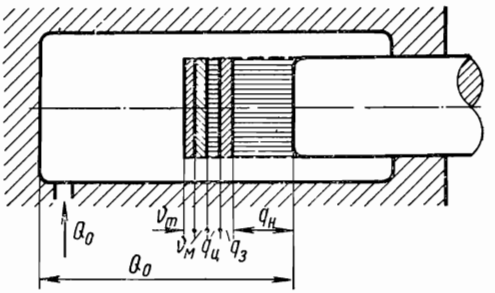
Тогда жесткость гидросистемы по нагрузке (статическая жесткость) будет

$$\frac{\partial P}{\partial \Delta h} = -\frac{F_1^2 v_0}{\sigma_н l_1} = j_P. \tag{169}$$

Знак минус в уравнении (169) взят из тех соображений, что объемные потери уменьшают скорость. Объемные потери влияют только на изменение скорости, но автоколебаний не вызывают, поскольку потенциальных сил объемные потери не имеют. Они аналогичны потерям на скольжение, например, в ременной передаче.

Из положения статики (см. § 22) давление от полезной нагрузки равно

$$p = \frac{S_1 - (\Sigma S + S_2)}{F_1} = \frac{P}{F_1}$$



Фиг. 79. Диаграмма изменения объема масла в силовом цилиндре при работе станка.

Подставляя это значение P в уравнение (165) вместо $q_\sigma = \sigma_н \cdot p$, получаем

$$P = \frac{(v_0 - v_1)}{\sigma_н} F_1^2 \tag{170}$$

Тогда кинематическая жесткость системы определится как производная силы по скорости, т. е.

$$\frac{\partial P}{\partial v_1} = j_к = -\frac{F_1^2}{\sigma_н} \tag{171}$$

Сжимаемость масла в силовом цилиндре (или в гидромоторе) и в трубопроводе, а также упругие деформации последнего при определенных условиях способны возбуждать вибрации и автоколебания. Эти колебательные явления могут быть различной природы. Основное значение в колебательных процессах имеют автоколебания. Однако этот вид колебаний — явление очень сложное и до последнего времени еще полностью не объяснено и не исследовано. Поэтому в практике проверки станков на способность их к возбуждению автоколебаний используются только, собственно, некоторые качественные показатели теоретически проведенных исследований.

Не менее значительными колебательными явлениями в станках являются вынужденные колебания, возникающие обычно в быстроходных станках, в станках с периодически меняющейся нагрузкой от сил резания и трения. В этих случаях проверка сводится к виброустойчивости и поэтому к выбору таких конструктивных размеров деталей и отдельных узлов, которые делали бы невозможным возникновение резонансных явлений. Иногда по ряду конструктивных соображений полностью невозможно избегнуть резонанса, тогда расчет обычно сводится к определению наибольшей резонансной амплитуды колебаний и связанной с этим условием прочности данного узла или детали. Но и здесь встречаются большие трудности, связанные с определением действующих возмущающих сил на рассчитываемую деталь (или узел). Поэтому резонансные амплитуды можно определять только лишь очень приближенно, да и то в том случае, когда имеются экспериментальные данные по рассеиванию необратимых потерь энергии (имеются в виду потери на трение, на тепловые явления и т. д.).

В станкостроении [20] обычно проверка на виброустойчивость сводится к определению коэффициента рассеяния энергии и к выполнению требования, чтобы

$$\psi = 2\nu = 0{,}1 \div 0{,}3,$$

где ψ — коэффициент рассеяния энергии;

ν — логарифмический декремент колебаний.

Если выбрать величину коэффициента ψ, то резонансную амплитуду, правда очень приближенно, можно определить, приравняв работу сил трения работе возмущающих сил [21].

В гидрофицированных станках, работающих с большой тяговой силой, с периодически меняющейся нагрузкой, необходимо знать ориентировочную динамическую жесткость гидравлической системы, по величине которой судят о правильном выборе площади F_1 силового поршня (или емкости гидромотора), длине l_1 силового цилиндра, допустимой длине коммуникаций трубопровода, его упругости и пр. Для этого, воспользовавшись уравнением (31) и теоремой Кастельяно, найдем изменение объема гидросистемы в результате действия упругих сил, т. е.

$$\frac{dA}{d\Delta p} = 2(\vartheta_0 - CF_1 l_1)\,\Delta p.$$

Перемещение поршня под влиянием потенциальной энергии найдем, составив уравнение объемного равновесия силового цилиндра (см. фиг. 78), тогда

$$F_1 x - F_1 v_0 t + 2(\vartheta_0 + CF_1 l_1)\frac{P}{F_1} = 0. \qquad (172)$$

Отсюда искомая полезная допускаемая нагрузка P будет равна

$$P = \frac{F_1^2 (v_0 t - x)}{2(\vartheta_0 + CF_1 l_1)}. \qquad (173)$$

Тогда динамическая жесткость системы будет

$$j_{\partial} = -\frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{F_1^2}{2(\vartheta_0 + CF_1 l_1)} \qquad (174)$$

Чем больше упругая постоянная ϑ_0 гидросистемы, тем меньше динамическая жесткость, тем, следовательно, больше причин для возникновения колебания при изменении полезной нагрузки.

Уравнение (173) написано в предположении, что объемные потери в системе ничтожно малы и могут быть опущены. Практически они имеются в системе и в данном случае будут способствовать некоторому демпфированию колебаний.

Уравнения (169), (171), (174) показывают, что площадь поршня и длина цилиндра играют в вопросах жесткости гидрофицированных станков доминирующую роль. Чем больше площадь поршня и меньше длина цилиндра, тем больше статическая и динамическая жесткости гидросистемы.

Зная динамическую жесткость гидросистемы, можно приближенно определить собственную частоту колебаний системы, составив для этого уравнение

$$M\frac{d^2x}{dt^2} + j_{\partial}x = 0,$$

где M — приведенная масса перемещающихся частей.

Если круговая частота колебаний равна

$$\omega_c^2 = \frac{j_{\partial}}{M},$$

то частота колебаний будет

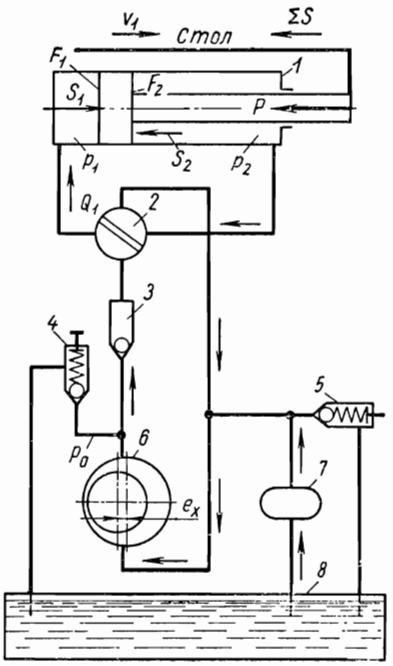
$$n_c = \frac{\omega_c}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{j_{\partial}}{M}}.$$

Для уменьшения влияний сил трения обычно в гидросхемах предусматривают подпор клапаном *5* (см. фиг. 78) $p_2 = 1{,}5 \div 4$ *кГ/см*^{2} в зависимости от величины объемных потерь в системе.

Пружину предохранительного клапана *2* всегда регулируют на наибольшее давление $p_н$ насоса *1*. В некоторых случаях, когда нежелательно опорожнение системы, например в моменты останова станка, монтируют на напорной стороне обратный клапан *4*. Такая схема способствует быстрому набору давления, а это ускоряет переходный процесс. Монтаж обратного клапана также предохраняет систему от попадания воздуха при выключенном насосе.

Качественно смонтированная схема объемного регулирования не имеет потерь мощности на различные виды дросселирования, поэтому масло нагревается значительно меньше по сравнению с дроссельным регулированием скорости. Это способствует увеличению к. п. д. станка. Схемы объемного регулирования целесообразно применять при сравнительно больших мощностях, а также в тех случаях, когда требуется большой диапазон регулирования скоростей ($k > 10 \div 12$).

В некоторых случаях для уничтожения разрежения, возникающего иногда на выходе масла из силового цилиндра, для стабилизации сил трения (особенно при малых скоростях стола), а главным образом для значительного уменьшения объема бака (масляного резервуара), что имеет большое значение для малогабаритных станков, транспортных машин механизмов управления и пр., применяют схемы с закрытой циркуляцией (фиг. 80). Схема должна иметь два насоса: один — низкого давления 7 предназначается для питания насоса высокого давления 6, компенсации разности площадей силового поршня (если $F_1 > F_2$), компенсации объемных потерь в системе и, наконец, для создания некоторого противодавления p_2 ($p_2 = 6 \div 8$ $кГ/см^2$). Последнее устанавливается пружиной клапана 5.



Фиг. 80. Схема объемного регулирования скорости силового поршня при закрытой циркуляции:

1 — силовой цилиндр; *2* — реверс; *3* — обратный клапан; *4* — предохранительный клапан насоса высокого давления; *5* — предохранительный клапан насоса низкого давления; *6* — насос высокого давления; *7* — насос низкого давления; *8* — бак.

Другой насос *6* — высокого давления и предназначается для создания необходимой тяговой силы S_1 поршня и для регулирования его скорости v_1. Работоспособность такой системы требует постоянного баланса количества жидкости (расхода), входящего в цилиндр и выходящего из него.

Если, например, силовой поршень одноштоковый (см. фиг. 80), то расходы масла в цилиндре будут

$$Q_{н1} = Q_{вх} = v_1 F_1 \text{ и } Q_{вых} = v_1 F_2. \quad (175)$$

Циркулирующий в системе расход равен $Q_{н.1}$, разность расходов, равная $Q_{вх} - Q_{вых} = v_1 \times (F_1 - F_2)$, а также все объемные потери в системе должны пополниться расходом насоса *7*, который должен быть не меньше, чем

$$Q_{н2} \geqslant v_1 (F_1 - F_2) + q_\sigma. \quad (175а)$$

Если противодавление небольшое и объемные потери невелики, то вместо насоса низкого давления *7* можно пользоваться бачком емкостью, равной примерно 1,5—2-минутной производительности насоса *7*. Такой бачок монтируют на уровне стола станка.

Любая закрытая циркуляция требует предварительного заполнения всей системы маслом; для выпуска воздуха в самой высокой

точке системы должны быть предусмотрены воздухоспускные пробки. Воздушная подушка, случайно образующаяся в системе, нарушает равномерность скорости силового поршня и может даже совершенно прекратить циркуляцию масла в системе.

На фиг. 81 показана гидравлическая схема привода стола тяжелого продольно-строгального станка. Вместо силового цилиндра применен привод вращения закрытой циркуляции. Гидромотор *1* может обеспечить передачу мощности до 30 *квт* с диапазоном регулирования поступательных скоростей стола $i_1 = \frac{355}{35{,}5} = 10$ Выходной вал гидромотора двойной передачей зубчатых колес (1 1,68 и 1 1,68) соединяется с реечным колесом *2* стола.

Такая компоновка схемы привода поступательного движения обеспечивает большую жесткость гидросистемы по сравнению с приводом от силового цилиндра. В схеме по фиг. 81 нет силового цилиндра большой длины и большой емкости, а также нет штока. Последний при большой длине хода стола обычно сильно деформируется и способен возбуждать колебания. Увеличение диаметра штока также не дает положительных результатов, поскольку тогда возникает опасность прогиба его от собственного веса.

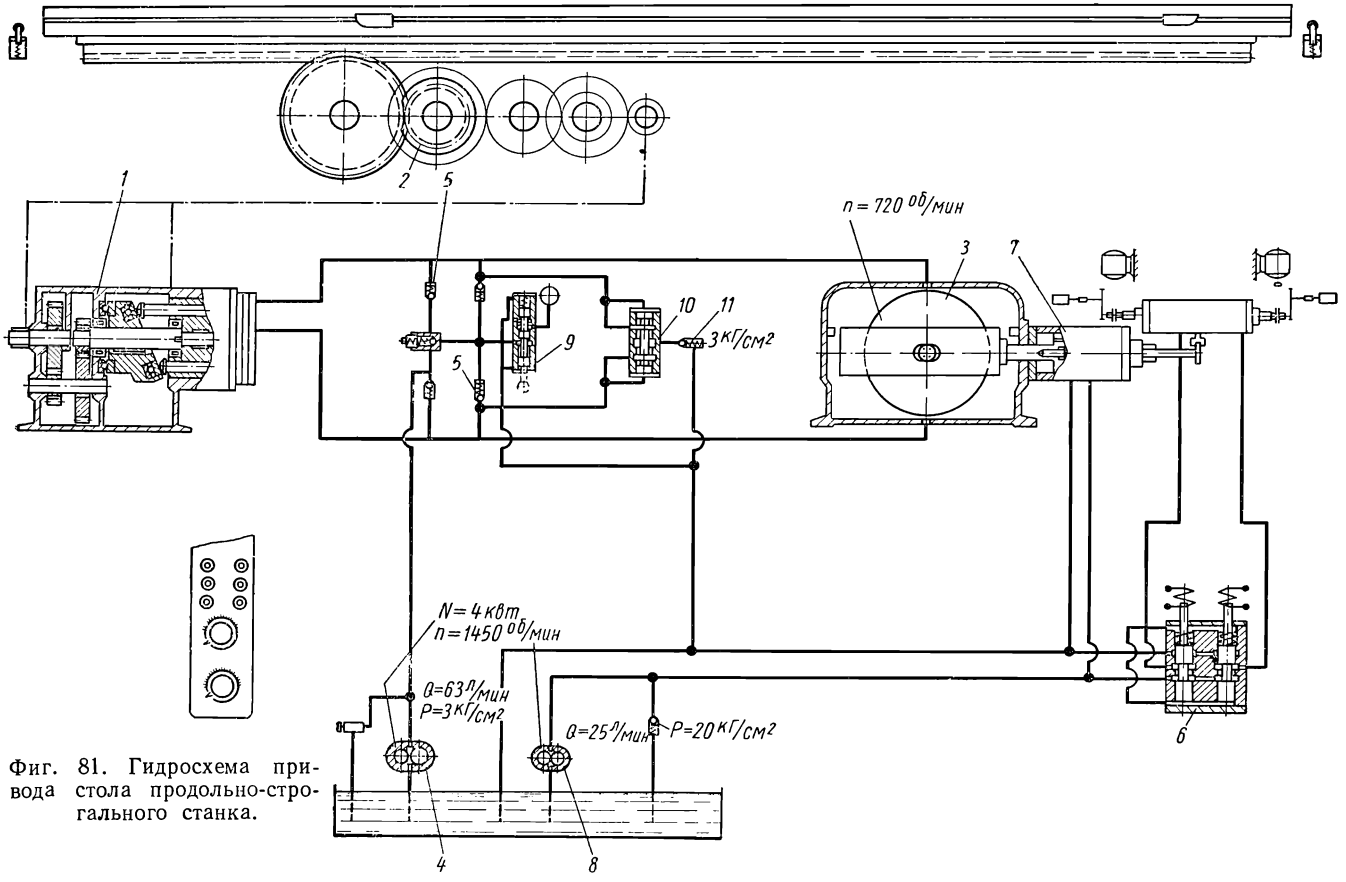
Гидросистему привода стола обслуживает регулируемый радиальный роторно-поршневой насос *3*, потребляющий мощность до 40 *квт*, с числом оборотов $n = 720$ *об/мин*.

Шестеренный насос *4* (расход $Q = 60$ *л/мин* и $p = 3$ *кГ/см*^{2}) с подпиточными клапанами *5* обеспечивает пополнение закрытой циркуляции. Два золотника управления *6* с электромагнитным управлением обслуживают гидроусилитель *7* радиального роторно-поршневого насоса, обеспечивая реверсирование вала гидромотора и регулирование его числа оборотов. Управление расходом поршневого насоса осуществляется шестеренным насосом *8* (расход 25 *л/мин* и $p = 20$ *кГ/см*^{2}). Управление роторно-поршневым насосом при помощи гидроусилителя обеспечивает безударный реверс стола станка.

Рукояткой *9* производится включение гидросистемы, а золотник *10* с гидроуправлением служит для включения подпорного клапана *11* в зависимости от направления вращения вала гидромотора.

Закрытая циркуляция нашла широкое применение в гидроприводах вращения благодаря своей компактности, конструктивной простоте механизмов управления расходом насоса и реверсирования.

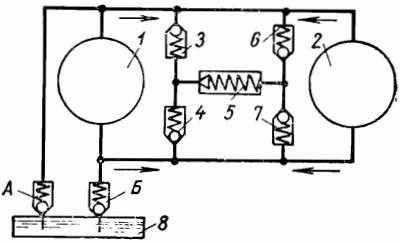
Реверсирование вала гидромотора производят либо переводом статора насоса через среднее (нулевое) положение, либо применяя для этой цели реверсивный золотник. Реверсирование направления вращения вала гидромотора при помощи золотника протекает быстрее, чем при реверсировании статора насоса, и весь процесс при реверсировании золотником проходит при постоянном давлении, тогда как при реверсировании статором давление в системе непрерывно меняется.



Фиг. 81. Гидросхема привода стола продольно-строгального станка.

В реверсируемых приводах (фиг. 82) вращения происходит смена давления в трассах между насосом *1* и гидромотором *2*, поэтому трассы должны иметь два клапана *А* и *Б* пополнения, служащих тем же целям, что и клапан *5* (см. фиг. 70).

Клапаны разгрузки *3* и *6*, *4* и *7* в состоянии пополнить в системе только небольшую убыль масла. Для бóльшего пополнения и для поддержания постоянного давления применяются специальные малолитражные насосы низкого давления. При перегрузке гидромотор останавливается, но насос продолжает работать, стравливая весь свой расход через разгрузочные клапаны *3* и *4* и далее через предохранительный клапан *5*.

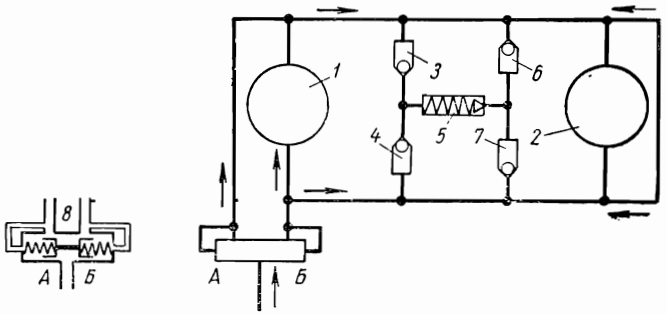


Фиг. 82. Схема привода вращения с закрытой циркуляцией:

1 — насос; *2* — гидромотор; *3* и *6*, *4* и *7* — клапаны разгрузки; *5* — предохранительный клапан высокого давления; *8* — бак; *А* и *Б* — клапаны подпитки. Стрелками влево показано направление тока масла при реверсировании гидромотора стрелками вправо — прямое направление вращения.

Системы, имеющие непосредственный слив во всасывающую полость насоса, характерны тем, что не могут обеспечить отвод больших масс масла из системы, а также подвод свежего масла в систему. Однако такие системы довольно устойчиво держат нагрузку вала гидромотора.

Если необходима непрерывная дополнительная подпитка системы, например, при передачах с большим крутящим моментом, то следует применять закрытую схему циркуляции (фиг. 83). В таких слу-

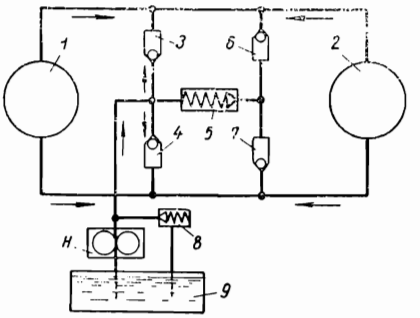


Фиг. 83. Схема привода вращения с закрытой циркуляцией и с дозирующим клапаном:

1 — насос; *2* — гидромотор; *3*, *4*, *6* и *7* — клапаны разгрузки; *5* — предохранительный клапан; *8* — всасывающее устройство. Стрелками влево показано направление тока масла при реверсировании гидромотора; стрелками вправо — прямое направление вращения.

чаях вместо клапанов разгрузки *А* и *Б* (см. фиг. 82) целесообразно применять специальное всасывающее устройство *8*, состоящее из двух клапанов *А* и *Б*, подпертых пружинами. Пружины устанавливают клапаны *А* и *Б* в среднее положение. Любое промежуточное

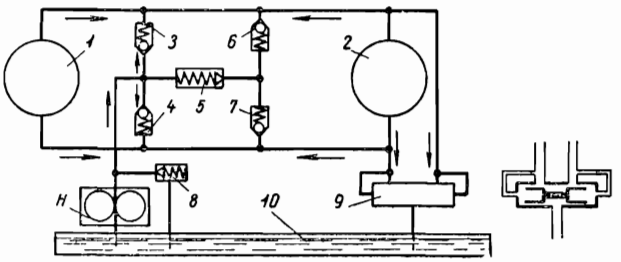
их положение зависит от всасывающей способности насоса. При среднем положении клапанов *А* и *Б* система перекрыта, что гарантирует быстрое включение ее в работу. При работающем приводе клапан *Б* под действием давления насоса на клапан *А* открыт. Уменьшение этого давления соответственно уменьшает проходное сечение всасывающего клапана, а следовательно, и количество всасываемого масла. При полном падении давления клапан совершенно перекрывает всасывание.



Фиг. 84. Схема привода вращения с закрытой циркуляцией с дополнительным насосом:

1 — насос; *2* — гидромотор; *3* и *4* — клапаны наполнения; *6* и *7* — клапаны разгрузки; *5* — предохранительный клапан высокого давления; *8* — предохранительный клапан системы подпитки: *9* — бак; *H* — насос подпитк

В тех случаях, когда необходима смазка механизмов управления гидросистемы, а также при наличии сервопривода или различных вспомогательных устройств, целесообразно применение дополнительного шестеренного насоса *H* (фиг. 84). Давление подпитки, обычно в пределах 2—5 *кГ/см*^{2}, задается пружиной предохранительного клапана *8*. Насос *H* питает систему через два одинаковых обратных клапана *3* и *4*, в данном случае предохранительных, защищая систему от чрезмерного наполнения.



Фиг. 85. Схема привода вращения с закрытой циркуляцией, с дозирующим клапаном на сливе и дополнительным насосом:

1 — насос; *2* — гидромотор; *3* и *4* — клапаны наполнений; *5* — предохрачительный клапан высокого давления; *6* и *7* — клапаны разгрузки; *8* — предохранительный клапан системы подпитки; *9* — блок дозирующих клапанов; *10* — бак; *H* — насос подпитки.

В приводах с большой нагрузкой на валу гидромотора *2* применяют схему привода с дозирующими клапанами *9* (фиг. 85), смонтированными на сливе. При среднем положении клапанов система перекрыта и это обеспечивает надежную закрытую циркуляцию масла; при любом, даже весьма малом, расходе насоса гарантируется немедленный разбег ротора гидромотора.

Наличие дозирующих клапанов *9* с большим сечением проходного отверстия допускает применение простейших предохранитель-

ных клапанов с любой характеристикой. При перегрузке гидромотора масло циркулирует в системе, а насос H пополняет систему свежей порцией масла.

При останове гидромотора и при вращающемся роторе насоса *1* дозирующий клапан *9* перекрывает циркуляцию в системе и часть расхода насоса H за вычетом незначительного количества для смазки, управления и для других целей стекает через предохранительный клапан *8* в бак.

Как показали испытания, при качественном исполнении привода вращения открытого типа минимальное число оборотов вала гидромотора при номинальной нагрузке может быть порядка $n_2 \approx 40 \div 45$ *об/мин*. При закрытой же циркуляции минимальное число оборотов при той же нагрузке значительно меньше и может быть $n_2 = 3 \div 5$ *об/мин*. Приводы вращения закрытой циркуляции нашли и находят широкое применение в системах автоматического регулирования, в различного вида следящих системах и в системах программного управления.

По уравнению постоянства расхода (см. фиг. 63) для привода вращения имеем

$$K_1 n_э \eta_{V1} \psi_1 = K_2 i_1 \frac{n_2}{\eta_{V2}} \psi_2,$$

отсюда текущее число оборотов вала гидромотора

$$n_2 = \frac{K_1}{K_2 i_1} n_э \eta_V \frac{\psi_1}{\psi_2}, \qquad (176)$$

где K_1 и K_2 — соответственно литражи насоса и гидромотора ($см^3$/1 оборот);

η_v — объемный к. п. д. привода вращения;

i_1 — передаточное число передачи электродвигатель — вал насоса;

$n_э$ — число оборотов электродвигателя в минуту;

ψ_1 и ψ_2 — коэффициенты регулирования соответственно насоса и гидромотора (см. стр. 161).

Наименьшее число оборотов вала гидромотора будет [см. уравнение (176)]

$$n_{2\min} = \frac{K_1}{K_2} \eta_x \frac{1}{i_1} n_э \frac{\psi_{\min}}{\psi_{2\max}} \qquad (176а)$$

Так называемое критическое (переходное) число оборотов гидромотора будет при равенстве коэффициентов регулирования, т. е. при $\psi_{1\max} = \psi_{2\min}$ тогда

$$n_{2\,кр} = \frac{K_1}{K_2} \eta_v \frac{1}{i_1} n_э. \qquad (177)$$

Таким образом, критическое число оборотов необходимо для выбора соответствующего литража (расхода) насоса и литража гидромотора, а также для установления необходимости в передаточном отношении i_1.

Наибольшее число оборотов гидромотора будет

$$n_{2\,max} = \frac{K_1}{K_2 i_1} \eta_v n_э \frac{\psi_{1\,max}}{\psi_{2\,max}}. \qquad (178)$$

Следовательно, диапазон регулирования комбинированного привода вращения равен

$$R = R_2 \cdot R_1 = \frac{\psi_{2\,max}\,\psi_{1\,max}}{\psi_{1\,min}\,\psi_{2\,mi}} \qquad (179)$$

В этом уравнении:

$R_1 = \frac{n_{кр}}{n_{1\,min}}$ — диапазон регулирования насосом;

$R_2 = \frac{n_2}{n_{кр}}$ — диапазон регулирования гидромотором.

Допустимое наибольшее число оборотов гидромотора зависит от его конструкции и типа. Так, например, для радиального роторно-поршневого гидромотора наибольшее число оборотов обычно ограничивается $n_2 \approx 1600 \div 1500$ *об/мин*. Для аксиальных роторно-поршневых гидромоторов это число оборотов благодаря равномерному распределению массы роторной группы относительно оси вращения может быть увеличено до 2000—2500 *об/мин*.

Высокое число оборотов гидромотора требует балансировки роторной группы гидромотора, уменьшения гидравлических сопротивлений и повышенной герметичности системы во избежание подсоса воздуха.

Статическая характеристика привода вращения показана на фиг. 86. На оси ординат в выбранном масштабе откладываются на соответствующих шкалах числа оборотов электродвигателя $n_э$, насоса n_1 и критического числа оборотов $n_{кр}$. Пользуясь уравнениями статики (см. стр. 128), строят характеристику крутящего момента и одновременно потребляемую мощность.

Уравнения (176) — (178) используют для построения характеристики изменения числа оборотов гидромотора. Диапазон регулирования числа оборотов R_2 бывает обычно не больше 1 3, тогда как диапазон регулирования $R_1 \approx 1$ 400÷450. Таким образом, в среднем полный диапазон регулирования составит $R = 1$ 1000÷÷900.

Регулирование насосом обеспечивает постоянный крутящий момент на валу гидромотора (фиг. 86), переменное потребление мощности; пропорционально изменению расхода насоса линейное изменение числа оборотов гидромотора. Такую характеристику обычно используют в схемах управления ручного и автоматического регулирования, в транспортных устройствах, т. е. во всех тех случаях, когда необходим наибольший крутящий момент во время пуска (страгивания с места).

Регулирование числа оборотов гидромотором (фиг. 86) характеризуется постоянным потреблением мощности и переменным кру-

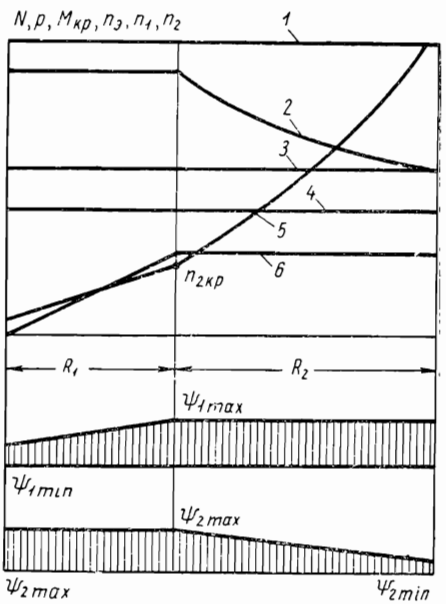
тящим моментом на валу гидромотора. Именно такая характеристика и желательна в станках с гидравлическим приводом вращения шпинделя.

Объемные потери в приводе вращения легко определяются по изменению числа оборотов вала гидромотора как отношение числа n_{2x} оборотов на холостом ходу к числу оборотов n_{2p} под нагрузкой, и, таким образом, объемный к. п. д. привода вращения будет:

$$\eta_V = \frac{n_{2x} - n_{2p}}{n_{2x}} = 1 - \frac{n_{2p}}{n_{2x}} \qquad (180)$$

Были сделаны удачные попытки применения высокомоментных гидромоторов для различных механизмов и машин, требующих на выходном валу небольшого числа оборотов (лебедки, грузоподъемники, трактора и пр.). Такой гидромотор отличается от обычных гидромоторов одного и того же типа повышенной пропускной способностью за один оборот ротора. Если в обычном гидромоторе за один оборот ротора каждый поршень делает один двойной ход, то в высокомоментном гидромоторе каждый поршень должен делать m двойных ходов и поэтому число его оборотов будет равно

$$n_2 = \frac{K_1}{mK_2}\eta_V \frac{1}{i_1} n_э. \qquad (181)$$



Фиг. 86. Статическая характеристика привода вращения:

1 — $n_э$ — число оборотов электродвигателя; *2* — $M_{кр}$ — крутящий момент гидромотора; *3* — n_1 — число оборотов ротора насоса; *4* — p — давление в системе; *5* — n_2 — число оборотов вала гидромотора; *6* — N — потребляемая мощность насоса.

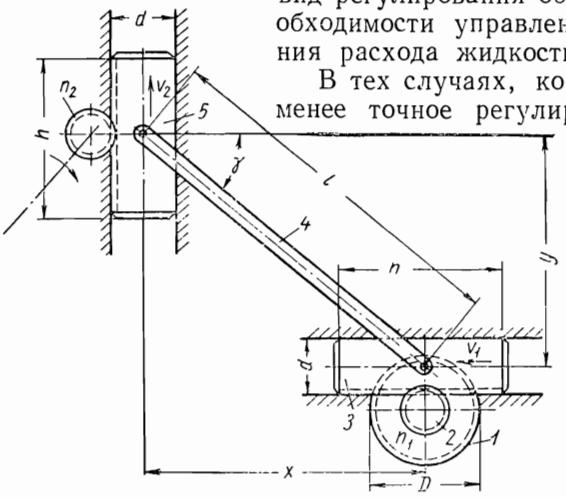
Испытания высокомоментных гидромоторов показали, что они обеспечивают довольно высокий объемный к. п. д., порядка $\eta_V = 0{,}8 \div 0{,}9$ и способны передавать крутящие моменты в несколько сотен килограммометров [21].

§ 29. НЕКОТОРЫЕ СПОСОБЫ ОБЪЕМНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ОРГАНА

А. Ручное регулирование расхода жидкости из насоса

Это регулирование расхода насоса может быть двух видов: периодическое, по мере надобности, и непрерывное. Последний вид регулирования может широко применяться в системах слежения, при регулировании скорости по заданному закону, при управлении по скорости изменения расхода насоса и т. д.

Любой ручной привод характеризуется передаточным отношением и ценой оборота маховичка в единицах изменения расхода жидкости. Наибольшее число оборотов маховичка на всю шкалу предельного изменения расхода жидкости наиболее удобно брать равным двум. Поэтому между механизмом управления расходом жидкости и маховичком регулирования предусматривают передачу с постоянным или меняющимся передаточным отношением. В последнем случае цена оборота маховичка будет непрерывно меняться по мере увеличения угла его поворота. Такой вид регулирования обычно применяют при необходимости управления по скорости изменения расхода жидкости.



Фиг. 87. Схема регулирования расхода масла насосом с применением кривошипного механизма.

В тех случаях, когда требуется более или менее точное регулирование расхода жидкости, то применяют коррекцию. Тогда для грубого, приближенного регулирования цену оборота маховичка выбирают больше, а меньшую цену оборота предназначают для точного регулирования, выбирая ее из условий наименьшей ошибки.

Для расчета кинематической цепи (маховичок—механизм) управления расходом жидкости выбирают цену K оборота маховичка в условных единицах производительности (расхода) насоса. Если угол поворота маховичка φ, то условный расход будет

$$\nu = \frac{K}{2\pi}\varphi. \tag{182}$$

Если требуется регулирование по скорости изменения расхода жидкости, то цена одного оборота маховичка — переменная величина и поэтому условный расход жидкости будет равен

$$\frac{d\nu}{dt} = \frac{K}{2\pi}\frac{d\varphi}{dt} \tag{183}$$

Наиболее простой схемой управления по скорости изменения расхода жидкости является кривошипная схема (фиг. 87). При вращении с помощью маховичка *1* зубчатого колеса *2* ползушка *3*, связанная шарнирно штангой *4* с ползушкой *5*, будет перемещаться горизонтально со скоростью v_1, вызывая непрерывное изменение угла γ. Ползушка *5* будет перемещаться с переменной скоростью v_2

и переменным числом оборотов n_2 в силу непрерывного изменения передаточного отношения между координатами x и y. Скорость v_2 ползушки *5* будет

$$v_2 = v_1 l \frac{1}{x} \sin \gamma. \qquad (184)$$

Наибольшая работа, производимая оператором, ограничивается 10—12 *кГм/сек* при наибольшем допустимом числе оборотов маховичка *1* $n_1 \approx 180 \div 200$ *об/мин*, при этом угол γ обычно выбирают $\gamma \geqslant 30^\circ$ Диаметр D маховичка *1* и угловая скорость его оказывают заметное влияние на производимую оператором работу. Чем больше диаметр D, тем больше произведенная оператором работа при одной и той же угловой скорости маховичка. Так, при $D = 50$ *мм* работа равна 3,5 *кГм/сек*; при $D = 150$ *мм* она равна 7 *кГм/сек* и при $D = 250$ *мм* — 9 *кГм/сек*.

При одном и том же диаметре маховичка, но при различных угловых скоростях его производимая работа оператором будет: при угловой скорости $\omega_1 = 1$/*сек* работа равна 3 *кГм/сек*; при $\omega_1 = 4$ 1/*сек* работа — 7,5 *кГм/сек* и при $\omega_1 = 6$ 1/*сек* — 8 *кГм/сек*. Дальнейшее увеличение угловой скорости маховичка уменьшает развиваемую оператором мощность.

Нагрузочный момент $M_{нг}$ на маховичке *1* складывается из момента трения $M_{тр}$, приведенного к оси зубчатого колеса *2*, а следовательно, и к оси маховичка *1*, и инерционного момента M_j, также приведенного к оси маховичка *1* Таким образом,

$$M_{нг} = M_{тр} + J \frac{d^2\varphi}{dt^2}, \qquad (185)$$

где J — приведенный момент инерции всех участвующих в регулировании частей.

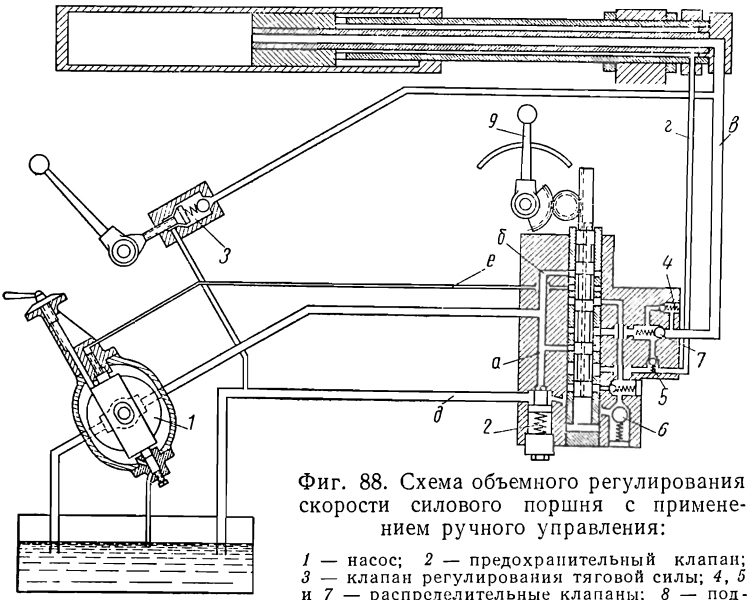
Величина момента трения $M_{тр}$ зависит от смазки направляющих механизма регулирования и смазки направляющих ползушек *3* и *5* и их склонности к защемлению, что зависит от удачно выбранного отношения $\frac{h}{d}$, которое должно быть больше $\frac{h}{d} > 2{,}5$.

Наименьшее перемещение органа регулирования насоса зависит от наличия люфтов в механизме управления и его деталях, а также от применяемой смазки. Так, при условии отсутствия люфтов в механизме и при обычной смазке направляющих (индустриальные масла 12, 20, 45) минимальное перемещение может быть порядка 7—10 *мк*, а при тех же по величине люфтах, но при специальной смазке ВНИИ НП-401 наименьшее перемещение может быть снижено до 3—7 *мк*, что очень важно для повышения чувствительности регулирования скорости.

Мускульная сила оператора, прикладываемая к маховичку управления, может быть приближенно определена (по формуле инж. Машек)

$$P = K \left(3 + \frac{n}{n_i} - \frac{z}{t}\right) кГ,$$

где K — приложенная сила на маховичке управления в $кГ$ при непрерывной работе $K = 10 \div 8$ $кГ$;
при работе с перерывами $K = 17 \div 20$ $кГ$;
n — фактическое число оборотов маховичка;
n_i — наивыгоднейшее число оборотов маховичка;
z — фактическое число часов работы оператора;
t — продолжительность рабочего дня в часах.



Фиг. 88. Схема объемного регулирования скорости силового поршня с применением ручного управления:

1 — насос; *2* — предохранительный клапан; *3* — клапан регулирования тяговой силы; *4*, *5* и *7* — распределительные клапаны; *8* — подпорный клапан; *8* — обратный клапан.

Удобство управления во многом зависит от положения корпуса оператора по отношению к плоскости вращения маховичка и его оси вращения. Плоскость вращения маховичка может быть либо перпендикулярна плоскости симметрии оператора, либо параллельна ей (как, например, в швейных машинах с ручным приводом). В последнем случае развиваемая оператором мощность будет несколько меньше по сравнению с перпендикулярным расположением плоскости вращения маховичка.

Высота расположения оси вращения маховичка по вертикали наиболее удобна $950^{\pm 75}$ *мм*, а по горизонтали — вправо относительно плоскости симметрии оператора $200^{\pm 50}$ *мм*.

Следящие системы, требующие непрерывной работы оператора, могут быть на копировально-фрезерных станках, гравировальных других, где оператор при обработке деталей производит вручную обвод чертежа или шаблона.

На фиг. 88 показана одна из типовых схем объемного регулирования скорости с ручным управлением. Трубопровод, соединенный

с насосом, раздваивается в панели управления на два подвода *а* и *б*. Первый подвод используется для подключения давления к соответствующим полостям *в* или *г* силового цилиндра, через второй подвод подключается давление в моменты рабочего или обратного ходов поршня.

Пружину предохранительного клапан *2* регулируют на наибольшее давление, а любое промежуточное давление получают регулированием, при желании по ходу поршня, клапана *3*.

При рабочем ходе трасса прохода масла будет: *1—а—4—в* и *г—5—д—бак*, а при обратном ходе, после переключения золотника: *а*, *г* и *в—7—6*—бак. Таким образом, обратные клапаны *4* и *8* предусмотрены для распределения потока масла при рабочих и обратных ходах. Наличие этих клапанов позволило сократить число поясков золотника и его длину. Клапаны *5* и *6* обеспечивают подпор (противодавление), несколько выравнивая колебания периодических нагрузок силового поршня. При рабочем ходе проток масла идет через два последовательно включенных клапана *5* и *7*, поэтому противодавление в эти моменты будет больше, чем при обратном ходе.

При среднем положении золотника (фиг. 88) насос разгружается на бак под небольшим давлением, определяемым нагрузкой пружины клапана *6*.

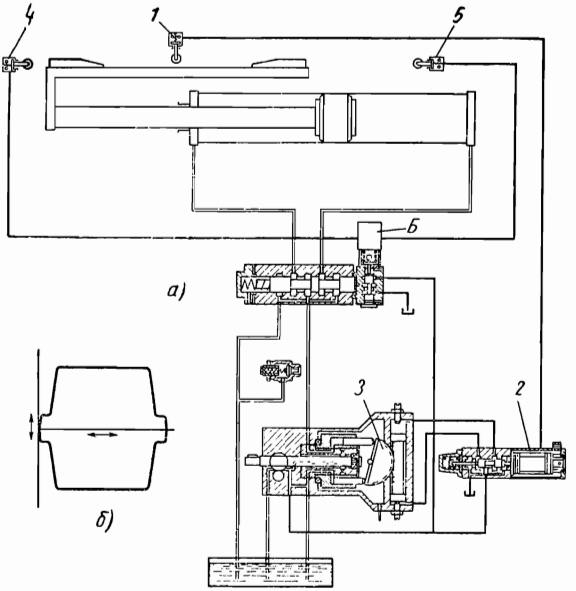
Б. Управление силовым органом по пути

В станкостроении широко распространено управление силовым органом по пути. В этом случае кулачки управления в зависимости от нужного технологического процесса располагаются в соответствующем порядке на какой-либо детали станка, перемещающейся совместно с силовым органом (фиг. 89). Кулачки, набегая на ролики конечных выключателей, производят включение или выключение соответствующих электромагнитов золотников управления. Так, например, контакт *1*, управляя электромагнитом *2*, а следовательно, и наклонным диском *3*, управляет расходом насоса. Левый *4* и правый *5* конечные выключатели, действующие на электромагнит *Б*, перемещают золотник реверса силового поршня, изменяя направление движения его.

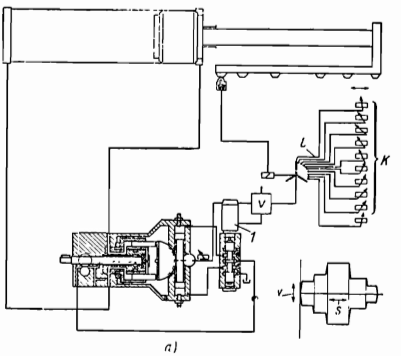
Если применить трехпозиционный золотник управления (фиг. 90) и шаговый искатель *l—k*, применяя то же управление расходом насоса (см. фиг. 89), можно спроектировать схему управления на несколько команд. При среднем положении золотника управления *1* расход насоса равен нулю, а крайние два положения золотника управления меняют направление потока масла, реверсируя силовой орган. Скорость перемещения силового поршня регулируется соответствующими положениями шагового искателя.

На фиг. 91 показана гидравлическая схема управления расходом насоса *3*, в которой применены двух- и трехпозиционные золотники с электромагнитным управлением [42].

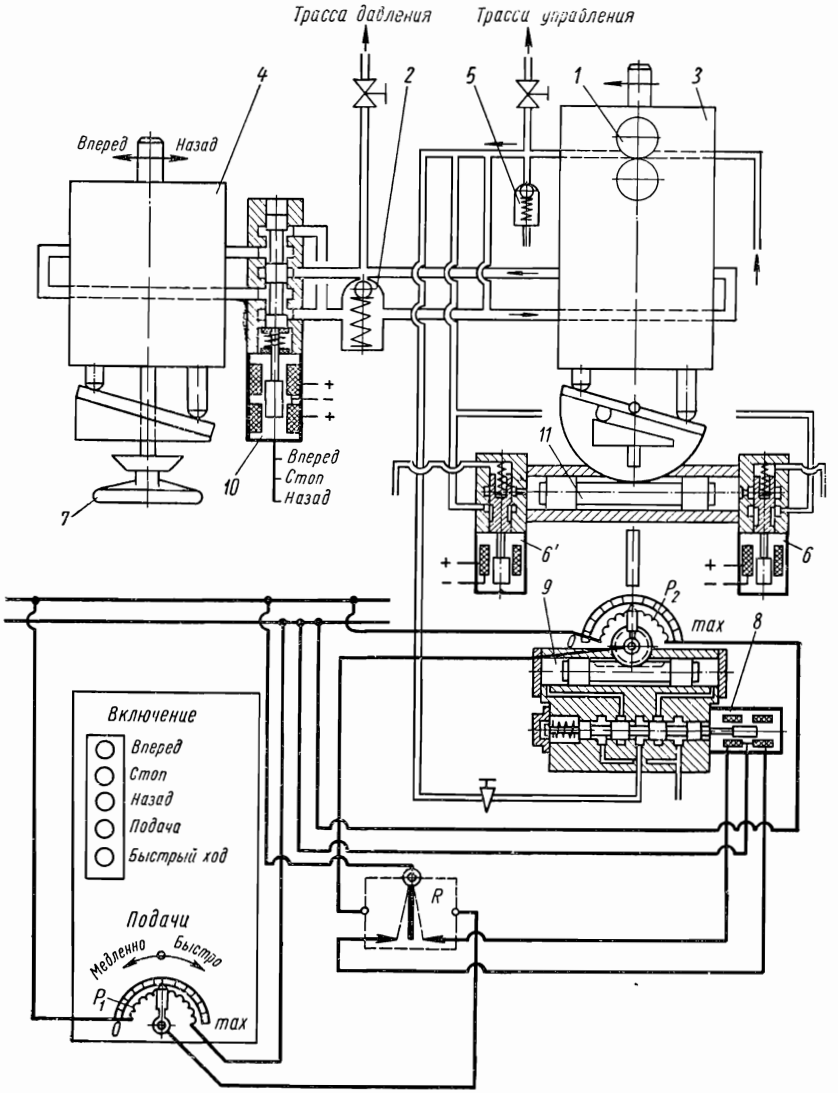
Аксиальный роторно-поршневой насос *3* может питать цепь подач через напорную трассу, привод стола станка и одновременно, по



Фиг. 89. Схема управления по пути скоростью силового поршня (*а*) и диаграмма «путь — скорость» (*б*).



Фиг. 90. Схема управления скоростью силового поршня с помощью шагового искателя (а) и диаграмма «путь — скорость» (*б*).



Фиг. 91. Схема объемного регулирования скорости и чисел оборотов гидромотора:

1 — насос управления; *2* — предохранительный клапан; *3* — регулируемый насос; *4* — гидромотор; *5* — переливной клапан; *6* — золотник быстрого хода с электромагнитом; *6′* — золотник подачи с электромагнитом; *7* — ручное регулирование; *8* — двухходовой золотник; *9* и *11* — плунжеры сервоуправления; P_1 и P_2 — потенциометры дистанционного управления; *R* — нулевое реле; *10* — золотник управления гидромотором.

желанию, гидромотор *4* вращения шпинделя станка. Число оборотов вала гидромотора можно регулировать вручную маховичком *7*. Трасса напора шестеренного насоса *1* предусмотрена для целей гидроуправления другими механизмами станка. Аксиальный роторно-поршневой насос *3* оборудован телеметрическим электроуправлением, команды которого поступают на электромагниты золотников *10*, *6* и *6'*

Смены команд подаются на потенциометр-датчик P_1, а отсюда на потенциометр-приемник P_2, который связан с регулированием насоса *3* по мостовой схеме, в которую включено нулевое реле *R*. При нарушении равновесия моста и, стало быть, при рассогласовании потенциометров P_1 и P_2 срабатывает электромагнит *8* и переключает плунжер *9* влево или вправо, подводя давление в соответствующие полости цилиндра управления, и вызывает смещение диска *c* насоса на определенный угол, увеличивая или уменьшая расход жидкости из насоса. Электромагнит *6* срабатывает при команде быстрый ход вперед, а электромагнит *6'* при рабочей подаче.

Вместо потенциометров P_1 и P_2 могут применяться и другие дистанционные устройства, такие как вращающиеся линейные трансформаторы, сельсины в трансформаторном режиме и пр.

На пульте дистанционного управления смонтировано кнопочное управление. Поворотом ручки потенциометра P_1 влево осуществляется медленная подача, а при повороте вправо — быстрый ход вперед стола станка.

В. Регулирование на постоянное потребление мощности

В некоторых случаях регулирования скорости в станках и в общем машиностроении необходимо, чтобы потребляемая насосом мощность оставалась бы постоянной или менялась, но в очень ограниченных, наперед заданных, пределах. Такая схема регулирования может быть выполнена, как показано на фиг. 92. Давление насоса подводится к силовому цилиндру и одновременно поступает к плунжеру *1*. Последний находится под действием силы давления *Б* пружины *2*, веса статора насоса *3* и силы давления *А*.

При увеличении нагрузки на силовой поршень давление увеличивается, статор *3* насоса под действием силы давления *А* перемещается вверх, уменьшая этим эксцентрицитет насоса и, таким образом, уменьшая расход насоса. Поскольку уменьшение расхода насоса пропорционально увеличению давления, то потребляемая насосом мощность остается неизменной.

Уменьшение нагрузки (уменьшение давления), наоборот, соответственно увеличивает расход насоса пропорционально уменьшению давления. И в этом случае потребляемая мощность не меняется.

Давление в системе в момент подвода силового поршня к обрабатываемой детали будет

$$p_1' = p_S + p_2 \frac{F_2}{F_1} \qquad (186)$$

Давление при рабочем ходе

$$p_1 = p_S + p_2 \frac{F_2}{F_1} + p, \qquad (187)$$

где p_S — удельное давление от сил сопротивления (см. стр. 125);
p_2 — противодавление;
p — давление полезной нагрузки.

Разность давлений p_1 и p'_1 при наибольшем расходе насоса и при неменяющихся потерях на трение и сопротивления в гидросистеме определяет постоянно потребляемую мощность

$$N = p \frac{m}{K_0 \eta} \left(e'_1 - e_1\right), \qquad (188)$$

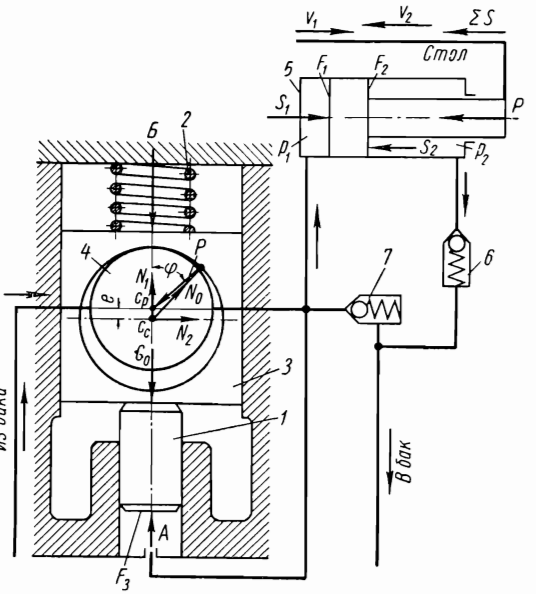
где m — конструктивный коэффициент насоса, характеризующий размеры его [см. уравнение (58)]: для радиальных насосов $m = \frac{\pi}{2} d^2 z n$, для аксиальных насосов $m = \frac{\pi}{2} d^2 z n$ [см. уравнение (96)];

K_0 — коэффициент размерности;

η — к. п. д. насоса;

e'_1 — наибольший эксцентрицитет насоса, определяемый наибольшей скоростью силового поршня при наименьшем давлении в системе;

e_1 — наименьший эксцентрицитет, определяемый объемными потерями в системе.



Фиг. 92. Регулирование расхода насоса на постоянное потребление мощности:

1 — плунжер регулятора; *2* — пружина статора насоса; *3* — статор насоса; *4* — ротор насоса; *5* — силовой цилиндр; *6* — подпорный клапан; *7* — предохранительный клапан насоса.

Пользуясь уравнением (168), определяем уменьшение хода поршня Δh. Считая, что эта потеря в объеме должна компенсироваться изменением расхода насоса, пишем уравнение равновесия объемов

$$F_3 e_1 = \Delta h F_1,$$

отсюда

$$e_1 = p \frac{l_1}{v_0 F_3} \sigma_н. \qquad (189)$$

Условие равновесия системы плунжер *1* — статор насоса запишется:

$$A - Б - N_2 f - N_1 - G_0 = 0, \qquad (190)$$

где G_0 — вес перемещающихся частей (статор насоса, поршень регулятора);

φ — текущий угол поворота ротора насоса;

$A = pF_3$ — сила давления на поршень *1*;

$Б = C(b + e)$ — сила давления пружины;

$N_2 = N_0 \sin \varphi$ — составляющая нормальной силы на статор насоса [12], односторонне нагружающая направляющие статора;

$N_1 = N_0 \cos \varphi$ — составляющая нормального усилия на статор насоса, действующая на механизм регулирования насоса.

Сила N_1 имеет знакопеременный характер: в первой четверти оборота ротора насоса она действует в сторону увеличения эксцентрицитета, а во второй четверти, наоборот, в сторону уменьшения эксцентрицитета. Наличие нормальной силы N_2, а следовательно, силы трения способствует гашению пульсирующей нагрузки.

Подставляя значения сил в уравнение (190) и решая его относительно эксцентрицитета, получаем

$$e = \frac{1}{C}[pF_3 - N_0(f \sin \varphi + \cos \varphi) - G_0] - b, \qquad (191)$$

где N_0 — суммарное нормальное усилие на статор [12].

Полученное выражение (191) используем для определения текущей потребляемой насосом мощности

$$N = p^2 aF_3 - pabC - apN_0(f \sin \varphi + \cos \varphi) - apG_0, \qquad (192)$$

где a — коэффициент, равный $\frac{m}{K_0 \eta C}$.

Необходимую площадь плунжера *1* определим по потребляемой мощности

$$\frac{dN}{dp} = 2p_1 aF_3 - abC - aN_0(f \sin \varphi + \cos \varphi) - aG_0, \qquad (193)$$

отсюда

$$F_3 = \frac{Cb + N_0(f \sin \varphi + \cos \varphi) + G_0}{2p}. \qquad (194)$$

При выводе уравнений [(167), (168) и др.] было предположено, что деформация пружины *2* соответствует действительному давлению p в системе. Однако благодаря сопротивлению движения статора насоса (см. фиг. 92) и наличию инерции механизма регулирования предполагаемое соотношение нарушается. Для определения разности давлений — действительное давление p_1 минус фиктивное давление p_i — составим уравнение динамического равновесия системы регулирования:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = A + Б + G_0 + R, \qquad (195)$$

где M — приведенная к поршню *1* масса перемещающихся частей;
A — сила давления на поршень регулятора;
$Б$ — сила давления пружины;
G_0 — вес перемещающихся частей;
R — сопротивление движению от сил трения.

Сила давления A на поршень [см. уравнение (190)]

$$A = p_1 F_3,$$

где p_1 — давление насоса на поршень. Величина его нам неизвестна, но во всяком случае она будет периодической функцией времени, с периодами соответственно обороту ротора насоса и поэтому может быть выражено рядом Фурье:

$$p_1 = \sum_{n=0}^{n=\infty} [a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t)], \qquad (196)$$

где a_n и b_n — постоянные коэффициенты, зависящие от связи давления p и времени t;
n — любые целые числа от $n = 0$ до $n = \infty$;
$Б$ — сила давления пружины, равная, если c — жесткость пружины,

$$Б = -cx.$$

Под фиктивным давлением понимаем давление, уравновешенное силой давления пружины, т. е.

$$F_3 p_i = cx.$$

Сопротивление движению статора насоса в направляющих, а также трение поршня *1* регулятора в цилиндре обычно принимаются постоянными. Однако наблюдения показывают, что при малых периодических перемещениях коэффициент трения зависит от скорости перемещения и наличия смазки.

Так, если направляющие статора имеют смазку, то можно принять, что сопротивление трения почти не зависит от скорости и поэтому является постоянным. Однако неизбежные перекосы пружины *2*, возрастающие с увеличением ее силы давления, увеличивают сопротивление движению. Наиболее близко к действительности, как показывают проведенные многими авторами исследования, является уравнение, в котором коэффициент трения меняется с увеличением скорости перемещения, т. е. имеет вид

$$R = f\left(\mp \varrho - \mu \frac{dx}{dt}\right), \qquad (197)$$

где ϱ — коэффициент статического трения;
μ — коэффициент трения при движении.

Вес перемещающихся частей удобно привести к площади поршня статора насоса, выразив его как

$$G_0 = F_3\lambda, \tag{198}$$

где λ — удельный, составляющий вес на единицу площади поршня регулятора.

Подставляя значения A, $Б$, R и G_0 в уравнение (195), после деления на площадь F_3, получаем

$$p_1 - p_i = \frac{M}{F_3}\frac{d^2x}{dt^2} + \mu\frac{dx}{dt} - \lambda \pm \varrho. \tag{199}$$

Уравнение (199) удобно решать графическим приемом. Для этого необходимо иметь график перемещения поршня регулятора в координатах времени. Пользуясь методами графического дефференцирования, определяют скорость и ускорение статора насоса и поршня *1* регулятора.

Схема регулирования (фиг. 92) отвечает своему назначению при периодических, с небольшой частотой изменениях нагрузки, что связано с временем и скоростью срабатывания аккумулированной пружины *2*. Если эта скорость будет не соответствовать скорости перемещения статора *3* насоса и поршня *1* регулятора, последний может либо опережать, либо отставать от статора насоса, что нарушает регулирование.

§ 30. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ОРГАНА

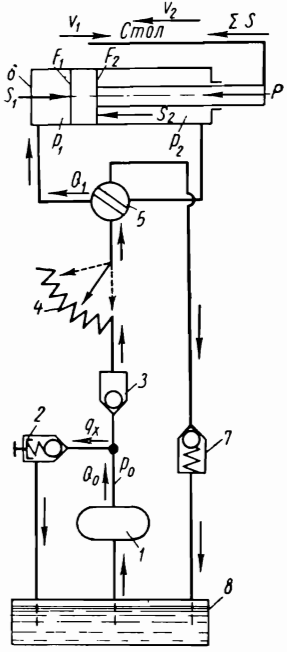
Дроссельное регулирование получило большое распространение в станках из-за простоты монтажа, малой стоимости аппаратуры регулирования и насоса, а также вследствие некоторых эксплуатационных достоинств.

При дроссельном регулировании скорости, как правило, применяется насос постоянной производительности, например шиберный или шестеренный в зависимости от необходимого давления в гидросистеме.

Дроссель может быть смонтирован «на входе» в силовой орган, «на выходе» из него, в «параллель» силовому органу и, наконец, может быть дифференциальное включение дросселя (фиг. 93, 94, 95 и 96).

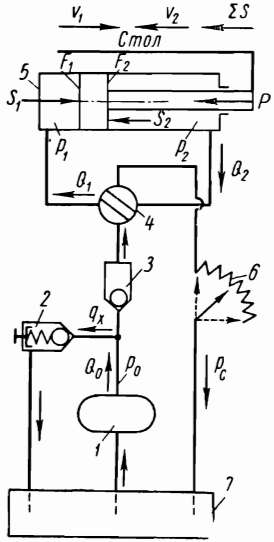
Дроссель, смонтированный «на выходе» (см. фиг. 94), обеспечивает более равномерную скорость силового органа, поэтому такой монтаж обычно применяется при малых скоростях силового органа ($v_1 \leqslant 1$ *м/мин*).

Дросселирование «на выходе» потребляет, по сравнению с дросселированием «на входе», больше мощности, поскольку необходимо преодолевать противодавление p_2.



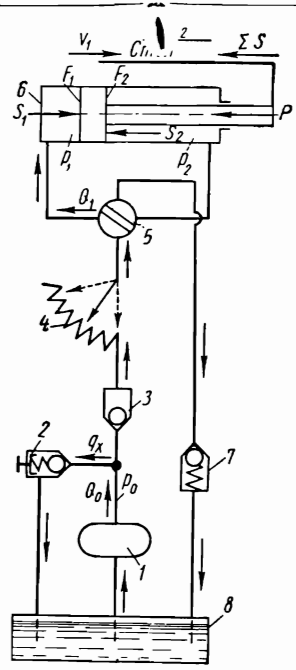
Фиг. 93. Схема дроссельного регулирования скорости силового поршня на входе:

1 — насос; *2* — предохранительный клапан; *3* — обратный клапан; *4* — дроссель; *5* — реверс; *6* — силовой цилиндр; *7* — подпорный клапан; *8* — бак.



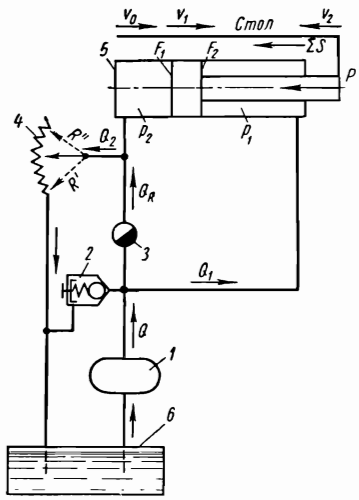
Фиг. 94. Схема дроссельного регулирования скорости силового поршня на выходе:

1 — насос; *2* — предохранительный клапан; *3* — обратный клапан; *4* — реверс; *5* — силовой цилиндр; *6* — дроссель; *7* — бак.



Фиг. 95. Схема параллельного дроссельного регулирования скорости силового поршня:

1 — насос; *2* — предохранительный клапан; *3* — обратный клапан; *4* — реверс; *5* — силовой цилиндр; *6* — подпорный клапан; *7* — дроссель; *8* — бак.



Фиг. 96. Схема дифференциально-дроссельного регулирования скорости силового поршня:

1 — насос; *2* — предохранительный клапан; *3* — диафрагма; *4* — дроссель; *5* — силовой цилиндр; *6* — бак.

Необходимый расход масла насоса определяется по наибольшей скорости силового органа $Q = v_1 F_1$, наибольшим объемным потерям в системе σp_1 и некоторым дополнительным расходом q_x (постоянно сливающимся в бак), который необходим для поддержания при любой скорости силового органа постоянного давления в системе. Таким образом,

$$Q_н = Q + \sigma p_1 + q_x, \tag{200}$$

Анализ схем дроссельного регулирования расхода масла делают с многих точек зрения: изменения температуры масла, остроты кромок дросселя и изменения коэффициента расхода и т. д. Наиболее существенными для станкостроения являются такие факторы, как экономичность схемы, жесткость характеристики и динамическая устойчивость гидросистемы.

Экономический фактор характеризует величину потребляемой мощности и к. п. д. гидравлической системы в целом. Этот вопрос решается сравнительно просто.

Динамическая устойчивость — решающий фактор для гидродвигателей, работающих с повышенным ускорением, с знакопеременной нагрузкой и пр., во всех тех случаях, когда статическая жесткость гидросистемы недостаточна и можно ожидать появления колебаний. Поэтому вопросы жесткости и связанная с ней неравномерность скорости силового органа являются основными показателями дроссельного регулирования скорости.

Проверку на динамическую устойчивость гидравлического привода обычно применяют при анализах схем автоматического регулирования, в следящих гидросистемах, т. е. в случаях специального регулирования скорости.

В преобладающем большинстве случаев конструктор всегда интересуется статической жесткостной характеристикой и степенью неравномерности скорости. Последняя равна

$$\varphi = \frac{v_0 - v_1}{v_0}, \tag{201}$$

где v_0 — скорость поршня при отсутствии полезной нагрузки;

v_1 — скорость поршня при наличии полезной нагрузки.

В отличие от причин неравномерной скорости силового органа при объемном регулировании [см. уравнение (166)], при дроссельном регулировании неравномерность может быть результатом двух причин:

а) Обусловленная наличием дросселя в трассе нагнетания или слива, т. е. некоторого калиброванного отверстия, расход $Q = c\sqrt{\Delta p}$ через которое, а следовательно, и скорость силового органа зависит от стабильности перепада давления Δp; это — так называемая структурная неравномерность скорости. Для схемы фиг. 93 $\Delta p = (p_0 - p_1)$, для фиг. 94 и 95 $\Delta p = (p_2 - p_c)$.

б) Кинематическая жесткость (см. стр. 163), зависящая от наличия в гидросистеме объемных потерь, которые здесь могут быть двух

видов: объемные потери, обусловленные наличием зазоров между соприкасающимися поверхностями неподвижных и подвижных деталей; величина их, при прочих равных условиях, зависит от уровня перепада давления; это — так называемые внутренние объемные потери. Второй вид объемных потерь — наружные утечки через места уплотнений (сальники, крышки силовых цилиндров и т. д.).

Объемные потери в насосе при дроссельном регулировании на входе, на выходе и дифференциальном регулировании (см. фиг. 93, 94, 96) не оказывают влияния на кинематическую жесткость гидросистемы; это влияние сказывается лишь при параллельном дросселировании (см. фиг. 95). Так как наружные и внутренние утечки в гидросистеме, вообще говоря, небольшие (см. стр. 41), то в схемах дроссельного регулирования (см. фиг. 93, 94, 96) этими потерями можно пренебречь и считать, что неравномерность скорости при этих разновидностях дроссельного регулирования зависит только от структурной неравномерности. Схема параллельного дросселирования (см. фиг. 95) — наиболее чувствительная схема к изменению нагрузки, поскольку здесь оказывает влияние как структурная неравномерность, так и объемные потери насоса, включая внутренние и наружные утечки системы.

Скорость v_0 без нагрузки, например, для схемы фиг. 93 будет

$$v_0 = \frac{Q}{F_1} = \frac{C}{F_1}\sqrt{p_0 - p_s}\,,$$

где p_s — давление в силовом цилиндре от сил вредных сопротивлений (см. стр. 125).

Скорость v_1 силового поршня при наличии полезной нагрузки p

$$v_1 = \frac{C}{F_1}\sqrt{p_0 - p_1} = \frac{C}{F_1}\sqrt{p_0 - (p + p_s)}$$

Пользуясь уравнением (201), определяем структурную неравномерность скорости

$$\varphi = 1 - \sqrt{\frac{p_0 - p_s - p}{p_0 - p_s}}. \qquad (202)$$

Следовательно, этот вид неравномерности зависит только от величины полезной нагрузки и ее изменения в процессе резания.

При любом дроссельном регулировании к. п. д. системы всегда меньше, чем при объемном регулировании. Чтобы компенсировать этот недостаток, механический к. п. д. насосов постоянного расхода должен быть больше механического к. п. д. регулируемых насосов, но это достижимо далеко не всегда. Дроссельному регулированию свойственна затрата некоторой части энергии на дросселирование жидкости, в силу этого оно находит применение при малых потребляемых мощностях, примерно до 3—3,5 *квт*.

Дифференциально-дроссельное регулирование (см. фиг. 96) получило широкое распространение в малогабаритных агрегатных станках, в копировальных станках, в станках автоматического и программного управления и пр. Такое регулирование имеет ряд преимуществ по сравнению с другими схемами дроссельного регулирования (малое влияние на скорость объемных потерь в силовом цилиндре, исключена всякая возможность образования вакуума, отпадает надобность в реверсирующем устройстве, большая чувствительность, поскольку обе полости постоянно находятся под давлением).

Схемы дроссельного регулирования (см. фиг. 93, 94, 96) скорости характерны постоянным потреблением мощности, независимо от наличия полезной нагрузки, в то время как при параллельном дросселировании (см. фиг. 95) потребляемая мощность зависит от нагрузки силового поршня.

Регулирующее действие любого дросселя заключается в том, что с изменением сечения проходного отверстия дросселя резко меняется гидравлическое сопротивление и это вызывает изменение перепада давления, а следовательно, и изменение расхода масла.

Дроссель — местное гидравлическое сопротивление, которое специально предусматривается в схемах регулирования и монтируется на пути тока масла. Дроссель изменяет параметры потока масла за счет рассеяния некоторой части энергии.

Общеизвестно, что изменение параметра потока масла (вообще жидкости) могут вызывать и другие местные гидравлические сопротивления, например клапаны.

Дроссель отличается от обычных местных сопротивлений тем, что сечение проходного отверстия дросселя может быть изменено только каким-либо внешним воздействием, в то время как в клапанах проходное сечение меняется под действием проходящего через них потока жидкости.

В результате проведенных экспериментальных работ с различными схемами дросселирования установлено, что на величину коэффициента сопротивления сечения дросселирующего отверстия оказывает влияние большое количество факторов: острота кромок дросселирующего отверстия, форма сечения проходного отверстия и его отношение сторон, искажение потока масла и др.

Поэтому дросселирование является довольно сложным процессом, требующим тонкого исследования и правильно поставленных экспериментов. В этом отношении большую помощь можно ожидать от применения методов моделирования с применением пассивных элементов либо электроники.

Из гидравлики известно, что с увеличением радиуса закругления кромки входного отверстия дросселя уменьшается сжатие струи масла. Следовательно, чем меньше острота кромки дроссельного отверстия, тем меньше и сопротивление такого отверстия.

Острота кромок, как известно, учитывается в относительных величинах — как отношение радиуса закругления входной кромки к диаметру отверстия подводной трубы. Для дросселей влияние

остроты кромки на сопротивление потоку будет меняться с изменением сечения проходного отверстия дросселя. Чем больше сечение проходного отверстия, тем меньше влияние остроты кромки. Эксперименты Идельчика И. Е. [23] показали, что при радиусах входной кромки $r > 0{,}2D$, где D — диаметр наибольшего отверстия дросселя, влияние остроты кромки почти не сказывается на величине сопротивления.

Искажение потока масла (его деформация) резко искажает характеристику дросселя, что нежелательно при автоматическом регулировании. Поэтому рекомендуется (см. стр. 15) дроссели монтировать посередине прямолинейного участка трубопровода длиной не меньше, чем $(20 \div 25)\, d$, где d — внутренний диаметр трубопровода.

При больших давлениях в гидросистеме ($p > 250$ *кГ/см*^{2}) необходимо учитывать влияние сжимаемости масла, увеличивающего сопротивление дросселя, в силу возрастания скорости масла, увеличения трения, изменения плотности масла и появления турбулентности.

§ 31. РАСЧЕТ СЕЧЕНИЯ ПРОХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ ДРОССЕЛЯ

Дроссель регулирует расход масла, поступающего из насоса в силовой орган. Расход зависит от сечения проходного F_i отверстия дросселя, перепада давления Δp в нем, от вязкости и других физических свойств масла и, наконец, от гидравлического сопротивления трассы трубопровода. Поэтому полная потеря давления Δp_0 в контуре равна потере давления $\Delta p_{тр}$ в трассе трубопровода и перепаду давления в дросселе $\Delta p_{др}$, т. е.

$$\Delta p_0 = \Delta p_{тр} + \Delta p_{др}. \tag{203}$$

Пользуясь уравнениями (11) и (12), напишем уравнение равновесия контура (см. фиг. 93, 94), тогда

$$p_0 - p_1 = 1{,}6\gamma \frac{v_1^2 F_1^2 K_0}{2gd^4} + \gamma \frac{v_1^2 F_1^2}{\mu^2 F_i^2 2g}, \tag{204}$$

где p_0 — давление насоса, $p_0 = \text{const}$;
p_1 — наибольшее давление в силовом цилиндре;
K_0 — общий (суммарный) коэффициент местных потерь в трассах нагнетания и слива;
μ — коэффициент расхода дросселя;
F_i — проходное сечение дросселя.

Для определения интервала расходов, т. е. для обеспечения наибольшей и наименьшей скоростей силового поршня, уравнение (204) решаем относительно перепада давления в дросселе:

$$\Delta p_{др} = p_0 - \left(p_1 + 1{,}6\gamma \frac{F_1^2 v_1^2 K_0}{2gd^4}\right),$$

или сокращенно

$$\Delta p_{\partial p} = p_0 - p_{mp}. \tag{205}$$

Необходимый расход Q_1'' для наибольшей скорости поршня будет при наибольшем проходном сечении F_i'' дросселя и соответственно при наименьшем перепаде $\Delta p_{\partial p}'$ давления [см. уравнение (204)], т. е.

$$Q_1'' = \mu'' \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} F_i'' \sqrt{\Delta p_{\partial p}'} =$$

$$= aF_i'' \sqrt{\Delta' p_{\partial p}}\, \mu'' \tag{206}$$

Расход масла Q_1' при наименьшей скорости будет при наименьшем сечении F_i' проходного отверстия дросселя, но при наибольшем перепаде давления $\Delta p_{\partial p}''$, т. е.

$$Q_1' = aF_i' \sqrt{\Delta p_{\partial p}''}\, \mu' \tag{207}$$

Введя относительные величины, получаем окончательно:

$$K_Q = K_F \frac{1}{\sqrt{K_p}} K_\mu, \tag{208}$$

где

$$K_Q = \frac{Q_1''}{Q_1'};\ K_F = \frac{F_i''}{F_i'};$$

$$\frac{1}{K_p} = \frac{\Delta p_{\partial p}'}{\Delta p_{\partial p}''};\ K_\mu = \frac{\mu''}{\mu'}.$$

Для предварительных расчетов, как показали испытания, максимальное проходное сечение дросселя можно принять

$$F_i'' \approx 0{,}08d^2,$$

где d — внутренний диаметр трубопровода.

По данным ЭНИМСа [24] для сечений проходных отверстий дросселей, имеющих форму диафрагм (мод. Г77-11, Г77-31), расход масла через дроссель может быть определен по формуле:

$$Q = 70F_i \sqrt{\Delta p_{\partial p}}\ л/мин, \tag{209}$$

где F_i — в $см^2$.

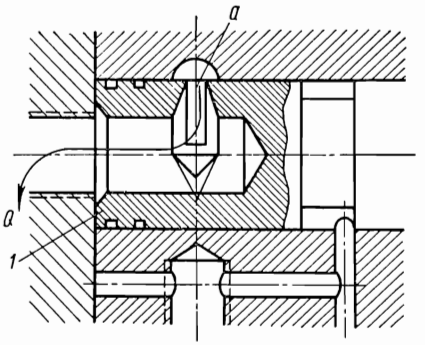
Для таких дросселей перепад давления

$$\Delta p_{\partial p} \approx 0{,}34p_1,\ \text{т. е. } p_2 \approx \frac{2}{3} p_1.$$

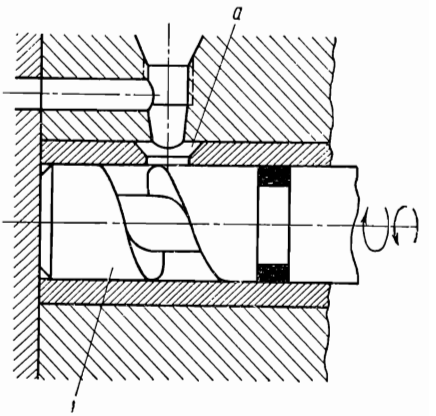
Для дросселей, применяемых в станках, требуется обеспечение постоянства расхода масла при меняющемся давлении в весьма широких пределах — от $p = 5$ до $p = 120$ $кГ/см^2$, при этом температура масла может изменяться также в широких пределах — от $T = +15$ до $T = +50°$ С.

Испытания показали, что удовлетворительное постоянство расхода масла может быть достигнуто уменьшением длины дросселирующей щели, т. е. приближением к идеальному случаю истечения из отверстия, поэтому в новых конструкциях дросселей она имеет небольшой размер (0,1—0,2 *мм*). Такая форма регулируемой щели почти равноценна диафрагме, у которой, как известно, коэффициент расхода $\mu = 0{,}73 \div 0{,}75$ [25].

Испытания, проведенные в ЭНИМСе, показали [24], что подобная форма дросселирующей щели имеет коэффициент расхода μ



Фиг. 97. Форма щели дросселя—диафрагма.



Фиг. 98. Форма щели дросселя с винтовой канавкой.

порядка $\mu = 0{,}76 \div 0{,}78$. Изменение расхода масла с изменением перепада давления Δp подчиняется закону параболы, с показателем степени $a = 0{,}5$, и в интервале температур масла (15—50° С) мало зависит от этой температуры.

Конструктивно форму щели в виде диафрагмы можно выполнить путем фрезерования в отверстии стержня *1* канавки *a* (фиг. 97) либо эта щель может быть образована как сопряжение винтовой канавки на стержне *1* с продольным пазом *a* (фиг. 98).

При параллельном дросселировании (см. фиг. 95) по уравнению постоянства расхода должно быть

$$\mu F_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_0 - p_c)} = \mu_1 F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_0 - p_1)} - \\ - v_1 F_1 - \sigma (p_0 - p_c), \qquad (210)$$

где F_i — сечение проходного отверстия дросселя;
μ — коэффициент расхода дросселя;
F_0 — проходное сечение напорного трубопровода;
μ_1 — коэффициент расхода напорного трубопровода;
p_c — давление в сливной магистрали;
σ — коэффициент объемных потерь системы.

Расход масла, подводимый к силовому цилиндру (при $\mu = \mu_1$), будет

$$Q_1 = v_1 F_1 = \mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \left[F_0 \sqrt{p_0 - p_1} - F_i \sqrt{p_0 - p_c} - \right.$$

$$\left. - \sigma \frac{p_0 - p_c}{\mu} \sqrt{\frac{\gamma}{2g}} \right]. \qquad (211)$$

Равновесие силового поршня при дифференциально-дроссельном регулировании (см. фиг. 96) при скорости по направлению v_1 будет

$$p_2'' F_1 = p_1 F_2 + p F_1 + p_s F_1,$$

отсюда наибольшее давление p_2'' в полости F_1 силового цилиндра

$$p_2'' = p_1 \frac{F_2}{F_1} + p + p_s, \qquad (212)$$

где p — давление от полезной нагрузки;

p_s — давление от сил вредного сопротивления (см. § 21).

Расход масла через дроссель — диафрагму *3* при скорости v_1,

$$Q_R = Q + F_2 v_1. \qquad (213)$$

Расход масла через регулируемый дроссель *4* (фиг. 96)

$$Q_2 = Q_R - F_1 v_1. \qquad (214)$$

При быстром подводе силового поршня со скоростью v_0 полезная нагрузка равна нулю и давление в системе будет наименьшее, тогда

$$p_2' = p_1 \frac{F_2}{F_1} + p_s. \qquad (215)$$

Необходимое давление насоса определяется, когда силовой поршень перемещается по направлению скорости v_2 — скорости отвода, тогда условие равновесия будет

$$p_1 F_2 = p_s F_2 + p_2 F_1,$$

отсюда

$$p_1 = p_s + p_2 \frac{F_1}{F_2} \qquad (216)$$

Необходимое сечение проходного F_R дросселя — диафрагмы *3* подбирается в зависимости от отношения площадей F_2 F_1 силового поршня и перепада давления в дросселе:

$$\Delta p = p_1 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right)$$

Расход через дроссель — диафрагму равен

$$\mu_Q F_R \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p} = v_0 F_1,$$

отсюда проходное сечение дросселя — диафрагмы *3* равно

$$F_R = \frac{v_0 F_1}{\mu_Q} \sqrt{\frac{\gamma}{2g \Delta p}}. \qquad (217)$$

§ 32. РАСЧЕТ СЕЧЕНИЙ ПРОХОДНЫХ ОТВЕРСТИЙ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Любой регулирующий орган всегда имеет две характеристики: геометрическую и рабочую. Геометрическая характеристика показывает связь между перемещением m регулирующего органа и изменением в связи с этим сечения F_i проходного отверстия. Такая характеристика $F_i = f(m)$ для данного проходного сечения может быть только одна, и поскольку она геометрическая, то свободна от воздействия на нее каких-либо внешних причин.

Рабочая характеристика показывает зависимость между расходом Q и перемещением регулирующего органа m, т. е. $Q = f(m)$. Эта характеристика всецело определяется внешними воздействиями, т. е. давлением, вязкостью масла, его температурой, коэффициентом расхода, формой сечения проходного отверстия и пр. Поэтому для одного и того же сечения проходного отверстия рабочих характеристик может быть сколько угодно, а геометрическая — только одна.

Наиболее часто встречающиеся сечения проходных отверстий регулирующих органов имеют линейные и квадратичные геометрические характеристики. Поскольку любой регулирующий орган находится в контуре циркуляции масла, а он имеет сопротивление, то изменение расхода в таком контуре влечет за собой одновременно и изменение его сопротивления. Оно является суммой сопротивлений собственно трубопровода и всей смонтированной на нем арматуры и сопротивления регулирующего органа, например дросселя.

Простой расчет показывает, что сопротивление трассы мало влияет на изменение скорости силового органа. Поэтому допустимо принять, что сопротивление трассы постоянно и определяется по уравнению (11), а меняется только сопротивление регулирующего органа, например, дросселя, и оно должно быть значительно больше сопротивления всей трассы.

Тогда, пользуясь этим положением, считаем, что изменение сечения проходного отверстия регулирующего органа (дросселя) вызывает изменение скорости масла в этом сечении проходного отверстия, т. е.

$$v_x = v \frac{F_i''}{F_i'' - \Delta F_i} = v \frac{F_i''}{F_i},$$

где F_i'' — наибольшее сечение регулируемого проходного отверстия;

v — скорость масла в наибольшем сечении проходного сечения F_i'' отверстия;

v_x — текущая скорость масла в том же сечении;

F_i — текущее сечение регулируемого проходного отверстия.

С изменением скорости масла меняется и перепад давления. Так, если при наибольшей скорости масла этот перепад равен

$$\Delta p_1 = \xi_1 \gamma \frac{v^2}{2g},$$

то при некоторой текущей скорости перепад будет равен

$$\Delta p_x = \xi_x \gamma \frac{v_x^2}{2g}$$

Подставляя в уравнение для Δp_x соответствующие значения, получим

$$\Delta p_x = \Delta p_1 \frac{\xi_x}{\xi_1} \left(\frac{F_i''}{F_i'' - \Delta F_i} \right)^2 = \Delta p_1 \frac{\xi_x}{\xi_1} \left(\frac{Q_x}{Q''} \right)^2 \qquad (218)$$

где ξ_1 — наименьший коэффициент сопротивления отверстия;

ξ_x — текущий коэффициент сопротивления того же отверстия.

Текущий расход Q_x через дроссель и наибольший Q'', если принять во внимание суммарный коэффициент $\sum\zeta$ сопротивления трассы, соответственно будут

$$Q_x = F_i v_x = F_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{\Delta p_x}{\sum\zeta + \zeta_x}},$$

$$Q'' = F_i'' v = F_i'' \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{\Delta p_1}{\sum\zeta + \zeta_1}}.$$

Следовательно, относительный расход будет

$$\frac{1}{K_Q} = \frac{Q_x}{Q''} = \frac{1}{K_F} \sqrt{K_p \frac{\sum\zeta + \zeta_1}{\sum\zeta + \zeta_x}} \qquad (219)$$

где K_F — отношение сечений регулируемых проходных отверстий

$$K_F = \frac{F_i''}{F_i'};$$

K_p — отношение перепадов давлений в тех же отверстиях.

Далее, по заданной рабочей характеристике следует построить геометрическую характеристику. Для этого необходимы данные о потерях давления $\sum\zeta$ в трассах нагнетания и слива и заданная рабочая характеристика.

По этим двум характеристикам отыскивается третья — геометрическая.

При расчетах могут встретиться два случая, наиболее распространенные в станкостроении и машиностроении:

1. Постоянный перепад давления, т. е. $K_p = 1$; в таких случаях расход масла может меняться только за счет сопротивлений в трубопроводе и в отверстии, тогда [см. уравнение (219)]

$$\frac{1}{K_Q} = \frac{1}{K_F} \sqrt{\frac{\sum\zeta + \zeta_1}{\sum\zeta + \zeta_x}}. \qquad (220)$$

2. Наиболее часто встречаемый случай, когда сопротивления трубопровода и регулируемого отверстия постоянные, тогда

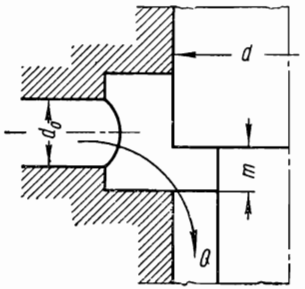
$$\frac{\Sigma\zeta+\zeta_1}{\Sigma\zeta+\zeta_x}=1$$

и поэтому

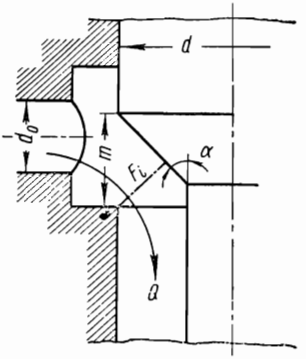
$$\frac{1}{K_Q}=\frac{1}{K_F}\sqrt{K_p}. \tag{221}$$

Наиболее распространенные геометрические формы сечений регулируемых проходных отверстий следующие:

1. Боковая поверхность цилиндра (фиг. 99). Текущее сечение проходного отверстия равно $F_i=\pi dm$. Наибольший подъем m''



Фиг. 99. Форма сечения проходного отверстия регулирующего органа — боковая поверхность цилиндра.



Фиг. 100. Форма сечения проходного отверстия регулирующего органа — боковая поверхность усеченного конуса.

регулирующего органа определяется из условия равенства площадей $\frac{\pi d_0^2}{4}=\pi dm''$, отсюда

$$m''=\frac{d_0^2}{4d}$$

В частном случае может быть $d=d_0$, тогда $m''=\frac{d_0}{4}$ Геометрическая характеристика в относительных величинах

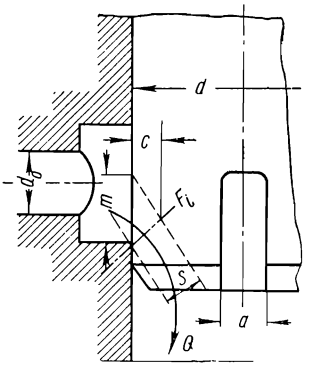
$$\frac{1}{K_F}=\frac{F_i}{F_i''}=\frac{4\pi dm}{\pi d_0^2}=4\,\frac{d}{d_0^2}\,m. \tag{222}$$

2. Боковая поверхность усеченного конуса (фиг. 100). Текущее сечение проходного отверстия $F_i=\pi d\sin\alpha m$, наибольший подъем при тех же условиях равенства площадей будет $m''=\frac{d_0^2}{4d\sin\alpha}$.

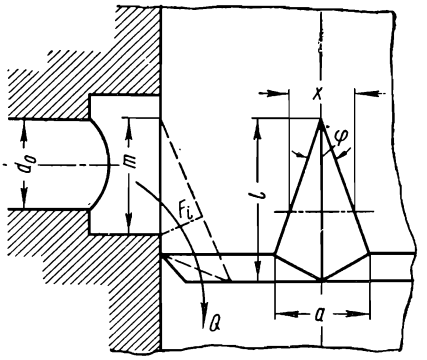
Относительная геометрическая характеристика такого сечения будет

$$\frac{1}{K_F} = \frac{F_i}{F_i''} = 4\,\frac{d}{d_0^2}\sin\alpha m. \tag{223}$$

Легко видеть, что форма боковой поверхности цилиндра является частным случаем боковой поверхности усеченного конуса, если положить в уравнениях (221) и (223) угол $\alpha = 90°$.



Фиг. 101. Форма проходного сечения — шлицы прямоугольного профиля.



Фиг. 102. Форма проходного сечения — шлицы треугольного профиля.

3. Шлицы прямоугольного профиля, равномерно расположенные на поверхности цилиндра (фиг. 101). Из чертежа следует $C = S\cos\alpha$; $S = m\sin\alpha$, следовательно, $C = m\cos\alpha\sin\alpha$.

Текущее проходное сечение для z шлицев

$$F_i = zam\cos\alpha\sin\alpha. \tag{224}$$

Наибольший подъем из условия равенства проходных сечений

$$m'' = \frac{\pi}{4}\,\frac{d_0^2}{za\cos\alpha\sin\alpha}, \tag{225}$$

$$\frac{1}{K_Q} = \frac{F_i}{F''} = \frac{4za\cos\alpha\sin\alpha}{\pi d_0^2}\,m. \tag{225а}$$

4. Шлицы треугольного профиля, равномерно расположенные на поверхности цилиндра (фиг. 102).

Текущее проходное сечение

$$F_i = \frac{zx\cos\alpha\sin\alpha m}{2},$$

и поскольку

$$x = 2m\,\mathrm{tg}\,\frac{\varphi}{2},$$

то

$$F_i = zm^2\,\mathrm{tg}\,\frac{\varphi}{2}\sin\alpha\cos\alpha. \tag{226}$$

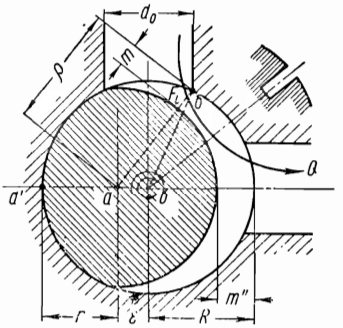
Наибольший подъем плунжера получается при $l = m$

$$l = m'' \sqrt{\frac{\pi d_0^2}{4z \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} \sin\alpha \cos\alpha}} = 0{,}886 d_0 \frac{1}{\sqrt{z \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} \cos\alpha \sin\alpha}}; \quad (227)$$

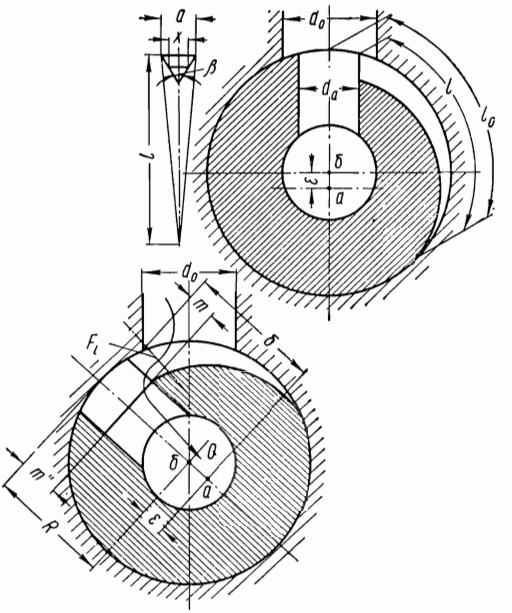
Относительная геометрическая характеристика будет

$$\frac{1}{K_F} = \frac{F_i}{F''} = \frac{1}{l^2} m^2. \quad (228)$$

5. Поворотный дроссель с проходным сечением в форме прямоугольника с эксцентрицитетом фиг. 103.



Фиг. 103. Прямоугольная форма проходного сечения дросселя.



Фиг. 104. Треугольная форма проходного сечения дросселя.

Угол поворота дросселя в пределах $\varphi = 0$ до $90°$ Обозначив радиус $ab = \varrho$; $ac = \varepsilon$; $bc = R$, где R — радиус стержня дросселя и радиус эксцентричной проточки $aa' = r$. Тогда текущий радиус $\varrho = R - m\cos\varphi$, а текущее открытие сечения дросселя будет $m = ab - aa' = \varrho - r$ или окончательно

$$m = R - m\cos\varphi - r = \varepsilon(1 - \cos\varphi) = 2\varepsilon \sin^2\frac{\varphi}{2}. \quad (229)$$

Поэтому текущее проходное сечение

$$F_i = bm = \varepsilon(1 - \cos\varphi)\, b = 2\varepsilon b \sin^2\frac{\varphi}{2}. \quad (230)$$

Наибольшее открытие дросселя будет при $\varphi = 90°$ и $m'' = \varepsilon$

$$\frac{\pi}{4} d_0^2 = bm'' = b\varepsilon. \quad (231)$$

Относительная геометрическая характеристика будет

$$\frac{1}{K_F} = \frac{F_i}{F''} \quad 1 - \cos\varphi = 2\sin^2\frac{\varphi}{2}. \tag{232}$$

6. Поворотный дроссель с проходным сечением в форме треугольника с эксцентрицитетом ε и углом поворота $\varphi = 0$ до 90° (фиг. 104).

Текущий радиус, как и прежде, $\varrho = R - m\cos\varphi$, и поэтому текущее открытие $m = \varepsilon(1 - \cos\varphi) = 2\varepsilon\sin^2\frac{\varphi}{2}$. Общая длина дуги (см. фиг. 104) равна $l_0 = \frac{\pi}{2}R$, рабочая длина равна разности $l = l_0 - \frac{d_a}{2}$ $l = \frac{1}{2}(\pi R - d_a)$. Основание треугольника профиля будет $a = (\pi R - d_a)\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}$ и поэтому текущее проходное сечение дросселя должно быть

$$F_i = x\frac{m}{2} = \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}m^2, \tag{233}$$

где x — текущее основание треугольника сечения проходного отверстия.

Наибольшее открытие m'' соответствует $\cos\varphi = 0$, т. е. $m'' = \varepsilon$. Тогда $\frac{\pi}{4}d_0^2 = \frac{1}{2}m''a = \frac{1}{2}m''(\pi R - d_a)\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}$ и поэтому

$$m'' = \frac{\pi d_0^2 \operatorname{ctg}\frac{\beta}{2}}{2(\pi R - d_a)} = \varepsilon.$$

Относительная геометрическая характеристика сечения

$$\frac{1}{K_F} = \frac{F_i}{F''} = \frac{\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}m^2}{\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}l^2} = \frac{1}{l^2}m^2. \tag{234}$$

§ 33. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ

Существующие методы расчета, применяемые в различных схемах дроссельного регулирования, являются, вообще говоря, упрощенными методами. В них совершенно не отражены те сложные физические явления, которые свойственны дроссельному регулированию, такие, например, как влияние вязкости масла, физических его свойств, влияние различных присадок в масле, острота кромок дроссельного отверстия. Недостаток в расчетных формулах особенно становится ощутимым, когда появляется необходимость расчета истечения через почти микронные проходные сечения аппаратов регулирования, резко меняющейся температуры масла и т. д. С такими вопросами обычно сталкиваются в гидрофицированных следящих системах, в автоматическом регулировании с применением гидроусилителей и т. д.

Натурные испытания таких процессов дросселирования весьма сложны и требуют много времени для их проведения и в то же время отличаются малой точностью. Речь может идти только об использовании точно (математически) сформулированной задачи, например, в виде систем линейных или нелинейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами и последующим их решением методами моделирования.

В настоящее время электронно-моделирующие установки на постоянном токе выпускаются нашей промышленностью серийно. Моделирующие установки предназначаются для исследования систем с небольшим числом степеней свободы, а также систем регулирования, имеющих в своих схемах обратные связи и нелинейные элементы.

Для моделирования линейных систем, имеющих большое число степеней свободы, а также систем, не имеющих обратных связей, гораздо быстрее можно исследовать процесс, если воспользоваться для моделирования блоками, собранными на пассивных элементах R, C и L. Действие этих элементов (R — сопротивление, C — емкость, L — индуктивность) основано на полной аналогии любых механических колебаний контура с электрическими колебаниями контура. Некоторые простейшие блоки пассивных элементов были показаны ранее (см., например, фиг. 13).

Для уменьшения габаритов моделирующей установки на пассивных элементах рекомендуется применять малогабаритные детали, например катушки индуктивности с ферритовыми сердечниками, отличающиеся высокой добротностью, конденсаторы малых габаритов и другую современную малогабаритную аппаратуру. Измерения напряжений и токов в электрических цепях пассивной моделирующей установки производятся ламповым вольтметром, а емкость и индуктивность измеряют любым универсальным мостом.

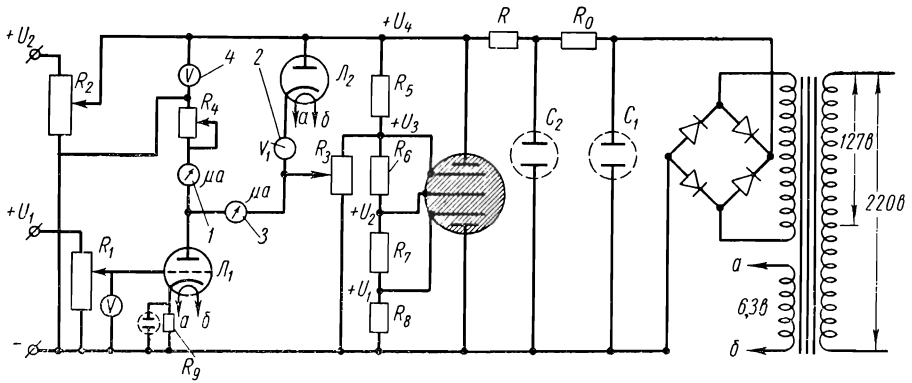
Для моделирования любого изучаемого процесса на электронной моделирующей установке необходимо собрать блок-схемы, и для этого необходимо провести довольно сложную подготовку, а именно: а) установить основные факторы, влияющие на работу реально существующего устройства, и одновременно составить схему расчета, в которой учитываются все влияющие факторы и параметры; б) составить дифференциальные уравнения, в которых учитываются все влияющие на процесс факторы, разработать метод определения искомых величин и проч.; в) на основе математического описания реального процесса заданную систему привести к удобному для моделирования виду, к так называемому машинному уравнению, обычно представляющему собой уравнение с некоторыми постоянными, т. е. заданными коэффициентами и некоторым количеством коэффициентов, могущих варьироваться в процессе исследования, в определенных пределах.

В моделирующее устройство обычно входят определенные блоки, такие, как блоки алгебраического суммирования, масштабные

блоки интегрирования и дифференцирования; поэтому уравнение должно иметь определенную форму, соответственно наличию блоков. Пример моделирования сложных процессов в гидрофицированных станках описан в литературе [43], [44].

В простейших случаях электромодулирующую схему дросселирования можно составить самостоятельно из нормальных деталей и приборов. Для этого необходимо подобрать соответствующие аналоги насоса, предохранительного клапана, дросселя, полезной нагрузки и т. д.

Так, например, аналогом предохранительного клапана могут быть диоды, кенотроны — 6Ц3, 6Ц4, 5Ц4 и т. д., а также полупровод-



Фиг. 105. Схема моделирования дросселирования потока масла «на входе».

ники ДГЦ. Можно для тех же целей использовать и любой триод, включив его диодом. Аналогом насоса может быть триод, пентод.

На фиг. 105 показан пример такой упрощенной моделирующей схемы, как аналог дроссельного регулирования скорости на входе. Лампа — триод $Л_1$ — аналог насоса. Если регулировать сопротивление R_1, то будут изменяться напряжение и ток; следовательно, эта же лампа может быть и аналогом регулируемого насоса.

Аналогом предохранительного клапана является лампа — диод $Л_2$ совместно с сопротивлением R_3 — аналогом пружины предохранительного клапана. Изменение сопротивления R_3 вызывает изменение напряжения до определенной величины и тогда диод начинает пропускать ток, поддерживая заданное напряжение на определенном уровне.

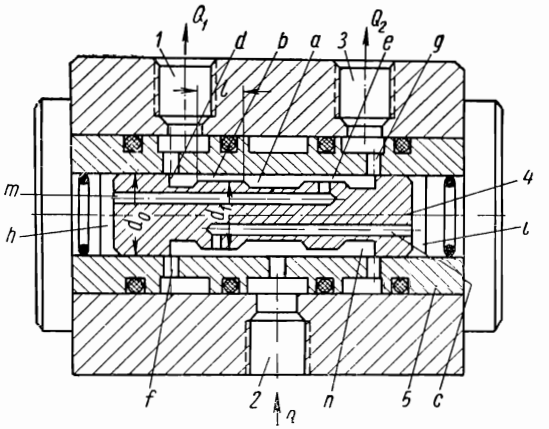
Аналог дросселя на входе — потенциометр R_4, подключенный к сопротивлению R_2 — аналогу силового органа с нагрузкой (напряжением U_2), измеряемой вольтметром *4*. Ток, проходящий через сопротивление R_4 (дроссель) и сопротивление R_2 (силовой орган), измеряет амперметр *1*, а напряжение — аналог давления — измеряет вольтметр *2*; ток через лампу $Л_2$ (предохранительный клапан) измеряет амперметр *3*.

Если от выпрямителя требуется получить несколько различных напряжений, то удобно применить делитель напряжений (фиг. 105). Для поддержания постоянства выпрямленного напряжения необходима стабилизация напряжений U_4; U_3; U_2; U_1.

Аналогично можно составить и другие разновидности моделирования дроссельных схем, а если необходимо, то с учетом сопротивления трубопровода, изменения вязкости масла и т. д.

§ 34. СИНХРОНИЗАЦИЯ СКОРОСТЕЙ СИЛОВЫХ ОРГАНОВ

Для синхронизации скоростей силовых поршней или гидромоторов применяют делители расхода. Такие аппараты обеспечивают синхронное перемещение нескольких силовых органов, находящихся под действием различных по величине нагрузок. При этом необходимыми условиями для соблюдения синхронизации являются одинаковые размеры силовых органов, т. е. диаметры силовых поршней в случае поступательного движения и расход масла на оборот гидромоторов в случае вращательного движения.



Фиг. 106. Схема дроссельного делителя расхода масла насоса.

Расчет показывает, что если, например, в системе с двумя силовыми поршнями ($D \approx 50$ *мм*) диаметр одного из них будет на один миллиметр больше другого, то поршень с меньшим диаметром будет перемещаться на 5% быстрее поршня с бóльшим диаметром. Отсюда следует, что, комбинируя диаметры силовых поршней в заданном отношении, возможно обеспечить их перемещение на различные длины хода в заданное время.

Наибольшее распространение получили дроссельные делители расхода жидкости насоса (фиг. 106), в котором масло от насоса под постоянным давлением подается через отверстие *2* в полость *a*, и далее двумя параллельными трассами через кольцевые зазоры *в* и *е* масло проходит в полости *d* и *n*. Далее через дросселирующие отверстия *f* и *g* масло проходит к отверстиям *1* и *3*, соединенным с двумя силовыми органами. Полости *h* и *i* продольными отверстиями *c* и *m* в плунжере *4* соединены с кольцевыми зазорами *в* и *е*.

Если нагрузка на силовые органы одинакова, то и давления в трассах *1* и *3* и в полостях *h* и *i* одинаковы и поэтому плунжер *4* будет находиться в среднем положении. Если в трассе *1* нагрузка увеличится (в результате увеличения давления на силовой орган), то давление увеличится и в кольцевом зазоре *в*; повышение давления

через отверстие *c* передастся в полость *i* и плунжер *4* делителя расхода масла переместится влево. Сечение проходной щели дросселя *f* возрастет, а сечение проходной щели дросселя *g*, наоборот, уменьшится. Это вызовет уменьшение давления в полости *d* и повышение давления в полости *e*.

Давление в полостях будет изменяться до тех пор, пока перепад давления в полостях *a* и *d* не станет равным перепаду давления в полостях *a* и *e*, это равенство в перепадах давления обеспечивает одинаковый расход масла в трассах *1* и *3* и одинаковые скорости перемещения силовых органов.

При повышении давления в трассе *1* до величины давления в трассе *2* силовой орган этой трассы остановится, а плунжер *4* сместится влево настолько, что сечение проходной щели дросселя *g* перекроется и второй силовой орган также остановится.

На ошибку деления расхода масла большое влияние оказывает время срабатывания плунжера *4* делителя расхода; уменьшение времени достигается уменьшением площади плунжера *4*, уменьшением его веса и величины его хода. Ход плунжера *4* уменьшают тем, что сечения проходных щелей дросселей *f* и *g* образуют за счет количества отверстий (небольшого диаметра) и располагают их равномерно по окружности втулки *5*.

Диапазон изменения расхода масла через делитель не должен превышать 1 2, тогда ошибка гарантирована не более 4%. Увеличение расхода через делитель (больше указанной нормы) понижает к. п. д. системы, а уменьшение расхода (ниже определенной величины) резко увеличивает ошибку деления.

Замечено также, что на точность деления расхода масла оказывает влияние упругость системы, в основном сжимаемость масла, а также объемные потери. Поэтому рекомендуется для уменьшения влияния указанных выше факторов монтировать делитель расхода масла возможно ближе к силовым органам.

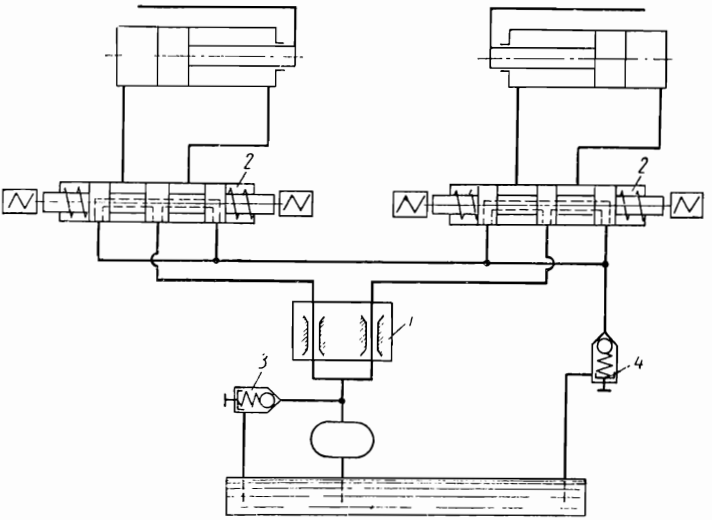
Такие делители расхода масла можно применять для любых комбинаций скоростей синхронный ход вверх двух поршней, а обратный ход несинхронный; синхронные скорости в обоих направлениях; синхронный ход двух силовых поршней с различными нагрузками; синхронный ход двух поршней в определенном отношении и др. На фиг. 107 показано применение дроссельного делителя расхода масла *1* для синхронного перемещения двух силовых поршней в обоих направлениях.

Управление циклом осуществляется двумя трехпозиционными золотниками *2* мод. 6Г-73. Подобные золотники, как известно, при средних положениях отключают расход масла насоса на бак (в данной схеме через делитель расхода масла), а полости силового цилиндра в это время перекрыты и поэтому силовые поршни остановлены.

В некоторых случаях, например, когда расстояние между силовыми поршнями небольшое и когда требуется более точная синхронизация перемещений силовых поршней и пр., штоки силовых поршней жестко связывают рычажной системой (фиг. 108), а послед-

нюю с плунжерами осевых дроссельных делителей расхода масла *3* и *4* насосов. Делитель расхода масла *3* обслуживает (делит) поток масла, поступающий в верхние полости силовых цилиндров, а делитель *4* делит поток масла, идущий в нижние полости цилиндра при подъеме поршней вверх.

Если, например, поршень *1* силового цилиндра будет перемещаться вниз ускоренно, то через действие рычажной системы плунжер делителя расхода масла переместится вправо (и это перемещение



Фиг. 107. Гидравлическая схема с применением дроссельного делителя расхода:
1 — дроссельный делитель расхода; *2* — трехпозиционные золотники мод. 6Г-73; *3* — предохранительный клапан мод. Г52; *4* — подпорный клапан.

будет ускоренное, поскольку передаточное отношение рычагов *5* и *6* больше единицы), отверстие делителя *3* к силовому цилиндру *2* увеличится, а отверстие к цилиндру *1* наоборот уменьшится. Поэтому поршень цилиндра *1* замедлит скорость, а поршень *2* в то же время ее несколько увеличит. Клапаны у силовых цилиндров и у делителей расхода *3* и *4* предназначаются для предохранения перемещающихся частей в прямом и обратном направлениях.

Для расчета сечений проходных (см. фиг. 106) дросселирующих щелей *b* и *e* можно пользоваться уравнениями

$$\Delta p = \gamma \frac{v^2}{2g} (1 + \xi_0),$$

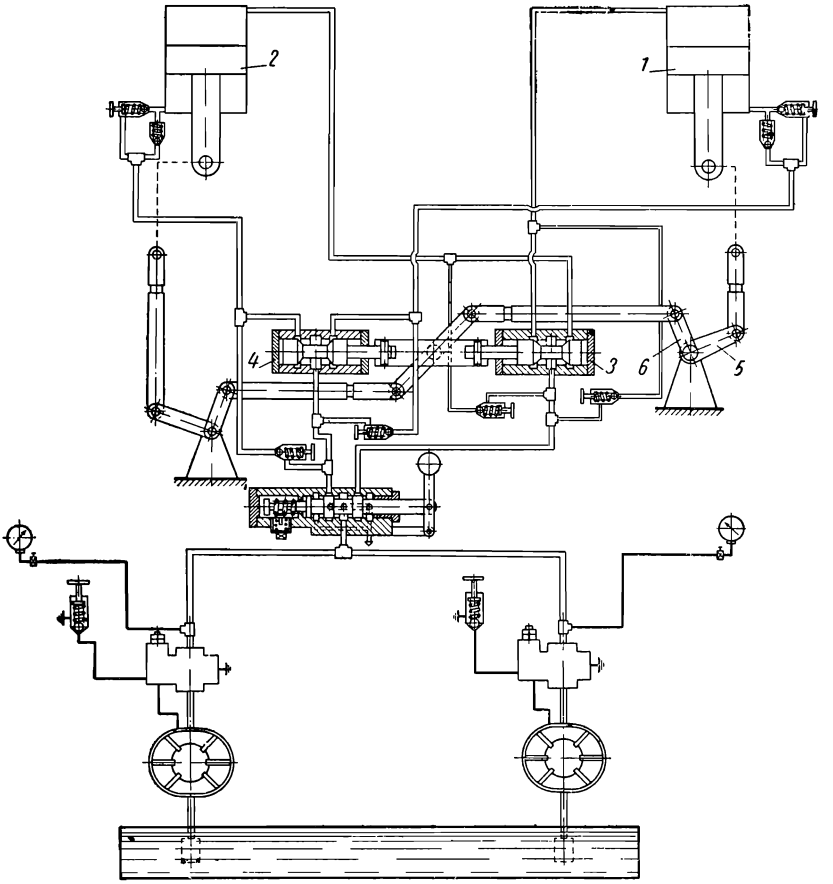
где v — скорость масла в дросселирующей щели;

ξ_0 — коэффициент сопротивления, равный $\xi_0 = 0{,}01 \frac{\nu (l + 0{,}6)}{0{,}03}$ [26];

l — длина щели в *см*;

γ — кинематическая вязкость в *см*^{2}/*сек*.

Выбрав число Рейнольдса $\mathrm{Re} < 2300$, определяют среднюю скорость масла в дросселирующей щели, воспользовавшись уравнением $v = \frac{\nu \mathrm{Re}}{2\left(\frac{d_0}{2} - \frac{d_1}{2}\right)}$, где ν — кинематическая вязкость масла в $см^2/сек$.



Фиг. 108. Схема синхронизации скорости с применением двух дроссельных делителей.

Наконец, применяя уравнение потери напора для ламинарного движения $\Delta p = \gamma\lambda \frac{lv^2}{(d_0 - d_1)\,2g}$ определяют либо необходимую длину дросселирующей щели, либо необходимую разность в диаметрах $(d_0 - d_1)$ плунжера *4* и отверстия для него (см. фиг. 106).

Далее производят расчет дросселей по методу, изложенному в § 31.

ГЛАВА VI

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ОРГАНА

§ 35. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Автоматизация является решающим фактором дальнейшего технического прогресса и дает возможность поднять на новую высшую ступень прогресса не только отдельные технологические операции и процессы, отдельные цехи, но и создать полностью автоматизированные предприятия.

Технический прогресс страны и ее производственная мощь определяются именно техническим уровнем, энерговооруженностью труда и культурой станкостроения.

Одним из методов повышения производительности труда является механизация, т. е. частичная или полная замена физического труда машинами и механизмами. Если автоматизация осуществлена на всех участках производства, то это комплексная автоматизация, т. е. такая ступень автоматизации, когда ручной труд на основных и вспомогательных операциях заменяется машинами. Уровень автоматизации производства может быть значительно расширен введением автоматических измерительных устройств, автоматизации смазки механизмов, автоматическим выбором оптимальных рабочих режимов и т. д. В связи с этим все автоматические устройства в машиностроении принято делить на: а) устройства автоматического контроля; б) устройства защиты и активного контроля; в) устройства для автоматического регулирования и управления.

Устройства автоматического контроля освобождают человека от наблюдения за технологическим процессом, и обычно в тех случаях, когда требуется высокая точность контроля, контроль очень сложен, контролируемая величина измеряется с большой точностью, превышающей возможности человека.

Автоматические устройства защиты оказывают воздействие, полностью или частично, на защищаемый элемент при наличии предельного значения.

Устройства автоматизации и управления имеют автоматический пуск и останов, а также реверс станков и машин по заранее заданным условиям. Это — самая большая проблема автома-

тики. Такие устройства имеют три основных метода управления: релейный, импульсный и непрерывный; причем импульсный и релейный методы управления обычно относят к так называемым прерывистым (дискретным) системам управления. Релейные системы по своему принципу действия есть нелинейные системы. Линейность импульсных систем определяется линейностью статических характеристик звеньев системы.

Для релейных схем регулирования важно время срабатывания реле, зависящее от типа реле и его конструкции. Так, электромагнитное реле замедленного действия имеет время срабатывания $t_{ср} = 1 \div 0{,}15$ *сек*; быстродействующее $t_{ср} = 0{,}05 \div 0{,}001$ *сек*; нормальное $t_{ср} = 0{,}05 \div 0{,}15$ *сек*.

Потребляемая мощность маломощных электромагнитных реле составляет $P \leqslant 1$ *вт*, реле средней мощности $P < 1 \div 10$ *вт* и более мощных реле $P > 10$ *вт*.

Из гидравлических реле наибольшее распространение получили реле времени (с временем срабатывания 0,5—300 *сек*), реле давления, реле замедления. В некоторых случаях исполнять функции реле времени могут золотники управления с гидравлическим управлением, в которых, как известно, можно регулировать время срабатывания в довольно широких пределах, но, правда, с большим разбросом во времени.

В импульсных системах управления непрерывная входная величина преобразуется в последовательные импульсы с постоянным периодом, но с переменным напряжением (или давлением в гидрофицированных системах).

В некоторых случаях удобно, как, например, в шаговых двигателях, уровень импульсов иметь постоянным и с постоянным периодом, но их длительность — переменной.

Непрерывные системы регулирования получили самое большое распространение и обычно разделяются (в зависимости от принципа регулирования, взаимодействия нагрузки и параметра регулирования) на пропорциональные, статические, астатические, изодромные и комбинированные.

В пропорциональном регулировании должна быть обеспечена зависимость между регулируемым параметром и регулирующим органом, т. е. должна быть обеспечена зависимость между регулируемым параметром и нагрузкой. Примером такого регулирования является регулирование расхода масла насоса переменной производительности. Устойчивости при пропорциональном регулировании добиваются изменением неравномерности, которая сильно зависит от емкости системы регулирования. Чем больше емкость, тем меньше неравномерность. При небольшой емкости системы неравномерность регулирования уменьшают изменением передаточного отношения в обратной связи.

При статическом регулировании при любом нарушении режима работы станка регулируемый параметр устанавливается в новое положение и, таким образом, каждому значению регулируемого

параметра будет соответствовать одно единственное положение регулирующего органа.

Любой статический регулятор всегда обладает некоторой абсолютной статической ошибкой, которая определяет неравномерность регулирования. Примером статического регулятора являются стабилизаторы скорости мод. Г55-1, Г55-2, Г55-3 гидрофицированных станков. Регулирующий орган имеет наименьшее положение и наибольшее, соответственно наименьшему и наибольшему расходу рабочей жидкости. Абсолютная статическая ошибка Δm регулятора равна разности между текущим положением регулирующего органа m и номинальным его положением m_0, т. е. $\Delta m = m - m_0$. Относительная статическая ошибка будет $\frac{\Delta m}{m_0}$. Следовательно, неравномерность системы статического регулирования будет

$$\delta = \frac{m_{mx} - m_{mn}}{m_0}.$$

При астатическом регулировании регулируемый параметр всегда возвращается к заданному значению независимо от величины вносимого возмущения. Таким образом, этот вид регулирования не имеет какой-либо связи между положением регулирующего органа и величиной параметра регулирования, и в силу этих особенностей астатическое регулирование не имеет никаких стабилизирующих устройств. Примером такого регулирования может служить регулирование на постоянное потребление мощности (см. фиг. 92).

Астатическое регулирование в теории автоматического регулирования считается основным видом регулирования, легко поддающимся переводу в другой вид регулирования. Так, например, если в схему астатического регулирования ввести жесткую обратную связь, то такое регулирование будет уже пропорциональным. Введение упругой обратной связи делает астатический регулятор изодромным и т. д.

Однако следует иметь в виду, что астатическое регулирование возможно применять только при медленных изменениях нагрузки и малой емкости системы регулирования, а также при наличии самовыравнивания.

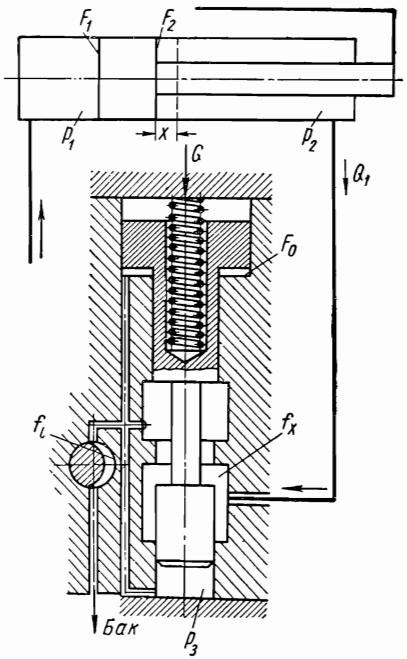
Изодромное регулирование является по существу совокупностью пропорционального и астатического регулирования. Оно обычно применяется при резко меняющихся нагрузках, малых емкостях гидросистем, в системах без самовыравнивания и пр. В изодромном регулировании нет остаточной неравномерности и поэтому некоторые авторы относят изодромное регулирование к астатическому регулированию.

Таким образом, задачей автоматического управления и регулирования является поддержание заданных параметров регулируемых объектов (например, привода главного движения, привода подач и других силовых органов) в определенных пределах, обеспечивающих наибольшую эффективность регулируемых объектов.

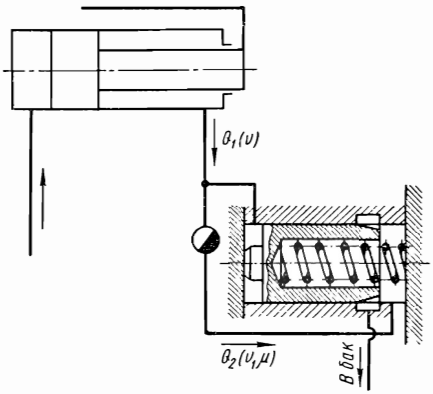
В любом регулируемом объекте, как известно, происходит непрерывное преобразование одного вида энергии в другой. Так, например, в гидрофицированных станках энергия давления преобразуется в скорость, перемещение или ускорение.

Уровень количества непрерывно меняющейся энергии в объекте регулирования зависит от выбранных регулируемых параметров рабочего процесса и емкости гидросистемы. А природа выбранных параметров регулирования определяется видом преобразуемой энергии. Так, в системах с электрорегулированием параметрами регулирования будут: напряжение, сила тока, сопротивление, индуктивность и пр., а в системах с гидравлическим управлением — различные виды дросселирования.

Если расход энергии в регулируемом объекте равен притоку



Фиг. 109. Схема стабилизации скорости с применением стабилизатора скорости мод. Г55.



Фиг. 110. Схема стабилизации скорости фирмы «Ex-cell-o».

ее в объект, то параметры регулирования не меняются. При нарушении этого равновесия параметры регулирования меняются, и это изменение происходит тем быстрее, чем меньше емкость гидросистемы и меньше ее аккумулирующая способность и чем больше превышает приток энергии и ее потребление.

Обозначим:

Q_1 — расход масла, поступающий к органу регулирования (приток энергии);

Q_2 — расход масла, потребляемый органом регулирования (расход энергии);

ν — регулируемый параметр;

μ — параметр регулирующего органа.

Расходы Q_1 и Q_2 зависят от параметра регулирования ν, а один из этих расходов или оба расхода зависят и от параметра регулирующего органа μ. Так, например, в стабилизаторах скорости мод. Г55 (фиг. 109) расход Q_1 зависит от параметров ν и μ, а расход Q_2 зависит только от параметра ν. В стабилизаторах скорости фирмы «Ex-cell-o» (фиг. 110), наоборот, расход Q_2 зависит от двух параметров — ν и μ.

Система автоматического регулирования представляет собой замкнутую систему, поддерживающую заданный режим работы регулируемого объекта. Поскольку каждое звено системы регулирования способно аккумулировать энергию, то любые внешнее и внутреннее возмущения, вносимые в систему, будут всегда вызывать переходные процессы различной длительности и этим нарушать нормальную работу регулирования. Поэтому ни одна конструкция автоматического регулирования, какой бы совершенной она ни была, не в состоянии уничтожить переходные процессы и на основе этого обеспечить стабильность регулирования системы. Следовательно, любая система автоматического регулирования всегда склонна к возбуждению автоколебаний на переходных процессах и в связи с этим основной задачей теории регулирования является изучение вопросов, связанных с устойчивостью процессов регулирования.

В машиностроении наиболее распространены одноемкостные объекты регулирования с двумя координатами; поэтому переходим к их анализу. При установившемся режиме, например для схемы стабилизации скорости по фиг. 109, имеем

$$Q_{1.0}(\nu, \mu) = Q_{2.0}(\nu), \tag{235}$$

где индекс 0 характеризует установившийся режим.

При нарушении равновесия в результате, например, уменьшения полезной нагрузки притекающий расход Q_1 будет больше расхода Q_2, потребляемого регулируемым органом; тогда для этого неустановившегося режима можем написать

$$\vartheta \frac{d\nu}{dt} = Q_1(\nu, \mu) - Q_2(\nu) = \Omega, \tag{236}$$

где ν — некоторая величина, характеризующая качество процесса регулирования, являясь как бы показателем внутреннего режима (следовательно, эта величина должна зависеть от вида преобразуемой энергии в системе регулирования);

Ω — показатель, характеризующий энерговоздействие на процесс регулирования, являясь количественным показателем процесса регулирования;

ϑ — характеризует собственные свойства объекта регулирования. Так, для привода поступательного движения величина ϑ будет характеризовать приведенную массу m, для привода вращения ϑ — приведенный момент инерции J. Таким образом, ϑ характеризует инерционность системы и его обычно называют коэффициентом емкости.

Из уравнения (236) имеем

$$\frac{d\nu}{dt} = \frac{\Omega}{\vartheta}. \tag{237}$$

Из этого уравнения получается

$$\vartheta = \frac{1}{\nu}\int \Omega\, dt,$$

$$\nu = \frac{1}{\vartheta}\int \Omega\, dt.$$

Подынтегральные выражения характеризуют поток энергии (или вещества), проходящий через объект регулирования за время dt. Для поступательного движения это может быть расход жидкости, поступающей в силовой орган (qdt) или импульс силы (Pdt). Для вращательного движения это может быть импульс момента Mdt.

Запас аккумулированной энергии в объекте регулирования (так называемая емкость объекта), если не меняются свойства объекта регулирования, т. е. коэффициент характеризующий эти свойства, остается постоянным

$$A = \vartheta \int_{\nu_1}^{\nu_2} d\nu;$$

следовательно,

$$A = \vartheta\nu. \tag{238}$$

Для привода вращения емкость объекта регулирования характеризует момент количества движения $A = J\omega$. Для привода поступательного движения $A = mv$ — количество движения. Для капельной жидкости $A = F_1\nu$. Теория автоматического регулирования, как известно, построена на линейных уравнениях, в то время как, например, уравнение (236) нелинейное, поскольку функции расходов Q_1 и Q_2 зависят от многих нелинейных параметров. В рассматриваемом примере функции расходов Q_1 и Q_2 с целью упрощения показаны зависящими только от двух параметров.

Поэтому для целей исследования систем автоматического регулирования всегда пользуются так называемой линейной моделью, и для перевода реальной системы в линейную модель пользуются разложением в ряд Тейлора входящих в уравнение переменных по степеням их приращений. При этом порядком малых величин, выше первого, пренебрегают, а следовательно, предполагают, что система будет иметь малые отклонения от устойчивого равновесия.

В таком случае принимаем:

$$\nu = \nu_0 + \Delta\nu,$$

$$\mu = \mu_0 + \Delta\mu,$$

где $\Delta\nu$ и $\Delta\mu$ — приращения.

Следовательно, пользуясь разложением в ряд Тейлора, имеем

$$Q_1 = Q_{1.0} + \frac{\partial Q_1}{\partial \nu}\Delta\nu + \frac{\partial Q_1}{\partial \mu}\Delta\mu +$$

$$Q_2 = Q_{2.0} + \frac{\partial Q_2}{\partial \nu}\Delta\nu +$$

Подставляя эти значения в уравнение (236), получаем

$$\vartheta\frac{\Delta d\nu}{dt} + \left(\frac{\partial Q_2}{\partial \nu} - \frac{\partial Q_1}{\partial \nu}\right)\Delta\nu = \frac{\partial Q_1}{\partial \mu}\Delta\mu.$$

Введем безразмерные, относительные, величины:

$$\Delta\nu = \nu_0\alpha; \quad \Delta\mu = \mu_0\beta.$$

И тогда уравнение принимает следующий вид:

$$\vartheta\nu_0\frac{d\alpha}{dt}\cdot\frac{1}{\frac{\partial Q_1}{\partial \mu}\mu_0} + \frac{\alpha\nu_0}{\mu_0\frac{\partial Q_1}{\partial \mu}}\left(\frac{\partial Q_2}{\partial \nu} - \frac{\partial Q_1}{\partial \nu}\right) = \beta.$$

Обозначим:

$\vartheta\frac{\nu_0}{\mu_0}\cdot\frac{1}{\frac{\partial Q_1}{\partial \mu}} = T_0$ — так называемая постоянная времени объекта регулирования, т. е. время, затрачиваемое на заполнение, при расходе $Q_2 = 0$, емкости объекта регулирования, до положения установившегося состояния;

$\frac{\nu_0}{\mu_0\frac{\partial Q_1}{\partial \mu}}\left(\frac{\partial Q_2}{\partial \nu} - \frac{\partial Q_1}{\partial \nu}\right) = \sigma$ — коэффициент саморегулирования, характеризующий внутренние свойства объекта регулирования.

Поэтому окончательно:

$$T_0\frac{d\alpha}{dt} + \sigma\alpha = \beta. \tag{239}$$

В некоторых случаях, когда задана статическая характеристика объекта регулирования, а также при анализе систем, имеющих усилительные звенья, вводится в уравнение (239) коэффициент усиления, равный $K = \frac{1}{\sigma}$, тогда уравнение (239) примет несколько другую форму:

$$T\frac{d\alpha}{dt} + \alpha = K\beta, \tag{239а}$$

где $T = \frac{T_0}{\sigma}$.

Решение уравнения (239) будет

$$\alpha = \frac{\beta_0}{\sigma}\left(1 - e^{-\frac{\sigma}{T}t}\right) \tag{240}$$

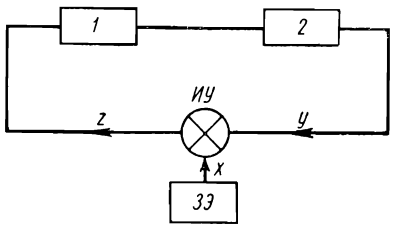
Если коэффициент саморегулирования $\sigma < 0$, то объект регулирования не обладает саморегулированием и поэтому необходимы стабилизирующие устройства.

В уравнение (240) β_0 — относительный параметр регулирующего органа, соответствующий установившемуся состоянию системы, т. е. при неменяющейся полезной нагрузке.

Если необходимо повысить быстродействие регулирующего органа, например, при малой чувствительности органа регулирования, по условиям контроля заданного технологического процесса, то вводят регулирование по производным от регулируемого параметра, т. е. по скорости и ускорению.

§ 36. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УСИЛИТЕЛЬ И СЛЕДЯЩАЯ СИСТЕМА

В автоматическом регулировании почти во всех отраслях машиностроения широко применяются гидроусилители, — гидравлические механизмы, обладающие долговечностью, надежностью, быстродействием и большим коэффициентом усиления при сравнительно малых габаритных размерах.



Фиг. 111. Блок-схема гидроусилителя.

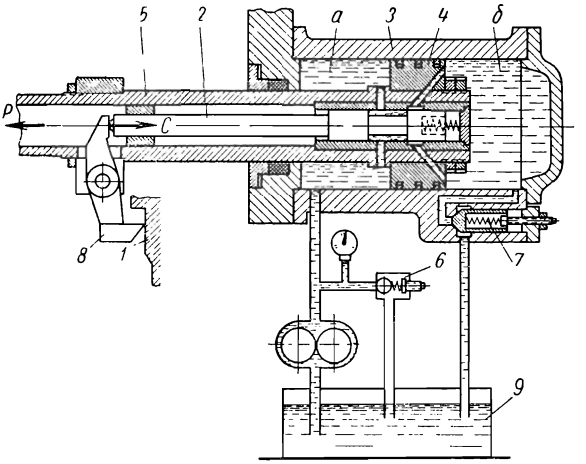
В станкостроении преимущественное распространение получили гидроусилители с золотниковым (дроссельным) управлением, благодаря своей конструктивной простоте, весьма малым габаритам и большой чувствительности. Струйное управление гидроусилителями в станкостроении почти не применяется.

Гидроусилители всегда имеют (фиг. 111) измерительное устройство *ИУ* (или чувствительный элемент), которое сравнивает (или измеряет) два положения: требуемое x, вырабатываемое задающим элементом *ЗЭ*, и существующее положение y, отрабатываемое исполнительным (или силовым) органом *2*. Разность сигналов $x - y = z$ является рассогласованием (или ошибкой) слежения. Сигнал ошибки поступает в усилительное (преобразующее) устройство *1*. Измерительное устройство всегда имеет два входа y и x и один выход z.

Такая простейшая схема (см. фиг. 112) слежения применяется в копировальных однокоординатных станках. Задающим элементом в этих схемах является копир *1* (фиг. 112), чувствительным элементом — золотник управления *2*, усилительным органом — силовой цилиндр *3*. Шток силового цилиндра *3* с закрепленным резцом является исполнительным органом *5*.

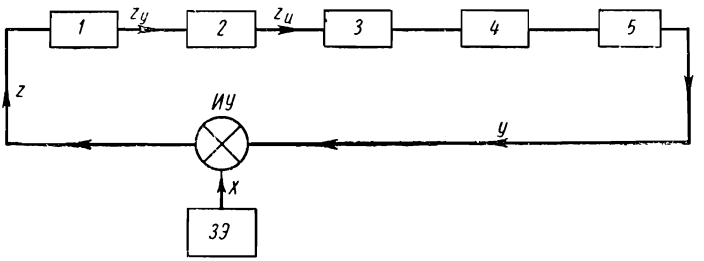
Давление масла p, создаваемое насосом, передается в полость *а* и поддерживается постоянным и равным натяжению пружины предохранительного клапана *6*. Противодавление в полости *б* ограничивается подпорным клапаном *7*

Рычаг *8* одним своим концом скользит по копиру *1*, а вторым концом упирается в торец управляющего золотника *2*. Если золотник *2* переместится вправо, то полости *б* и *а* соединятся, и поскольку площадь поршня *4* со стороны полости *б* больше, чем со стороны полости *а*, то он переместится влево. Расход масла из насоса при движении поршня в левую сторону будет стравливаться в бак *9*.



Фиг. 112. Схема однокоординатного копирования.

Гидроусилители получили большое распространение также в схемах электрогидравлических систем автоматического регулирования (фиг. 113). Задающий элемент *ЗЭ* может быть датчиком тензометри-



Фиг. 113. Блок-схема слежения с однокромочным золотником.

ческим, емкостным, индуктивным, в некоторых случаях удобно применять потенциометр.

Задающий элемент либо должен поддерживать регулируемый параметр неизменным, либо устанавливать его в определенной зависимости в отношении к другим параметрам, либо, наконец, управлять регулируемым объектом по определенной программе.

Передаточная функция любого электрического датчика будет

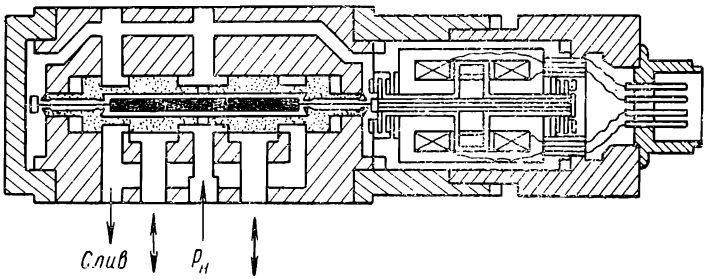
$$W(p) = \frac{K}{T_1 p + 1},$$

где K — коэффициент усиления;

T_1 — постоянная времени датчика.

Отклонение регулируемого параметра y от заданного значения x измеряет измерительный элемент *ИУ* и одновременно сигнал ошибки $z = x - y$ преобразовывает в вид энергии, наиболее удобный для подачи сигнала ошибки к усилителю *1* (см. фиг. 113), так как сигнал z всегда бывает недостаточен для приведения в действие регулируемого объекта.

Усилитель только усиливает слабый сигнал, но никакой передачи энергии здесь не происходит. Поэтому усилительное (преобразующее) устройство всегда имеет самостоятельный источник энергии.



Фиг. 114. Электромеханический преобразователь.

Усиленный сигнал z_y рассогласования поступает в электромеханический преобразователь *2*, который преобразует электрический сигнал в механическое перемещение органа регулирования насоса, например золотника управления *6* (см. фиг. 135). Преобразователем *2* может быть электродвигатель постоянного тока малой мощности $P = 13 \div 220$ *вт*, типа СЛ; двухфазные асинхронные электродвигатели переменного тока, мощностью $P = 0{,}67 \div 4{,}6$ *вт* типа АСМ, а также различные конструкции специальных преобразователей (фиг. 114), соединенные непосредственно с золотником управления гидроусилителя.

Электродвигатели АСМ обладают высокой надежностью, малым моментом трения, в силу отсутствия щеток, а следовательно, большой чувствительностью и поэтому они требуют усилителя *2* (см. фиг 113) небольшой мощности.

Передаточная функция электродвигателя постоянного тока типа СЛ будет

$$W(p) = \frac{\varphi}{U} = \frac{K}{T_1 T_2 p^3 + T_1 p^2 + p}.$$

Передаточная функция электродвигателя переменного тока типа АСМ

$$W(p) = \frac{\varphi}{U} = \frac{K}{T_1 p^3 + p^2},$$

где φ — угол поворота вала электродвигателя;

U — напряжение тока;

K — коэффициент усиления. Берется из графика скоростной характеристики, как тангенс угла наклона $\operatorname{tg} \alpha = K$;

T_1 — электромеханическая постоянная времени $T_1 \approx 0{,}05 \div 0{,}15$ *сек* в зависимости от параметров электродвигателя;

T_2 — электромагнитная постоянная времени, характеризующая длительность переходного процесса в электрической магнитной цепи, $T_2 \ll T_1$.

p — знак дифференцирования, $p = \frac{d}{dt}$

Преобразованный в перемещение сигнал поступает к золотнику управления *2* (см. фиг. 112) гидроусилителя *3*; поршень *1* последнего соединен с механизмом регулирования *4* расходом масла и поэтому переместит его (статор или шайбу), а следовательно, и объект регулирования *5* в соответствии с сигналом на определенную величину.

Таким образом, следящая система является замкнутой системой управления, с направленными связями; причем работа последующего элемента не влияет непосредственно на работу предыдущего. В такой замкнутой системе осуществляется постоянное сравнение заданного положения x с существующим положением у объекта регулирования. Для осуществления такого сравнения предусмотрена отрицательная обратная связь, выполненная таким образом, что выходная координата y объекта регулирования *5* подается на измерительное устройство (см. фиг. 113).

Поскольку следящая система не производит работы, а следовательно, и не передает энергии, а только управляет объектом регулирования, то важное значение имеет не мощность сигнала задающего элемента, а информация об этом сигнале.

В следящих системах непрерывного слежения, получивших наибольшее распространение в станкостроении, сигнал управления появляется одновременно с появлением рассогласования, и он пропорционален величине рассогласования. Но слабым сигналом управлять нельзя и требуется его усиление. Однако при большом усилении, а значит и большом рассогласовании, объект регулирования может по инерции переходить положение согласования и потерять устойчивость. Поэтому следящей системе свойственна колебательность. Для гашения колебаний предусматривают различные стабилизирующие устройства (отрицательные обратные связи, дифференцирующие контуры и пр.). В процессе слежения положения задающего элемента и объекта регулирования всегда будут различны, и разность $z = x - y$ является сигналом, управляющим

движением всей системы. Естественно, чем меньше ошибка слежения $z = x - y$, тем точнее слежение. Точность слежения в большой степени также зависит от крутизны характеристики управляющего золотника, т. е. от приращения перепада давления, приходящегося на единицу рассогласования, а также от характеристик (статической и динамической) объекта регулирования и объемных потерь в системе.

Различают статическую ошибку слежения $\delta_{ст}$, обусловленную силами статического трения, и динамическую ошибку $\delta_{дн}$, зависящую от скорости слежения, инерционности элементов системы и коэффициента ее усиления.

Усилитель характеризуется коэффициентом усиления K_p, равным отношению выходной силы P к входной силе C. Применительно к гидроусилителям этого типа отношения тяговой силы P к силе на штоке управляющего золотника (см. фиг. 112)

$$K_p = \frac{P}{C}.$$

Сила на перемещение золотника управления зависит от сил трения, гидродинамических сил, действующих на торец пояска управляющего золотника со стороны потока масла, и сил инерции, зависящих от веса золотника и его ускорения.

В рабочем диапазоне характеристика усилителя должна быть линейной и обеспечивать кратковременный переходной процесс, т. е. система должна обладать очень малой инерционностью.

Коэффициент усиления K_p гидравлического усилителя обычно бывает до $K_p \leqslant 10\,000$, а качество усилителя оценивается добротностью $D = \frac{K_p}{T}$, где T — постоянная времени, равная отношению инерционного запаздывания Y_0 силового поршня, к скорости v перемещения управляющего золотника, т. е.

$$T = \frac{Y_0}{v} = 0{,}005 \div 0{,}01 \text{ сек}.$$

Постоянную времени T, если необходимо, сокращают вводом осциллирования, накладываемым на управляющий золотник, что способствует полному уничтожению статического трения в золотниковой паре.

Характеристика гидроусилителя по сравнению с другими типами усилителей показана в табл. 37.

Таблица 37

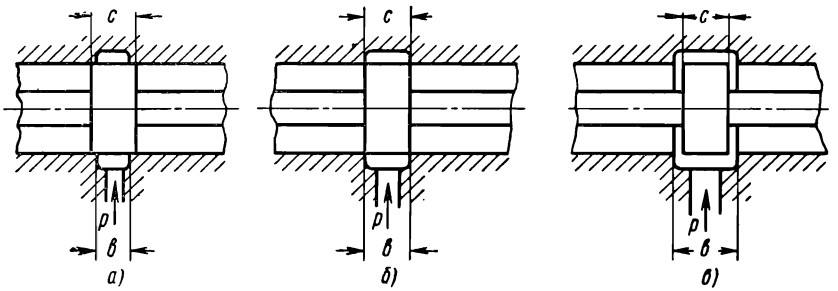
Характеристики усилителей сигнала управления

Тип усилителя	Коэффициент усиления K_p	Постоянная времени T	Добротность D
Гидравлический усилитель	$10^3 \div 10^4$	$10^{-3} \div 10^{-2}$	10^6
ЭМУ	$10^3 \div 10^4$	$5 \cdot 10^{-2} \div 0{,}5$	$2 \cdot 10^4$
Магнитный усилитель	$10^3 \div 10^4$	$5 \cdot 10^{-2} \div 0{,}5$	$2 \cdot 10^4$

Из этой таблицы видно, что гидроусилитель по сравнению с другими, наиболее распространенными типами усилителей имеет большую добротность D и меньшую постоянную времени T, что в основном и способствует такому большому применению гидроусилителей в системах автоматического регулирования и слежения.

§ 37. ТИПЫ УПРАВЛЯЮЩИХ ЗОЛОТНИКОВ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ

В следящих системах применяются три типа управляющих золотников. В золотниках с перекрытием подводного отверстия (фиг. 115, *а*) ширина c пояска золотника больше ширины отверстия $в$.



Фиг. 115. Разновидности сопряжения пояска золотника с подводным отверстием.

Поэтому напорная трасса насоса при среднем положении золотника перекрыта, и весь расход насоса стравливается в бак через предохранительный клапан. Такая схема управляющих золотников обычно применяется при периодическом включении насоса, например в командоаппаратах, шаговых двигателях и искателях и т. д.

Эта схема управления золотником создает зону нечувствительности силового поршня, определяемую разностью $\Delta = c - b$. Наличие зоны нечувствительности способствует увеличению постоянной времени T

Для уменьшения зоны нечувствительности и уменьшения постоянной времени T применяют в некоторых случаях осевое осциллирование золотника управления от специального вибрирующего механизма, создающего колебания с амплитудой около 0,8—0,06 *мм* и с частотой 10—15 *гц*. Практика применения осциллирования показывает, что оно значительно сокращает зону нечувствительности, даже при перекрытиях $\Delta = c - b = 0{,}2$ *мм*, и в связи с этим постоянная времени T не бывает больше 0,01 *сек*.

Повышение чувствительности и быстродействия следящей системы можно добиться, если применять золотники управления с так называемым нулевым перекрытием (фиг. 115, *б*), в которых разность $c - в = 0$. Такие золотники требуют довольно точной технологии изготовления, и с целью облегчения ее вводится деталь — втулка,

собранная из колец определенной высоты. Такая втулка после соответствующей пригонки и проверки монтируется в корпусе золотника.

Управляющие золотники с предварительным открытием (фиг. 115, *в*) имеют ширину пояска золотника меньше подводимого отверстия, т. е. $\Delta = в — с$, и поэтому в среднем положении всегда будет некоторый проток масла; это — «проточные» золотники. Такие золотники значительно повышают чувствительность слежения, однако несколько увеличивают потребление мощности на непроизводительный проток масла при среднем положении золотника.

Изменение нагрузки оказывает влияние на точность слежения, уменьшая жесткость по перемещению. Ввод жесткой обратной связи значительно повышает точность слежения. Разность в размерах $в - с = 0{,}02$ *мм* почти приближает расход масла к линейной характеристике.

Управляющий золотник обычно изготовляют из легированных сталей марок 15ХГНВА с цементацией и закалкой до твердости *HRC* 59—62 ГОСТ 4543-57.

Если в конструкции предусмотрена втулка (рубашка) золотника, то она изготовляется из сталей марок 40ХНМА и ХГ с той же термической обработкой и до той же твердости, что и управляющий золотник. Технологию изготовления втулки облегчают тем, что ее делают из набора колец: торцы их должны быть точно шлифованы и перпендикулярны к оси; торцовое биение должно быть в пределах 3 *мк*.

Наружная поверхность колец втулки должна иметь посадку $\frac{A}{П}$ и после монтажа набора колец в корпус отверстие под золотник расшлифовывается в сборе на нужный диаметр с посадкой $\frac{A}{C}$.

Чистота отверстия во втулке должна быть не ниже 10-го класса, с конусностью не более 5 *мк*.

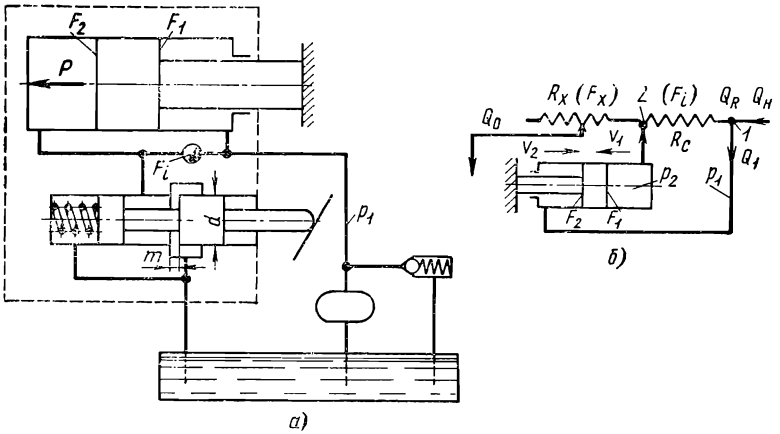
Золотник после термической обработки и проверки твердости рабочих поверхностей поясков шлифуется. Эллиптичность, конусность и овальность допускается в пределах 2—5 *мк*. Чистота рабочих поясков должна соответствовать 10—11-му классам чистоты поверхности. Рабочие кромки поясков золотника и проходных отверстий могут быть прямые или конусные с чистотой поверхности по 9-му классу. Притупления кромок или их завалы не допускаются. При конусных рабочих кромках угол конусов золотников шлифуется с большей точностью в пределах 0°,05′

Золотники индивидуально притираются по отверстию, диаметральный зазор меняется в зависимости от диаметра золотника. Так, при диаметре золотника $d = 16$ и 22 *мм* этот зазор обычно 5—10 *мк*. Если диаметр золотника $d = 28$ *мм*, зазор $\Delta = 8 \div 12$ *мк*.

На фиг. 116 показана схема слежения с однокромочным управляющим золотником. Последний управляет расходом масла, вытекающим из большей полости F_2 силового цилиндра. В противоположной полости F_1 цилиндра давление поддерживается постоянным

и зависит от нагрузки пружины предохранительного клапана. Обе полости силового цилиндра F_1 и F_2 соединяются отверстием F конструктивно выполненным в силовом поршне.

Осевое перемещение управляющего золотника изменяет давление в большей F_2 полости цилиндра, а следовательно, это вызывает перемещение поршня и связанного с ним органа регулирования. Если полость F_2 будет перекрыта золотником, то давления в обеих полостях F_1 и F_2 цилиндра уравновешиваются, но наличие разности площадей поршня заставит силовой поршень переместиться в левую сторону, т. е. в сторону смещения золотника управления. При откры-



Фиг. 116. Схема слежения с применением однокромочного золотника и перепада давления в полостях силового цилиндра:

а — принципиальная схема; *б* — аналог с электротехникой.

том сечении проходного отверстия давление в полости F_2 цилиндра упадет, и силовой поршень начнет перемещаться в противоположную сторону, также в сторону перемещения золотника.

Нетрудно заметить, что схема такого слежения аналогична схеме дифференциально-дроссельного регулирования скорости (см. фиг. 96).

Пользуясь эквивалентной схемой и применяя положение о том, что в каждой точке разветвления алгебраическая сумма притекающих и уходящих расходов масла равна нулю, имеем:

1. Для точки *1*: $Q_н = Q_1 + Q_R = V_1F_2 + Q_R.$ (а)

2. Для точки *2*: $Q_R + V_1F_1 = Q_0.$ ($а_1$)

Из уравнений (а) и ($а_1$) получаем расчетное уравнение, определяющее необходимый расход масла из насоса:

$$Q_н = Q_0 - V_1 (F_1 - F_2). \qquad (241)$$

Расход масла через управляющий золотник равен:

$$Q_0 = F_x\mu_x \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\, p_2. \qquad (242)$$

Расход масла через диафрагму F будет

$$Q_R = F_i \mu_i \sqrt{\frac{2}{\gamma} g (p_1 - p_2)}. \qquad (243)$$

Подставляя эти значения в уравнение (a_1), получаем

$$F_i \mu_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} = F_x \mu_x \sqrt{\frac{2}{\gamma} g p_2} - V_1 F_1,$$

отсюда текущее проходное сечение управляющего золотника

$$F_x = \frac{\mu_i}{\mu_x} F_i \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} + \frac{F_1}{\mu_x \sqrt{\frac{2}{\gamma} g p_2}} V_1. \qquad (244)$$

При скорости слежения $V_1 = 0$, т. е. при неподвижном силовом поршне [см. уравнение (244)] сечение F_x управляющего золотника будет наименьшим и равным

$$F_x = F_{x0} = \frac{\mu_i}{\mu_x} F_i \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1}. \qquad (245)$$

Наибольшую скорость слежения получаем при проходном сечении управляющего золотника, равном нулю, и тогда

$$V_{1\,(mx)} = \mu_i \frac{F_i}{F_1} \sqrt{\frac{2}{\gamma} g (p_1 - p_2)}. \qquad (246)$$

При движении силового поршня по стрелке V_2 уравнения расходов масла будут:

расход для узловой точки *1*: $Q + V_2 F_2 = Q_R$.

расход для узловой точки *2*: $Q_0 = Q_R - V_2 F_1$.

Для этого направления движения силового поршня текущее сечение F_x проходного отверстия управляющего золотника будет [см. уравнение (244)]

$$F_x = F_i \frac{\mu_i}{\mu_x} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} - \frac{F_1 V_2}{\mu_x \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2}}, \qquad (247)$$

где μ_i и μ_x — коэффициенты расходов соответственно диафрагмы и золотника.

Для построения крутизны статической характеристики управляющего золотника воспользуемся уравнением неразрывности потока масла, проходящего через диафрагму F_i и сечение F_x управляющего золотника. Приняв равенство коэффициентов расхода $\mu_x = \mu_i$, получаем

$$F_i \sqrt{p_1 - p_2} \quad F_x \sqrt{p_2},$$

отсюда

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{F_x}{F_i}\right)^2}$$

Для получения крутизны характеристики необходимо взять производную давления p_2 по проходному сечению отверстия золотника, тогда

$$\frac{dp_2}{dF_x} = -2\frac{\frac{p_1}{F_i}}{\left(\frac{F_i}{F_x}+\frac{F_x}{F_i}\right)^2\frac{F_x}{F_i}}.$$

Для сокращения записи введем обозначение: $\left(\frac{F_i}{F_x}+\frac{F_x}{F_i}\right)^2\frac{F_x}{F_i}=\theta$; окончательно

$$\frac{dp_2}{dF_x} = -2\frac{\frac{p_1}{F_i}}{\theta}. \qquad (248)$$

Знак минус в правой части уравнения показывает, что с увеличением площади сечения F_x проходного отверстия золотника давление p_2 уменьшается, т. е. крутизна характеристики увеличивается и это соответствует области небольших нагрузок.

Если по уравнению (248) построить график $\theta = f\left(\frac{F_x}{F_i}\right)$, то будет видно, что с увеличением отношения $\frac{F_x}{F_i} = K$ коэффициент θ увеличивается, а следовательно, производная $\frac{dp_2}{dF_x}$ уменьшается. Это означает, что с увеличением проходного сечения отверстия золотника характеристика его становится круче. Уравнение (248) можно также выразить в конечных приращениях, заменив сечение проходного отверстия золотника через $F_x = Cm$, где m — перемещение золотника, тогда

$$\Delta p_2 = -2\frac{\frac{p_1}{F_x}}{\theta}\Delta F_x. \qquad (249)$$

Площадь штока силового поршня для подобных систем слежения рекомендуется брать $f = 0{,}25\,F_1$ и поэтому давление в бо́льшей полости F_2 цилиндра будет $p_2 = 0{,}75\,p_1$, а перепад давления $p_1 - p_2 = 0{,}25\,p_1 = \Delta p$. Собственная частота колебаний системы приближенно равна

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{j_\partial}{M}},$$

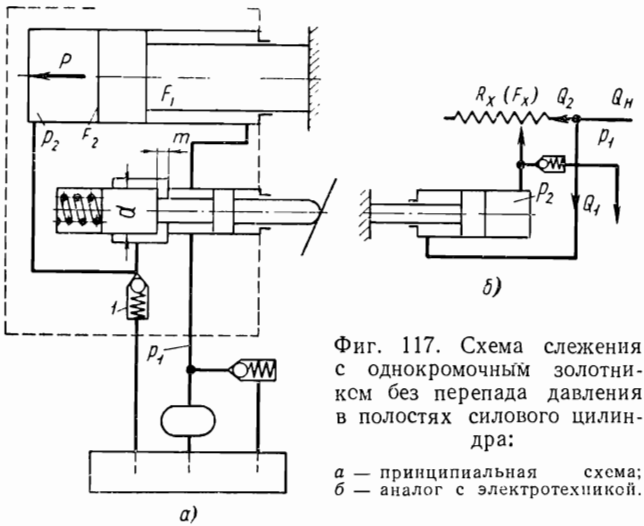
где j_∂ — динамическая жесткость системы (см. стр. 165);

M — приведенная к оси силового органа масса. Эта частота должна быть согласована с частотой ω_n, которую может пропустить механизм слежения. Для устойчивой работы системы необходимо, чтобы собственная частота ω была больше пропускающей частоты ω_n. Как показали испытания, отношение этих частот $\frac{\omega}{\omega_n}$ должно быть не меньше 2,5. Пропускаемая частота зависит от постоянной T

времени, т. е. $\omega = \frac{1}{T}$, где T — постоянная времени, так сказать «ответное время» на реакцию сигнала.

Схема слежения с однокромочным золотником является наиболее простой. Она обычно применяется в случаях, когда не требуется большой точности воспроизведения профиля, при отсутствии знакопеременной нагрузки и, наконец, когда погрешность, вносимая системой слежения, мала по сравнению с другими погрешностями, вносимыми в механику регулируемой системы от других механизмов и деталей.

Однокромочный золотник получил большое распространение в нашем станкостроении, например в копировальных суппортах



Фиг. 117. Схема слежения с однокромочным золотником без перепада давления в полостях силового цилиндра:

а — принципиальная схема; *б* — аналог с электротехникой.

КСГ1, ГС-1 к универсально-токарным станкам. Многие зарубежные фирмы также применяют подобную схему слежения в токарных станках и автоматах (G. Ficher; S. J. G; Bandy; Diplomatic; Maggioranza).

Подробно о слежении с однокромочным золотником управления см. [28] и [29].

В схеме слежения (фиг. 117) применено параллельное дросселирование (см. фиг. 95), поэтому давление в системе переменное, зависящее от нагрузки силового органа.

Масло под давлением p_1 поступает из насоса в полость силового цилиндра F_1, имеющего меньшую площадь, и параллельно через сечение F_x проходного отверстия золотника в полость F_2 с большей площадью, где давление p_2 ограничено пружиной клапана *1* и оно меньше давления p_1, создаваемого насосом.

Увеличение сечения проходного отверстия золотника управления уменьшает давление p_1, создаваемое насосом, и при некотором сечении становится равным давлению p_2. С этого момента силовой поршень (или силовой цилиндр) начнет перемещаться влево.

Уменьшение сечения проходного отверстия золотника управления непосредственно влияет на увеличение давления масла, поступающего по магистрали из насоса и это заставляет цилиндр перемещаться вправо.

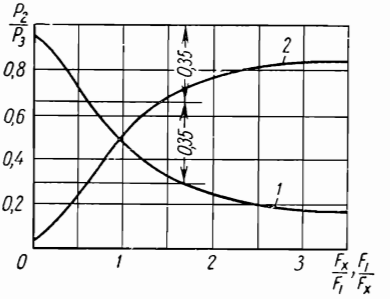
В подобных схемах рекомендуется отношение площадей силового поршня выбирать равным $F_2 = 2F_1$. Давление масла, поступающего из насоса, при этом соотношении площадей будет $p_1 = 2p_2 + \frac{P}{F_1}$, где P — полезная нагрузка поршня.

Предварительное открытие проходного отверстия золотника зависит от объемных потерь в системе и давления p_2 и будет равно

$$m_0 = \frac{Q - 2\sigma p_2}{\mu \pi d \sqrt{\frac{2}{\gamma} g p_2}}, \qquad (250)$$

где σ — коэффициент объемных потерь в системе (см. стр. 40).

Пользуясь эквивалентной схемой слежения (см. фиг. 117), не представит труда определить все необходимые основные параметры проходящих расходов и сечений проходных отверстий.



Фиг. 118. График зависимости отношений давления и сечений проходных отверстий в управляющих золотниках.

Схема параллельного слежения, как указано ранее, работает с переменным давлением, поэтому потребляемая мощность по сравнению со схемой (см. фиг. 116) будет меньше, а следовательно, меньше и нагрев масла.

Параллельное регулирование несколько снижает стабильность слежения. В силу этого такая схема копирования не получила большого распространения в станкостроении, как, например, схема, показанная на фиг. 116.

В зарубежном станкостроении схему параллельного слежения применяет ограниченное число фирм.

Пользуясь отношением $\frac{p_2}{p_1}$ (см. стр. 224), можно построить график, показывающий зависимость отношения давлений от отношения площадей проходных отверстий $\frac{F_x}{F_i}$ (фиг. 118).

Так, кривая *1*, приведенная на фиг. 118, характеризует схему слежения по фиг. 116, в которой площадь выходного отверстия F_x регулируемая.

Кривая *2* относится к схеме слежения фиг. 117, здесь регулирующий орган — площадь выходного отверстия управляющего золотника. График показывает, что при отношениях $\frac{F_1}{F_2} > 2$, большие перемещения управляющего золотника вызывают малые изменения отношений давления $\frac{p_2}{p_1}$. Отсюда следует, что практически можно

использовать давления, приблизительно равные 0,7—0,8 полного перепада давления, т. е. $\pm 0{,}35$—$0{,}4\ p_1$.

Уравнение истечения из отверстия — нелинейное уравнение и поэтому пользоваться им при решении дифференциальных уравнений автоматического регулирования неудобно, а в некоторых случаях вообще невозможно.

В таких случаях прибегают к линеаризации уравнения.

Если сечение проходного отверстия постоянное, то расход масла равен

$$Q = F\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p},$$

где $p = p_1 - p_2$,
отсюда

$$p = \frac{Q^2\gamma}{2gF^2} = aQ^2. \tag{251}$$

Изменение перепада давления на Δp_1 вызовет изменение расхода масла, поэтому

$$p + \Delta p = a\,(Q + \Delta Q)^2,$$

или

$$p + \Delta p = a\,(Q^2 + 2Q\Delta Q + \Delta Q^2).$$

Пренебрегая величиной второго порядка малости, считая, что $\Delta Q^2 \approx 0$, получаем приближенное линейное уравнение

$$p + \Delta p \approx a\,(Q^2 + 2Q\Delta Q),$$

отсюда после сокращения, получим

$$\Delta p \approx 2p\frac{\Delta Q}{Q}. \tag{252}$$

В некоторых случаях расчета принимают постоянным перепад давления p, тогда

$$Q^2 = \frac{2gpF^2}{\gamma} = bF^2$$

и поэтому

$$(Q + \Delta Q)^2 = b\,(F + \Delta F)^2$$

После сокращений имеем

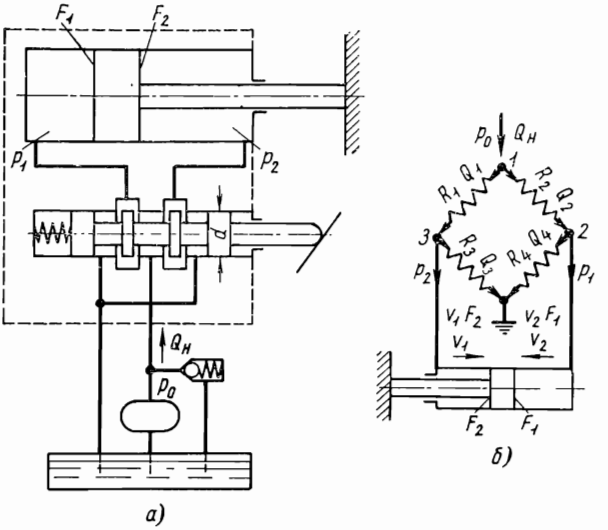
$$\Delta Q \approx \frac{Q}{F}\,\Delta F. \tag{253}$$

Применение в схемах слежения четырехкромочного золотника (см. фиг. 119) получило большое распространение в машиностроении и станкостроении, особенно в тех случаях, когда по условиям работы требуются повышенная точность и жесткость.

Если при однокромочных золотниках (см. фиг. 116 и 117) перемещение силового органа осуществляется за счет разности его пло-

щадей, при постоянном давлении насоса, то при четырехкромочном золотнике этой разности в площадях силового поршня не требуется. По этой причине четырехкромочные золотники управления могут применяться также и в следящих приводах вращательного движения.

В четырехкромочных золотниках перемещение силового органа осуществляется за счет изменения давления в полостях F_1 и F_2 силового цилиндра.



Фиг. 119. Схема четырехкромочного золотника управления:

а — принципиальная схема; *б* — аналог с электротехникой.

Управляющий золотник (фиг. 119) при нейтральном положении обеспечивает равные сечения проходных отверстий. Тогда при перемещении золотника в ту или другую сторону два проходных сечения всегда увеличиваются, а другие два, наоборот, на ту же величину уменьшаются и силовой цилиндр начнет перемещаться в сторону меньшего давления.

Зазор *в* — *с* (см. фиг. 115, *в*) обычно делают 16—20 *мк*, и поэтому, если радиальный зазор золотник — корпус золотника не превышает 10 *мк*, то объемными потерями можно пренебречь.

Движение силового поршня совершается за счет разности в расходах, например $Q_2 - Q_4 = V_1F_1$ (см. фиг. 119), при отсутствии слежения скорость $V_1 = 0$, поэтому $Q_2 = Q_4$, а это дает возможность определить равновесное положение управляющего золотника.

Приняв равные коэффициенты расхода, поскольку перемещения золотника малы по сравнению с зазором *в* — *с* (см. фиг. 115), будем иметь

$$p_1 - p_2 = p_0 - 2p_2. \qquad (254)$$

Противодавление

$$p_2 = \frac{F_2^2 V_1^2 \gamma}{f^2 \mu^2 2g}. \qquad (а)$$

Подставляем это значение в уравнение (254) и поскольку сечение проходного отверстия управляющего золотника равно

$$f = \pi d m_0,$$

то

$$p_1 - p_2 = p_0 - \frac{F_2^2 V_1^2 \gamma}{(\pi d m_0)^2 \mu^2 g} \qquad (255)$$

Далее по условию статического равновесия силового поршня имеем (см. стр. 125)

$$S_1 = F_1 \left(p_0 - \frac{F_2}{F_1} p_2 \right). \qquad (256)$$

Приняв во внимание уравнение (а), получаем

$$S_1 = F_1 \left(p_0 - \frac{F_2^3 V_1^2 \gamma}{F_1 \left(\pi d m_0^2\right) \mu^2 g} \right). \qquad (257)$$

При нагрузке, равной нулю ($S_1 = 0$), получаем

$$p_0 F_1 = \frac{F_2^3 V_1^2}{(\pi d m_0)^2 \mu^2 g} \gamma,$$

отсюда скорость при нулевой нагрузке равна

$$V_1 = \frac{\pi d \mu}{F_2} \sqrt{p_0 \frac{F_1}{F_2 \gamma} g}\, m_0 = K m_0, \qquad (258)$$

где $K = \frac{\pi d \mu}{F_2} \sqrt{p_0 \frac{F_1}{F_2 \gamma} g}$ — коэффициент быстродействия, необходимый для определения пускового времени $T_0 = \frac{1}{K}$. В силовых цилиндрах, в которых $F_2 \geqslant 0{,}9\, F_1$ или $F_1 = F_2 = F$,

$$K = \frac{\pi d \mu}{F} \sqrt{p_0 \frac{g}{\gamma}}. \qquad (259)$$

Сравнивая коэффициенты быстроходности для симметричных силовых цилиндров ($F_1 = F_2$) и несимметричных $F_1 \neq F_2$, видно, что при одних и тех же условиях несимметричные силовые цилиндры обеспечивают в $\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^3$ раз большее быстродействие, нежели симметричные цилиндры с площадями $F_1 = F_2$.

Если f — проходное сечение управляющего золотника при нулевой нагрузке, а Δf — изменение этого сечения в момент слежения, то при одинаковых коэффициентах расхода, получим:

$$F_1V_1 = (f + \Delta f)\,\mu\,\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_0 - p_1)} - (f - \Delta f)\,\mu\,\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_1},$$

$$F_2V_1 = (f - \Delta f)\,\mu\,\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_0 - p_2)} - (f + \Delta f)\,\mu\,\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_2}.$$

Наибольшая скорость слежения, очевидно, будет при $\Delta f = f$ и поэтому

$$F_1V_1 = FV_0 = 2f\mu\,\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_0 - p_1)}. \qquad (260)$$

Основные требования, которым должен удовлетворять любой следящий механизм, — это точность и устойчивость. Под последним понимается свойство механизма (или системы) после выведения из состояния равновесия вновь возвратиться в состояние равновесия.

Как известно, устойчивость характеризуется декрементом или временем успокоения колебаний (в переходном режиме) и величиной наибольшей амплитуды колебания.

Практически устойчивость следящего привода оценивают числом полных колебаний при переходном режиме.

По произведенным исследованиям декремент успокоения зависит от диаметра силового цилиндра и его длины. Так, при диаметре 90 *мм* и различных длинах цилиндров такого диаметра получено:

Длина цилиндра в *мм*	500	400	300	200
Декремент в *сек*.	0,115	0,145	0,15	0,178

Неравномерность медленных перемещений суппортов, бабок, столов по направляющим скольжения связано с появлением скачкообразного движения, и это является одним из главных критериев, определяющих производительность и точность данного станка.

В настоящее время устойчивость перемещения имеет особое значение в связи с широким применением автоматизации станков с возросшим требованием к чистоте и точности обработки.

Устойчивость медленных перемещений является комплексной проблемной темой, связанной с характеристиками трения, жесткостями передачи и самого привода.

В тех случаях, когда главным фактором, обеспечивающим устойчивость перемещения, является трение, можно путем применения специальной смазки значительно улучшить плавность и устойчивость движения.

Коэффициент трения зависит от продолжительности неподвижного контакта, а также от скорости скольжения. Амплитуда и частота скачков каретки зависит от жесткости передачи и скорости скольжения. При смазке маслом «индустриальное 45» всегда заметен скачок при переходе от состояния покоя к состоянию движения и, наоборот, резкое уменьшение коэффициента трения с увеличением скорости перемещения. Видимо, это объясняется переходом на жидкостное трение. Повышенная вязкость масла способствует переходу на жидкостное трение при более низких скоростях скольжения и поэтому расширяет диапазон устойчивости скорости.

Экспериментальными работами в ЭНИМСе установлено, что при смазке маслом «индустриальное 45», при небольшой жесткости привода и скоростях скольжения до 100 *мм/мин* наблюдается ярко выраженный скачкообразный характер движения. Частота скачков увеличивается с некоторым повышением скорости, и затем эти скачки переходят к почти гармоническим колебаниям с частотой, близкой к собственным колебаниям системы.

Фторопласт 4 с присадкой графита показал хорошие результаты в части устойчивости движения. Однако он обладает пониженной износостойкостью и высоким коэффициентом линейного расширения. Фторопласт 4 с примесью графита (чугун по чугуну) показал очень низкий и почти постоянный коэффициент трения $\mu = 0{,}05$ как в переходных режимах, так и при установившейся скорости.

Присадка в масло алюминиевых мыл и жирных кислот значительно уменьшает скачки трения при малых скоростях. Так, испытания, проведенные в ЭНИМСе, показали, что при смазке направляющих продольно-строгального станка (вес стола около 80 *т*) обычным «индустриальным» маслом наблюдались скачки около 0,3 *мм* уже при скоростях стола 200 *мм/мин*, а при смазке маслом с присадками скачки прекратились на всем диапазоне скоростей. На координатно-расточном станке при смазке обычным маслом и при нагрузке около 200 *кГ* были скачки величиной 0,2—0,03 *мм*, а после применения масла с присадками точность установки координат повысилась до 1 *мк*.

Скачки стола особенно нежелательны на шлифовальных станках, так как не дают возможности производить тонкую правку шлифовального круга и тем самым повысить чистоту шлифуемых поверхностей. Применение масла с присадками позволяет понизить скорость правки шлифовального круга до 50—30 *мм/мин*.

В результате проведенных работ ЭНИМСом совместно с институтом нефтяной промышленности (ВНИИ-НП) была предложена специальная смазка для направляющих станков марки ВНИИ-НП-401, на которую утверждены временные технические условия. Проведенные испытания показали, что такая смазка способствует повышению точности и устойчивости движения при малых скоростях.

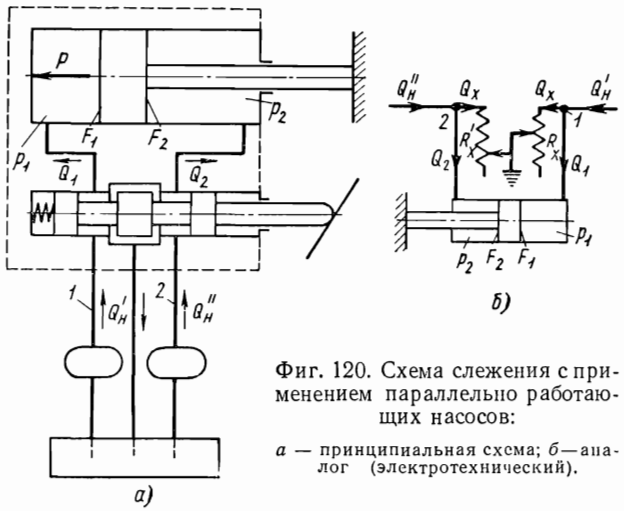
На устойчивость движения силового поршня оказывает большое влияние длина цилиндра [см. уравнения (31), (174)]. Так, по испытаниям моделированием на электронной машине мод. ИПТ-5 были

определены границы диаметров силовых поршней, обеспечивающих устойчивость движения в зависимости от их длин.

Длина цилиндра в *мм*	100	200	300	400	500	600
Интервал диаметров силового поршня в *мм*	25—110	40—175	75—200	100—220	160—250	200—260

Полученные данные показывают, что чем больше длина цилиндров, тем меньше интервал их диаметров.

Фирма VDF широко применяет схему слежения с двумя насосами (фиг. 120) и с управлением двухкромочным золотником.



Фиг. 120. Схема слежения с применением параллельно работающих насосов:

а — принципиальная схема; *б* — аналог (электротехнический).

Оба насоса имеют равные расходы, одновременно поступающие в обе полости F_1 и F_2 силового цилиндра, с частичным сливом расходов масла насосов в бак. Если управляющий золотник симметричен и нагрузка отсутствует, то давления в полостях силового органа равны и цилиндр неподвижен.

При смещении золотника в какую-либо сторону одно из проходных сечений увеличивается, другое, наоборот, уменьшается. Это вызывает изменение давления в полостях силового органа. Цилиндр будет перемещаться в сторону движения золотника, т. е. меньшего давления.

Пользуясь эквивалентной схемой (фиг. 120, *б*) по уравнению постоянства расходов, имеем:

$$Q_н' = Q_x + V_1 F_1,$$
$$Q_н'' = Q_x - V_1 F_2. \qquad (261)$$

Складывая и вычитая эти уравнения, получаем:

$$2Q_x = Q'_н + Q''_н,$$

$$Q'_н - Q''_н = 2V_1 (F_1 - F_2). \qquad (262)$$

В подобных схемах слежения необходимо учитывать объемные потери в системе, тогда с другой стороны:

$$Q'_н = Q_н - \sigma p_1, \qquad (263)$$

$$Q''_н = Q_н - \sigma p_2, \qquad (264)$$

где σ — коэффициент объемных потерь.

Давление p_1 в силовом цилиндре зависит от полезной нагрузки P и сил сопротивлению трения в поступательно-перемещающихся механизмах:

$$p_1 = p_s + \frac{P}{2F_1} = p_2 + \frac{P}{F_2} \qquad (265)$$

С учетом давления, необходимого на преодоление сил трения, предварительное открытие проходного сечения управляющего золотника должно быть

$$m_0 = \frac{Q_н}{\mu \pi d} \sqrt{\frac{\gamma}{2g} p_s} \qquad (266)$$

Эта схема слежения, опробованная на специальном зуборезном станке, показала по сравнению с другими схемами слежения очень точное и устойчивое перемещение при малых, почти микронных, скоростях. Схема не требует предохранительного клапана.

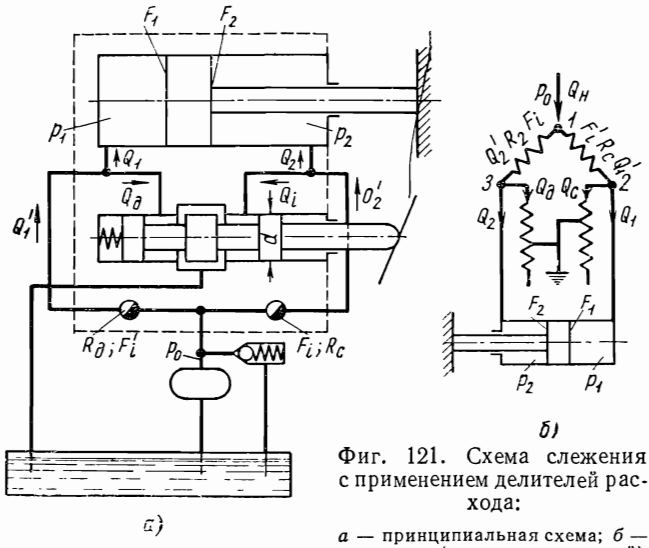
Некоторые фирмы (B. B. C., Monarch) применяют в аналогичных схемах слежения один насос (см. фиг. 121), но делят расход жидкости из него на равные части, двумя дросселями F_i и F'_i, включенными на входе. При таком включении дросселей изменение нагрузки не будет оказывать заметного влияния на стабильность перемещения поршня.

Пульсация давления насоса по схеме фиг. 120 будет несколько передаваться силовому поршню и этим способствовать ликвидации статического трения. В этом отношении схема по фиг. 120 имеет преимущество перед схемой по фиг. 121, особенно при небольших скоростях слежения.

Пользуясь эквивалентной схемой, аналогично схеме фиг. 120, легко определить все основные расчетные параметры и для схемы фиг. 121.

Фирмы Ficher, SJG, Starrag применяют элементарно простые схемы слежения (фиг. 122), в которых давление в системе зависит от действующих сил, а не от настройки предохранительного клапана,

поэтому весь расход масла из насоса постоянно проходит через рабочее сечение проходного отверстия управляющего золотника.



Фиг. 121. Схема слежения с применением делителей расхода:

а — принципиальная схема; *б* — аналог (электротехнический).

Расход масла из насоса, нагруженного полезной нагрузкой P и весом G, будет равен

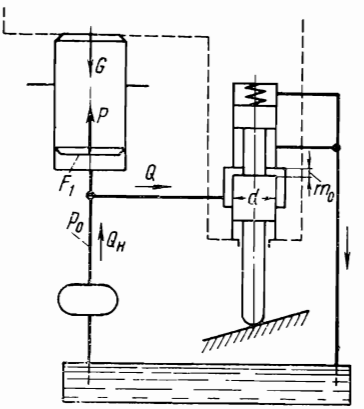
$$Q = Q_н - \sigma \frac{P + G}{F_1}, \qquad (267)$$

где G — вес груза;
P — полезная нагрузка;
F_1 — площадь поршня;
σ — коэффициент объемных потерь в системе.

Предварительное открытие проходного отверстия управляющего золотника зависит от расхода масла из насоса и наименьшего давления p_1' в системе:

$$m_0 = \frac{Q_н - \sigma \frac{G}{F_1}}{\mu \pi d} \sqrt{\frac{\gamma}{2g p_1'}} \qquad (268)$$

где $p_1' = \frac{G}{F_1}$.



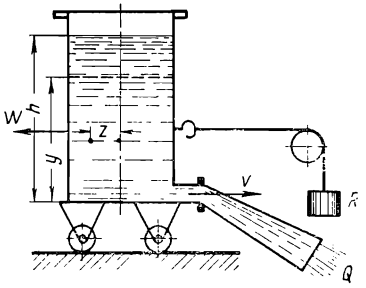
Фиг. 122. Схема слежения с использованием действия контргруза.

Большим преимуществом этой системы слежения является возможность работы на больших проходных сечениях управляющего золотника, что создает стабильность слежения при длительной эксплуатации, а также исключает явления облитерации и необходимость в тщательной фильтрации масла.

§ 38. РЕАКТИВНОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ, ВЫТЕКАЮЩЕЙ ИЗ ОТВЕРСТИЯ

Вопрос о воздействии струи жидкости на сосуд, из которого она вытекает, широко обсуждался на страницах нашей и зарубежной печати [53], [54], [58] в связи с использованием реактивной силы этой струи для приведения в движение речных судов.

Присущие проф. Н. Е. Жуковскому разносторонность и широта кругозора сказались и при изучении этого вопроса. Им опубликовано несколько статей, касающихся возникновения и действия реактивной силы, вытекающей из сосуда жидкости [51], [52].



Фиг. 123. Схема истечения жидкости из отверстия и действие реактивной силы.

В настоящее время этот вопрос опять начал обсуждаться, в связи с необходимостью определения суммарной силы, действующей на золотник управления в следящих системах и системах автоматики. В этой суммарной силе немалую роль играет и реактивная (гидродинамическая) сила.

Для перемещения управляющего золотника необходимо преодолеть три силы: трения, инерции и реактивную (гидродинамическую) силу. Экспериментами установлено [55], что величина реактивной силы зависит от сечения проходного отверстия управляющего золотника, его диаметра и величины перепада давления в сечении проходного отверстия золотника.

Реактивная сила всегда действует в сторону возврата управляющего золотника в нейтральное положение.

В быстродействующих следящих системах реактивная сила является основной силой, определяющей необходимую силу для перемещения золотника управления. В гидросистемах автоматического регулирования, имеющих электромеханические преобразователи малой мощности, это особенно важно.

Реактивная сила струи (фиг. 123) определяется либо по уравнению живых сил, если напор h, а следовательно, и масса M вытекающей жидкости остаются постоянными; либо используется уравнение перемещения центра тяжести жидкости, когда сосуд новой жидкостью не пополняется, как, например, при аккумуляторах. В этом случае масса вытекающей жидкости будет непрерывно меняться по мере истечения и вследствие этого центр тяжести ее будет перемещаться, в данной схеме влево. Тогда в каждый момент времени движущаяся масса жидкости будет

$$M = M_0 + \frac{\gamma}{g} Fy,$$

где F — площадь сечения сосуда;
M_0 — масса сосуда;
γ — удельный вес жидкости;
y — текущий напор жидкости.

По закону истечения из отверстия реактивная сила R будет равна

$$R = \frac{\gamma Q v}{g} = \frac{\gamma F v^2}{g} = 2\gamma F y.$$

Пользуясь уравнением Даламбера, составляем уравнение работ:

$$M \frac{dw}{dt} = 2\gamma F y. \qquad (A)$$

Заменим текущий напор y и для этого воспользуемся уравнением истечения из отверстия при переменном уровне, т. е.

$$t = \frac{2F}{\mu f \sqrt{2g}} (\sqrt{h} - \sqrt{y}),$$

отсюда текущий напор будет

$$y = \left(\sqrt{h} - \frac{\sqrt{2g}\,\mu f}{2F} t\right)^2$$

Подставляя значение текущего напора y и переменной массы в уравнение (А), получаем

$$\left[M_0 + \frac{\gamma}{g} F \left(\sqrt{h} - \frac{\sqrt{2g}\,\mu f}{2F} t\right)^2\right] \frac{dw}{dt} =$$

$$= 2\gamma F \left(\sqrt{h} - \frac{\sqrt{2g}\,\mu f}{2F} t\right)^2$$

отсюда скорость перемещения сосуда

$$w = 2\gamma F \int \frac{\left(\sqrt{h} - \frac{\sqrt{2g}\,\mu f}{2F} t\right)^2 dt}{M_0 + \frac{\gamma}{g} F \left(\sqrt{h} - \frac{\sqrt{2g}\,\mu f}{2F} t\right)^2}$$

Пользуясь табличными интегралами, получаем

$$w = 2{,}85 \frac{g}{\mu f} \sqrt{\frac{F M_0}{\gamma}} \operatorname{arctg}\left[\sqrt{\frac{\gamma F}{g M_0}} \left(\sqrt{h} - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\mu f}{2F} \sqrt{2g}\, t\right)\right] + 2gt + C. \qquad (A_1)$$

Постоянная интегрирования определяется из условия: при $t = 0$ $w = 0$.

Если напор h постоянен ($h = \text{const}$), то скорость w перемещения сосуда и скорость v истечения жидкости также будут постоянными величинами. Тогда, пользуясь теоремой живых сил, получаем (см. фиг. 123)

$$\frac{m}{2}(v-w)^2\,dt - \frac{m}{2}w^2\,dt = m\frac{v^2}{2}dt - Rw\,dt,$$

где m — масса вытекающей из сосуда жидкости в единицу времени, равная

$$m = \frac{G}{g} = \frac{Q\gamma}{g}$$

Из равенства получаем значение реактивной силы R

$$R = \frac{m}{2w}[v^2 + w^2 - (v-w)^2] = mv,$$

или

$$R = \frac{Q\gamma}{g}v. \qquad (Б)$$

Уравнение (Б), как известно, используется также для определения тяговой силы реактивного двигателя.

В уравнении (Б) Q — расход вытекающей жидкости; γ — удельный вес вытекающей жидкости.

Затраченная работа на создание скорости перемещения будет складываться из двух работ: из работы $A_1 = mg\frac{v^2}{2g} = mgh$, необходимой на создание напора h, и работы $A_2 = \frac{m}{2}w^2$, необходимой на сообщение сосуду поступательной скорости w. Поэтому

$$A = \frac{mv^2}{2} + \frac{mw^2}{2}$$

Полезная работа составит

$$A_p = mvw.$$

Следовательно, к. п. д.

$$\eta = \frac{2mvw}{m(v^2+w^2)} = 2\frac{wv}{v^2+w^2}$$

Беря производную по скорости перемещения w и приравнивая ее нулю, получаем

$$2v(v^2 + w^2) - 2w(2vw) = 0.$$

После преобразования этого уравнения будем иметь

$$w^2 + v^2 - 2w^2 = 0.$$

Следовательно, наибольший к. п. д. будет иметь место при равенстве скоростей $w = v$.

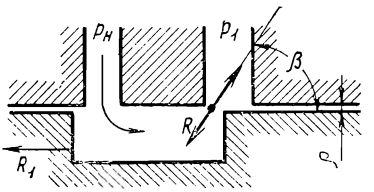
Нам представляется возможным использование реактивной силы R для перемещения салазок по направляющим станины с одновременным использованием давления масла и для смазки направляющих.

Гидродинамическая сила действует на управляющий золотник (фиг. 124) под углом $\beta = 70°$, поэтому осевая сила, действующая непосредственно на торец пояска золотника, будет равна

$$R_1 = R\cos\beta = \frac{Q\gamma v\beta}{g} = \frac{\gamma F v^2\beta}{g}\cos\beta.$$

Заменив скорость через $v^2 = 2g\frac{\Delta p}{\gamma}$, где Δp — перепад давления, получаем уравнение, которым удобно пользоваться при расчетах силы R_1

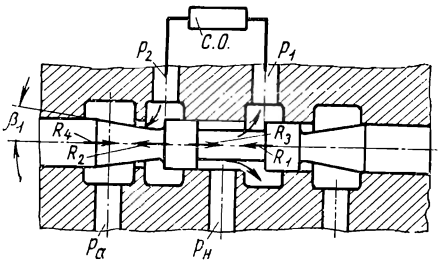
$$R_1 = 2F\Delta p\cos\beta. \qquad (B)$$



Фиг. 124. Реактивная сила, действующая на золотник управления.

Если сечение проходного отверстия управляющего золотника — боковая поверхность цилиндра, тогда это сечение будет равно $F = \pi dx$, где x — текущее перемещение управляющего золотника, тогда получаем

$$R_1 = 2\pi d\Delta p\cos\beta x. \qquad (B_1)$$



Фиг. 125. Действие реактивных сил на четырехкромочный золотник.

Однако экспериментальные данные [19] показали, что осевая сила R_1, действующая на торец пояска, равна

$$R_1 = 0{,}48\pi d\Delta p\cos\beta x, \qquad (B_2)$$

т. е. почти в четыре раза меньше теоретически подсчитанной силы [см. уравнение (B_1)].

Коэффициент расхода μ меняется в зависимости от величины перемещения золотника. Так, при довольно больших перемещениях $x > 0{,}15$ *мм* коэффициент расхода уменьшается до $\mu = 0{,}35$ против $\mu = 0{,}7 \div 0{,}72$ при перемещениях, меньших $x \leqslant 0{,}15$ *мм*.

На симметричный четырехкромочный золотник управления действуют реактивные силы (фиг. 125): влево R_1 и R_2, а вправо R_3 и R_4. Первые две силы стремятся закрыть сечение проходного отверстия, а вторые две силы, наоборот, способствуют открытию сечения проходного отверстия. Поэтому суммарная сила при симметричном золотнике будет равна разности сил $R_0 = R_1 + R_2 - R_3 - R_4$ и направлена в левую, по схеме, сторону, т. е. на закрытие сечения проходного отверстия.

Уменьшения осевой силы, действующей на золотник, достигают применением конусной проточки (фиг. 125) под углом β_1, которая изменяет направление осевой силы, способствуя этим одновременно и снижению ее величины, а следовательно, и уменьшению к. п. д.

Диаметральный зазор между пояском золотника и отверстием в корпусе должен обеспечивать определенную герметичность, осевую симметрию и малое трение. Диаметральный зазор $d_0 - d$, при температуре $t = 20°$, приблизительно равен $\Delta = 4 \cdot 10^{-4} d$, где d_0 — диаметр отверстия, d — диаметр пояска золотника. Однако под влиянием температурных изменений и наличия различных коэффициентов линейных расширений золотника и корпуса для него заданный зазор изменяется, т. е.

$$\delta_s = 0{,}5d\,(\alpha_2 - \alpha_1)\,(t_1 - t_0),$$

где α_1 — коэффициент температурного расширения золотника; α_2 — коэффициент температурного расширения корпуса; t_1 и t_0 — соответственно конечная и начальная температуры. Если золотниковая пара имеет небольшое различие в коэффициентах температурного расширения, то изменения заданного зазора может и не быть. Если коэффициент линейного расширения корпуса α_2 будет меньше, чем у золотника α_1 ($\alpha_2 < \alpha_1$), то под влиянием изменения температуры зазор может уменьшиться. Это дает возможность изготовить такую пару намеренно с большим допуском из расчета на то, что он войдет в норму при увеличении температуры.

Ниже даны коэффициенты линейных расширений для некоторых материалов:

Сталь марки 30ХГСА	$\alpha = 11{,}0 \cdot 10^{-6}$
Сталь марки 45Х	$\alpha = 12{,}8 \cdot 10^{-6}$
Сталь марки 20Г	$\alpha = 12{,}3 \cdot 10^{-6}$
Сталь марки 40ХС	$\alpha = 11{,}7 \cdot 10^{-6}$
Чугун	$\alpha = 9{,}9 - 11 \cdot 10^{-6}$
Стекло .	$\alpha = 4{,}0 \cdot 10^{-6}$

Несмотря на гидравлическую уравновешенность золотника, его симметрию и совершенно свободное его перемещение под действием собственного веса, когда давления в системе нет, наличие давления увеличивает движущую силу для перемещения золотника и оно растет по мере увеличения давления.

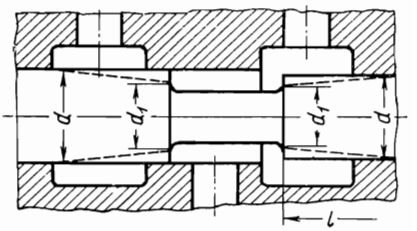
Если золотник в течение некоторого времени оставить под неподвижным давлением, то сила, необходимая для перемещения, также возрастает по сравнению с той силой, которая была нужна для его перемещения до останова. Золотник как бы «прилипает» к отверстию.

Физическая природа явления прилипания недостаточно выявлена, поэтому можно только предположить две более или менее

вероятные причины. Одна из них объясняет это явление децентровкой золотника, в результате которой появляется радиальная неуравновешенность. Масло выдавливается из полости прилегания золотника, масляная пленка разрушается и все это вызывает увеличение силы трения. Наблюдения показывают, что для восстановления разрушенной пленки золотнику нужно сообщить легкий толчок.

Другая причина прилипания золотника объясняется явлением облитерации (см. стр. 11), т. е. заращиванием молекулами масла малых проходных сечений, диаметром меньше десятых миллиметра. Явление облитерации снижают, а в некоторых случаях уничтожают совсем, наложением на золотник соответствующей частоты колебаний.

Если распределение давления по окружности золотника будет несимметричным относительно его продольной оси, то это вызовет появление механического прижима золотника к стенкам корпуса. Наблюдения показывают, что возрастание силы прижима происходит постепенно в течение 4—5 *мин*. За это время она достигает максимального значения и далее остается без изменения. Таким образом, золотник, перемещаясь, видимо, выдавливает масло, толщина пленки уменьшается и сила прижима возрастает до тех пор, пока золотник не придет в непосредственное соприкосновение с отверстием корпуса.



Фиг. 126. Схема конусных поясков золотника.

Для некоторой разгрузки золотника от радиальной прижимной силы обычно предусматривают кольцевые канавки на поясках золотника. Такие канавки значительно сокращают трение при перемещении золотника и в связи с этим возрастает чувствительность регулирования. Так, опыт показывает, что даже 5—6 кольцевых канавок, выполненных на пояске золотника, сокращают силу трения до 3% по сравнению с гладким пояском того же диаметра, если принять для него силу трения за 100%. Ширина канавок обычно $b \approx 0{,}3 \div 0{,}4$ *мм*, глубина $t = 0{,}5 \div 0{,}7$ *мм*, нарезаются канавки перпендикулярно продольной оси золотника. Расстояние между осями канавок зависит от технологических возможностей, но все же желательно это расстояние делать не больше 1,2—1,5 *мм*.

Для предотвращения защемления золотника гидравлическими силами пояски желательно делать с небольшим конусом (фиг. 126) с разностью диаметров $d - d_1$ порядка 5—6 *мк* при длине поясков $l = (0{,}7 \div 1{,}0)\, d$.

Средняя скорость масла в проходном сечении управляющего золотника обычно составляет $v = 30 \div 40$ *м/сек*. Такая скорость легко может вызвать эрозию острых кромок поясков золотника, если они выполнены из некачественной стали.

§ 39. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ СИЛОВОГО ОРГАНА

Стабилизирующие системы управления, наряду с программным и следящим управлениями, относят к системам регулирования с замкнутым циклом управления. Стабилизирующие системы находят широкое применение в гидрофицированных станках для поддержания постоянства скорости и давления.

Стабилизирующие системы относят к системам прямого регулирования, в которых, как известно, объект регулирования (например, силовой орган) непосредственно связан с чувствительным элементом и, таким образом, схема прямого регулирования не имеет звена усиления. Примером такого управления может быть, например, схема (см. фиг. 109) стабилизации скорости, имеющая всего два элемента: объект регулирования — силовой поршень и стабилизатор скорости, в котором роль чувствительного элемента выполняет площадь F_0 редукционного клапана, а связующим звеном между чувствительным элементом и силовым поршнем является дроссель с сечением проходного отверстия f_i.

Переходной процесс прямого регулирования обычно описывается дифференциальным уравнением третьего порядка, которое, как известно, позволяет качественно оценить переходный процесс на основе применения критерия Гурвица.

Для анализа переходного процесса стабилизатора скорости необходимо составить систему дифференциальных уравнений. Исходным уравнением является уравнение равновесия редукционного клапана

$$G_0 - \lambda h - p_3 F_0 - m \frac{d^2h}{dt^2} - R = 0, \qquad \text{(A)}$$

где G_0 — предварительная затяжка пружины;

λ — жесткость пружины клапана;

h — ход клапана (пружины);

F_0 — площадь чувствительного элемента; $F_0 = \frac{\pi}{4} D^2$;

m — масса редукционного клапана;

R — сила трения редукционного клапана, принимаемая равной [см. уравнение (197)]

$$R = \left(\pm \varrho - \mu \frac{dh}{dt} \right) A = \pm \varrho A - \mu A \frac{dh}{dt} \approx R_0 - \nu \frac{dh}{dt},$$

где A — вес клапана.

Более подробно о силе трения в поршнях сказано в работе [46].

Таким образом, уравнение редукционного клапана будет:

$$m \frac{d^2h}{dt^2} - \nu \frac{dh}{dt} + \lambda h + p_3 F_0 - G_0 + R_0 = 0. \qquad (269)$$

Вторым уравнением является уравнение равновесия силового поршня:

$$F_1 p_1 - p_2 F_2 - P - M\frac{d^2x}{dt^2} - S = 0,$$

где P — полезная нагрузка (сила резания);
M — масса перемещающихся частей;
S — суммарная сила трения в направляющих стола и в уплотнениях штока и поршня, принимаемая равной

$$S = \left(\pm \varrho_1 - \mu_1 \frac{dx}{dt}\right) Б = \varrho_1 Б - \mu_1 Б \frac{dx}{dt} = R_1 - \nu_1 \frac{dx}{dt},$$

где $Б$ — вес перемещающихся частей;
ϱ_1 — приведенный коэффициент трения покоя;
μ_1 — приведенный коэффициент трения движения.

Подставляя значение S, получаем

$$M\frac{d^2x}{dt^2} - \nu_1 \frac{dx}{dt} + p_2 F_2 + P - p_1 F_1 + R_1 = 0, \qquad (270)$$

где p_1 — давление в силовом цилиндре.

Стабилизация скорости на выходе требует последовательного соединения, поэтому третье уравнение регулирования получается из условия постоянства расхода, т. е.

$$K_Q f_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_3} = K'_Q f_x \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_2 - p_3)}.$$

Принимая коэффициенты расхода K_Q; K'_Q постоянными и обозначив

$$K_Q f_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} = C \quad \text{и} \quad K'_Q \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} = C_1,$$

получаем

$$C\sqrt{p_3} = C_1 f_x \sqrt{p_2 - p_3}.$$

Поскольку $f_x = \pi dh$, то $C_1 f_x = C_1 \pi dh = C_2 h$ и тогда окончательно

$$C\sqrt{p_3} = C_2 \sqrt{p_2 - p_3}\cdot h, \qquad (271)$$

Расход масла через дроссель f_i должен компенсировать объемные потери масла в системе и некоторый расход, необходимый для перемещения редукционного клапана. Учитывая эти факторы, получаем уравнение

$$Q_2 = Q_1 = F_2 \frac{dx}{dt} + F_0 \frac{dh}{dt} + \sigma_ц \sqrt{p_1 - p_2},$$

где $\sigma_ц$ — коэффициент объемных потерь в силовом цилиндре. Объемные потери насоса не учитываем, так как при дроссельном регулировании они не оказывают влияния на стабильность скорости.

С другой стороны, имеем

$$Q_1 = K_Q f_i \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_3} = C\sqrt{p_3}.$$

Приравнивая, получаем

$$C\sqrt{p_3} = F_2 \frac{dx}{dt} + F_0 \frac{dh}{dt} + \sigma_ц \sqrt{p_1 - p_2}. \qquad (272)$$

Таким образом, получена система из четырех нелинейных уравнений при четырех неизвестных, а именно: p_3, p_2 h и x. Эту систему необходимо линеаризовать: полезную нагрузку P разделим на две части и представим ее, как сумму нагрузок при установившемся режиме: нагрузка P_0 плюс меняющаяся во времени нагрузка $P\sigma(t)$, а поэтому $P \approx P_0 + P\sigma(t)$.

Далее используя методы линеаризации, указанные на стр. 211, а также, раскладывая в ряд подкоренные выражения и вводя приближенные обозначения давлений в системе, будем иметь

$$\beta + \alpha h = p_{20} + p_2 \text{ и } p_{30} + p_3,$$

где p_{20} и p_{30} — давления в соответствующих полостях гидросистемы при установившемся режиме работы станка. Тогда

$$\sqrt{p_2} \approx \frac{1}{2\sqrt{p_{20}}} p_2 + \sqrt{p_{20}} \approx \vartheta p_2 + \sqrt{p_{20}},$$

$$\sqrt{p_2 - p_3} \approx \frac{1}{2\sqrt{p_{20} - p_{30}}} (p_2 - p_3) +$$

$$+ \sqrt{p_{20} - p_{30}} \approx \vartheta_1 (p_2 - p_3) + \sqrt{p_{20} - p_{30}}, \qquad (273)$$

где $\vartheta = \frac{1}{2\sqrt{p_{20}}}$ и $\vartheta_1 = \frac{1}{2\sqrt{p_{20} - p_{30}}}$

В схемах стабилизации на выходе обычно $p_3 \approx 1$ $кГ/см^2$, поэтому допустимо принять

$$Q_1 = C\sqrt{p_3} \approx F_2 \frac{dx}{dt} \qquad (274)$$

Из уравнения (271) получаем

$$p_2 = \frac{Q_1^2}{C_2^2 h^2} + 1$$

и поэтому

$$\frac{dp_2}{dh} = \frac{2}{C_2^2} \cdot \frac{Q_1^2}{h^3} = \alpha.$$

В результате проделанных вычислений получаем систему линеаризованных уравнений:

$$m\frac{d^2h}{dt^2} - \nu \frac{dh}{dt} + \lambda h + p_3 F_0 = 0. \qquad (269_1)$$

Соответственно для выражения (269_1) уравнение равновесия клапана при установившейся скорости

$$p_{30}F_0 - G_0 + R_0 = 0, \qquad (269_2)$$

$$M\frac{d^2x}{dt^2} - \nu_1\frac{dx}{dt} - p_2F_2 + P\sigma(t) = 0. \qquad (270_1)$$

Соответственно для выражения (270_1) уравнение равновесия поршня при установившейся скорости

$$\nu_1\frac{dx}{dt}_{t=0} = p_{20}F_2 + P_0 - p_1F_1 \quad R_{1.\,0} \quad 0, \qquad (270_2)$$

где P_0 и $R_{1.\,0}$ — соответственно полезное усилие и усилие трения при установившейся скорости силового поршня.

Далее из уравнений (272) — (274) получаем

$$Q = F_2\frac{dx}{dt} = -F_0\frac{dh}{dt} - \vartheta_1\sigma_ц(p_1 - p_2) + \vartheta Cp_3. \qquad (272_1)$$

Соответственно уравнение при установившейся скорости

$$F_0\frac{dh}{dt}_{t=0} + \sigma_ц\sqrt{p_{10} - p_{20}} - C\sqrt{p_{30}} = 0. \qquad (272_2)$$

По условиям линеаризации [см. уравнение (274)] $p_{20} = \beta$ и $p_2 = \alpha h$ и, делая подстановку в уравнение (272_1), получаем

$$\frac{dx}{dt} = -\frac{F_0}{F_2}\frac{dh}{dt} - \frac{\vartheta_1\sigma_ц}{F_2}(p_1 - \alpha h) + \frac{\vartheta c}{F_2}p_3.$$

Дифференцируя это уравнение, получаем

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{F_0}{F_2}\frac{d^2h}{dt^2} + \vartheta_1\frac{\sigma_ц}{F_2}\alpha\frac{dh}{dt} + \vartheta\frac{C}{F_2}\frac{dp_3}{dt}$$

Подставляя значение этой производной в уравнение (270_1), получаем

$$M\left(C\frac{\vartheta}{F_2}\frac{dp_3}{dt} - \frac{F_0d^2h}{F_2dt^2} + \frac{\sigma_y\vartheta_1\alpha}{F_2}\frac{dh}{dt}\right) -$$

$$- \nu_1\left[C\frac{\vartheta}{F_2}p_3 - \frac{F_0}{F_2}\frac{dh}{dt} - \frac{\sigma_y\vartheta_1}{F_2}p_1\right.$$

$$\left. + \frac{\sigma_y\vartheta_1\alpha h}{F_2}\right] - \alpha hF_2 + p\sigma(t) \quad 0. \qquad (275)$$

Далее подставляем в уравнение (270_1) значение $p_2 = \alpha h$ и, решая его относительно p_3, находим

$$p_3 = \frac{\nu}{F_0}\frac{dh}{dt} - \frac{m}{F_0}\frac{d^2h}{dt^2} - \frac{\lambda}{F_0}h.$$

После дифференцирования имеем

$$\frac{dp_3}{dt} = -\frac{m}{F_0}\frac{d^3h}{dt^3} + \frac{\nu}{F_0}\frac{d^2h}{dt^2} - \frac{\lambda dh}{F_0 dt} \qquad (276)$$

Наконец, подставляя значение p_3 и $\frac{dp_3}{dt}$ в уравнение (275), получаем неоднородное линейное уравнение регулирования (стабилизации)

$$\frac{d^3h}{dt^3} + \frac{1}{T}\frac{d^2h}{dt^2} + \frac{1}{T^2}\frac{dh}{dt} + \frac{1}{T^3}h + Ap_1 + A_1 p\sigma(t) = 0 \qquad (277)$$

или в операторной форме

$$(p^3 + Dp^2 + D_1 p + D_2)\,h = -(Ap_1 + A_1 p\sigma(t)), \qquad (278)$$

где

$$\frac{F_0^2}{c\vartheta m} + \frac{\nu}{m} + \frac{\nu_1}{M} = \frac{1}{T} = D \ 1/сек,$$

$$\frac{\lambda}{m} - \frac{\nu_1\nu}{Mm} + \frac{\sigma_y\vartheta_1\alpha F_0}{c\vartheta m} + \frac{\nu_1 F_0^2}{Mc\vartheta m} = \frac{1}{T^2} \quad D_1 \ 1/сек^2;$$

$$\frac{\alpha F_2^2 F_0}{Mc\vartheta m} - \frac{\nu_1\sigma_y\vartheta_1\alpha F_0}{Mc\vartheta m} + \frac{\nu_1\lambda}{Mm} = \frac{1}{T^3} = D_2 \ 1/сек^3;$$

$$\frac{\nu_1\sigma_y\vartheta_1 F_0}{Mc\vartheta m} = A;$$

$$\frac{F_2 F_0}{Mc\vartheta m} = A_1;$$

$$p = \frac{d}{dt};$$

p_1 — давление в силовом цилиндре (см. фиг. 109).

Общий интеграл дифференциальных уравнений (277) и (278) описывает переходный процесс, т. е. изменение во времени параметра стабилизации после нарушения равновесия системы. Переходные процессы стабилизации, аналогично колебаниям, могут быть вынужденными и свободными.

Если во время переходного процесса действует возмущающая сила, то такой процесс относят к вынужденным переходным процессам. При свободном переходном процессе возмущение, вносимое в систему, служит лишь только причиной возникновения переходного процесса.

Если переходный процесс кратковременный (этот случай наиболее распространен в станкостроении), то с достаточной точностью можно принять, что $p\sigma(t) = 0$ [см. уравнение (277)].

При анализе стабилизирующей гидравлической системы точно так же, как и при анализе автоматического регулирования, прежде всего выясняют вопросы, связанные с устойчивостью системы. Если стабилизирующая система устойчивая, то переходный процесс всегда сходящийся и это характеризует качественную сторону процесса.

В тех случаях, когда возмущающие воздействия следуют последовательно одно за другим, а параметр стабилизации не успевает приходить в новое уравновешенное состояние, тогда необходимо определять время, затрачиваемое на переходный процесс, в течение которого параметр стабилизации приходит в новое равновесное положение.

В таких случаях, кроме качественной оценки системы стабилизации, необходима и количественная ее оценка.

Имеющиеся общеизвестные методы качественной и количественной оценки переходных процессов, позволяют исследовать переходные режимы без решения дифференциальных уравнений, что значительно облегчает работу.

Характеристическое уравнение дифференциального уравнения (277) будет

$$q_3 + Dq^2 + D_1 q + D_2 = 0,$$

а приведенное уравнение, отвечающее этому характеристическому уравнению, должно быть

$$r^3 + sr + t = 0,$$

где, как известно,

$$s = D_1 - \frac{1}{3} D^2 \text{ и } t = \frac{2}{27} D^3 - \frac{DD_1}{3} + D^2.$$

Нетрудно заметить, что характеристическое уравнение сходно с уравнением в операторной форме [см. уравнение (278)], если оператор p принять за искомую алгебраическую величину. В таком случае сокращенно можно записать $B(p) = 0$ и поэтому интеграл дифференциального уравнения $\psi = \sum_{j=1}^{j=3} c_j e^{p_j t}$ решается с применением уравнения Эйлера и приводится к общему интегралу:

$$\psi = C_0 e^{pt} + A e^{\theta t} \sin(\beta t + \gamma). \qquad (279)$$

Это уравнение показывает, что переходный процесс содержит периодическую $Ae^{\theta t}(\beta t + \gamma)$ и апериодическую $C_0 e^{pt}$ составляющие и, следовательно, переходный процесс будет сходящимся, если сходятся составляющие переходного процесса.

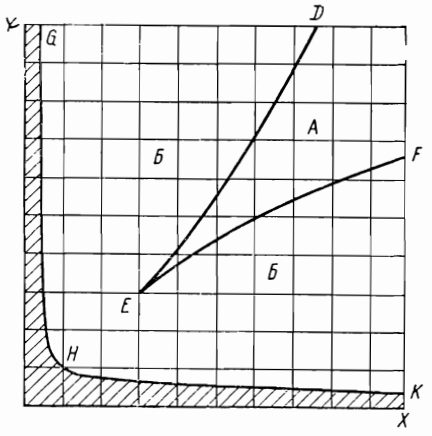
Критерий устойчивости процесса стабилизации наиболее просто определить, пользуясь критериями Гурвица, согласно которым переходный процесс будет устойчив, если коэффициенты уравнения (278) имеют положительное значение, т. е. если

$$D > 0;\ D_1 > 0;\ D_2 > 0.$$

Иногда применяется форма записи устойчивости процесса стабилизации в форме определителя, т. е.

$$\Delta = \begin{vmatrix} D_2; & D \\ 1; & D_1 \end{vmatrix} > 0.$$

При анализе уравнений стабилизации, а также уравнений автоматического уравнения обычно им придают безразмерную форму, позволяющую освободиться от размерностей входящих в уравнение членов, что значительно упрощает расчет. Так, например, принимая $\varphi = \frac{h}{h_0}$, где h_0 — наибольший подъем поршня стабилизатора (редукционного клапана) (см. фиг. 109) при наибольшей скорости силового поршня, получим уравнение (277)



Фиг. 127. Диаграмма И. А. Вышнеградского.

$$\frac{d^3\varphi}{dt^3} + D\frac{d^2\varphi}{dt^2} + D_1\frac{d\varphi}{dt} + D_2\varphi + Ep_1 + E_1 p(\sigma)\, t = 0, \quad (280)$$

где

$$E = \frac{A}{h_0} \quad \text{и} \quad E_1 = \frac{A_1}{h_0}$$

Если применить безразмерную форму записи и для времени t [47], то можно построить диаграмму И. А. Вышнеградского (фиг. 127), которая наглядно показывает области устойчивости и сходимости переходных процессов. Для построения диаграммы время t заменяется некоторым масштабным коэффициентом θ и безразмерным временем τ, т. е. $\tau = \frac{t}{\theta}$ Тогда, пользуясь этими отношениями, получаем безразмерное уравнение, имеющее только два постоянных коэффициента вместо трех

$$\frac{d^3\varphi}{d\tau^3} + x\frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + y\frac{d\varphi}{d\tau} + \varphi = 0, \quad (281)$$

где $x = \frac{D}{\sqrt[3]{D_2}}$ и $y = \frac{D_1}{\sqrt[3]{D^2}}$

Если теперь построить (см. фиг. 127) равнобокую гиперболу GHK по уравнению: $xy = 1$, то [47] получаем зоны:

Зона А — между кривыми DE и EF — область апериодических сходящихся процессов, т. е. стабилизирующая система, выведенная из равновесного положения, переходит к новому равновесному положению без каких-либо колебаний.

Зона Б — между кривыми DE и EF и равнобокой гиперболой GHK является областью периодических сходящихся процессов, т. е. система, выведенная из равновесного положения, будет иметь колебания, но они постепенно уменьшаются и переходят к новому равновесному положению. В этом случае должно быть $xy > 1$.

Наконец, область между осями координат X и Y и гиперболой GHK является областью расходящихся переходных процессов. Система стабилизации, выведенная из состояния равновесия, постепенно увеличивает свои размахи. Такая область стабилизации совершенно не пригодна для целей стабилизации и автоматического регулирования.

ГЛАВА VII

НЕКОТОРЫЕ СХЕМЫ СЛЕЖЕНИЯ ПРИ КОПИРОВАЛЬНЫХ РАБОТАХ И КОНСТРУКЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЕЙ

§ 40. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СУППОРТЫ-ПРИСТАВКИ К ТОКАРНЫМ СТАНКАМ

В металлообрабатывающей промышленности широкое распространение получили гидрокопировальные суппорты-приставки для обработки различных ступенчатых, конусных и сферических поверхностей.

Такие суппорты-приставки монтируются непосредственно на токарных станках.

Гидросуппорты выпускаются станкозаводами: «Красный пролетарий» (мод. ГС-1), им. Серго Орджоникидзе (мод. КСТ-1), Киевским заводом-автоматом (мод. УП-240) с креплением на продольной каретке станка, либо вместо поворотной части и резцедержки, как, например, мод. ГС-1, либо вместо поперечного суппорта и поворотной части (суппорта мод. УП-240, КСТ-1).

На фиг. 128 показана принципиальная схема копирования такими гидросуппортами на токарном станке. Сменный копировальный палец *1* постоянно соприкасается с копиром *6*. Управляющий золотник *2* — четырехкромочный, смонтированный в корпусе *3* и кронштейном *4* соединенный с гидросуппортом резцедержателя *5*.

Задающее движение S гидросуппорт получает от ходового винта.

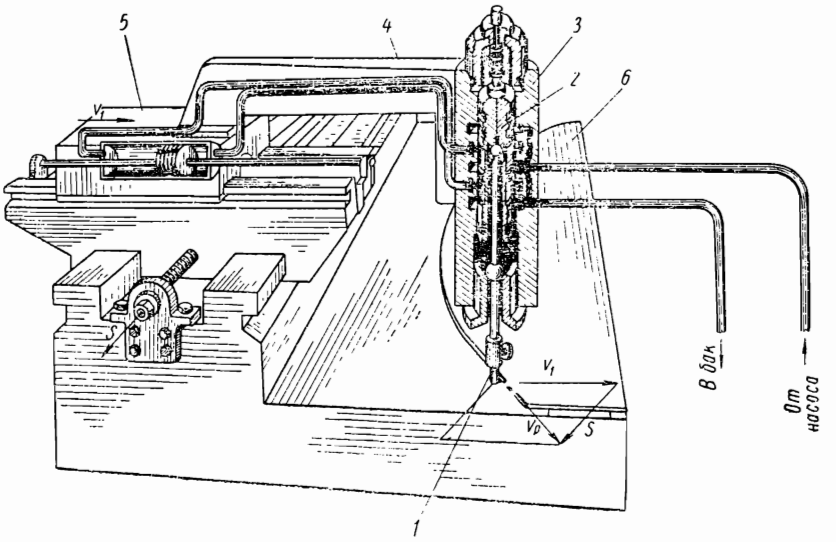
Каждая гидроприставка снабжается насосной станцией с литражом $Q = 0{,}6 \div 1{,}7$ *л/мин* в зависимости от модели гидросуппорта. Давление в гидросистеме устанавливается равным 10 или 20 *кГ/см*^{2} (зависит от модели приставки). Соответственно этим давлениям и диаметрам силовых поршней суппорты могут развивать силы $P = 440$ *кГ* и 600 *кГ*, потребляя мощность 1,7 *квт* и 1,0 *квт*. Наибольшая копирующая скорость силового поршня обычно $v_1 = 0{,}8 \div 1{,}0$ *м/мин* и длина обрабатываемой детали $L = 600 \div 800$ *мм*.

Гидросуппорты монтируются либо с задней стороны станка под углом $\beta = 45°$ к продольной оси станка (суппорт КСТ-1), либо с передней стороны станка под углом $\beta = 60°$ к той же оси (мод. ГС-1, УП-240).

Если суппорт переднего расположения, то вращение шпинделя станка прямое. Направление вращения шпинделя при заднем расположении суппорта зависит от установки резца. При прямом вращении шпинделя резец должен быть установлен вершиной вниз.

Углы α профиля подъема обрабатываемой детали (фиг. 129) могут быть от $\alpha = 0°$ при точении цилиндра до $\alpha = 180° - \beta - 15° = 165° - \beta$.°

Углы α_1 при точении спадающих участков профиля определяются из условий наилучшего контакта копировального пальца с профилем



Фиг. 128. Принципиальная схема однокоординатного копирования на токарном станке.

копира, а также из условий прочности угла вершины резца, поскольку радиус его закругления должен быть согласован с радиусом закругления копировального пальца. С этой целью, а также имея в виду черновую и чистовую обработку деталей различной твердости, копировальный палец всегда предусматривают сменным. Наибольший угол спада (см. фиг. 129) обычно равен $\alpha_1 = \beta - 15°$ Чтобы резец не соприкасался с обрабатываемой поверхностью, углы γ_1 и ϑ делают равными $2 \div 3°$ и, таким образом, угол ω вершины резца должен быть не больше:

$$\omega = 180° - 3° - \alpha - 3° - \alpha_1 = 174° - \alpha - \alpha_1,$$

т. е. его величина определяется углами подъема и спада обрабатываемого профиля.

Так, при обточке ступенчатого вала с установкой суппорта под углом $\beta = 45°$, с углом подъема $\alpha = 90°$ (ступенчатый вал) и углом спада $\alpha_1 = 45° - 15° = 30°$,

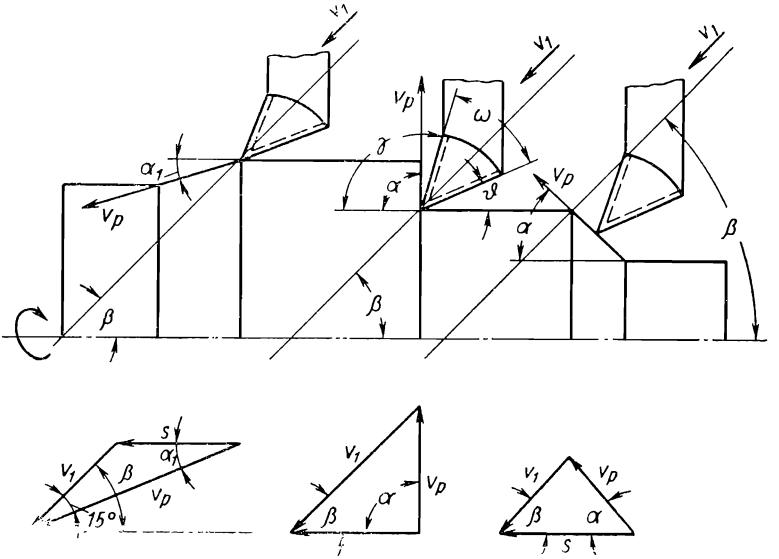
имеем

$$\omega = 174° - 90° - 30° = 54°$$

Возможный (допускаемый) угол подъема определяется прочностью вершины резца. Так, при том же угле $\beta = 45°$ наибольший угол подъема теоретически может быть $\alpha = 165°-45° = 120°$, однако он требует угла ω при вершине резца, равного

$$\omega_{min} = 174° - 120° - 30° = 24°,$$

чего по соображениям прочности резца делать нельзя.



Фиг. 129. Различные схемы копирования профиля деталей.

Наибольшее распространение получил гидросуппорт мод. КСТ-1, в котором применена схема по фиг. 96, 116. Отверстие F_i конструктивно выполнено в силовом поршне и, таким образом, полости F_1 и F_2 соединены. Все гидросуппорты имеют однокоординатное слежение. Задающая скорость S — постоянная от ходового винта, ходового валика станка, копирующую скорость v_p резец получает в результате геометрического сложения перемещений суппорта S и силового поршня (см. фиг. 128, 129).

По правилам тригонометрии для участков подъема профиля имеем:

$$\frac{S}{\sin(180° - \alpha - \beta)} = \frac{v_p}{\sin\beta}$$

$$\frac{v_1}{\sin\alpha} = \frac{S}{\sin(180° - \alpha - \beta)}$$

Из этих равенств после подстановки соответствующих значений углов β и α находим требуемые перемещения S_1, v_p, v_1.

Соотношения скоростей при углах спада копируемого профиля определяются также по правилам тригонометрии, т. е.

$$\frac{S}{\sin(\beta - \alpha_1)} = \frac{v_p}{\sin(180° - \beta)}$$

$$v_1 = \frac{S \sin \alpha_1}{\sin(\beta - \alpha_1)}.$$

Из треугольников скоростей (см. фиг. 129) видно, что результирующая скорость v_p при одной и той же задающей подаче S не остается постоянной, а меняется в довольно больших пределах и зависит от углов подъема и спада профиля.

Копиры могут быть круглыми, если копируемый профиль элементарно прост. Такие копиры изготовляются из стали марок 20Х или 40Х с последующей термической обработкой.

Плоские копиры применяются для обработки более сложных профилей, имеющих сферические, конусные и криволинейные поверхности. Такие копиры изготовляются из листовой стали толщиной 3—6 *мм*, после термической обработки они должны иметь твердость рабочей кромки $RC = 55$.

Допуски на изготовление копиров рекомендуется выбирать в два раза большими по отношению к соответствующим допускам на обрабатываемую деталь.

Точность копирования профиля зависит от многих факторов (точности изготовления копира, упругих деформаций узлов станка, несоответствия радиусов резца и копировального пальца, величины рассогласования и других факторов). Подробно этот вопрос описан в литературе [48], [49].

Допуск на радиусы закругления резца и копировального пальца рекомендуется выдерживать не более 0,1 *мм*. Причем для радиуса торца копировального пальца рекомендуется принимать допуск —0,1 *мм*, а для радиуса резца, наоборот, + 0,1 *мм*. Резец должен быть установлен по линии центров станка с допуском по высоте центров ± 0,25 *мм*.

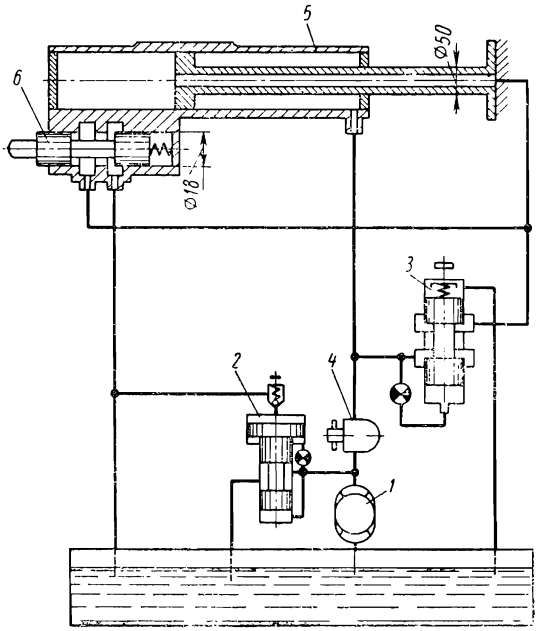
Наличие рассогласования в следящей системе создает некоторое осевое смещение копируемого профиля относительно копира. Замечено, что это смещение тем больше, чем больше задающая скорость S. Зная точность (ошибку) слежения (равную 0,02—0,04 *мм*), задающую скорость подбирают экспериментально по величине допускаемого смещения.

Практически копировальные суппорты гарантируют точность обработки по диаметру в пределах 0,05—0,1 *мм*.

Наблюдения за работой гидросистем суппортов показали, что если заменить постоянное сопротивление F_i (см. фиг. 96, 116) некоторым переменным сопротивлением, использовав для этого клапан, например БГ54 (фиг. 130), то переходные процессы в гидросистеме

становятся более устойчивыми, точность копирования несколько повышается. Регулируя силу пружины БГ54, можно подобрать наиболее оптимальный перепад давления в рабочих полостях силового цилиндра.

Для копирования сложных профилей по нескольким координатам находят применение многокоординатные гидросистемы (фиг. 131). Здесь, например, имеется блок управляющих золотников *1* для слежения по трем координатам соответственно силовым цилиндрам *2*, *3* и *4*. Поступательные перемещения силовых поршней посредством реек и зубчатых колес преобразуются в необходимые круговые движения.



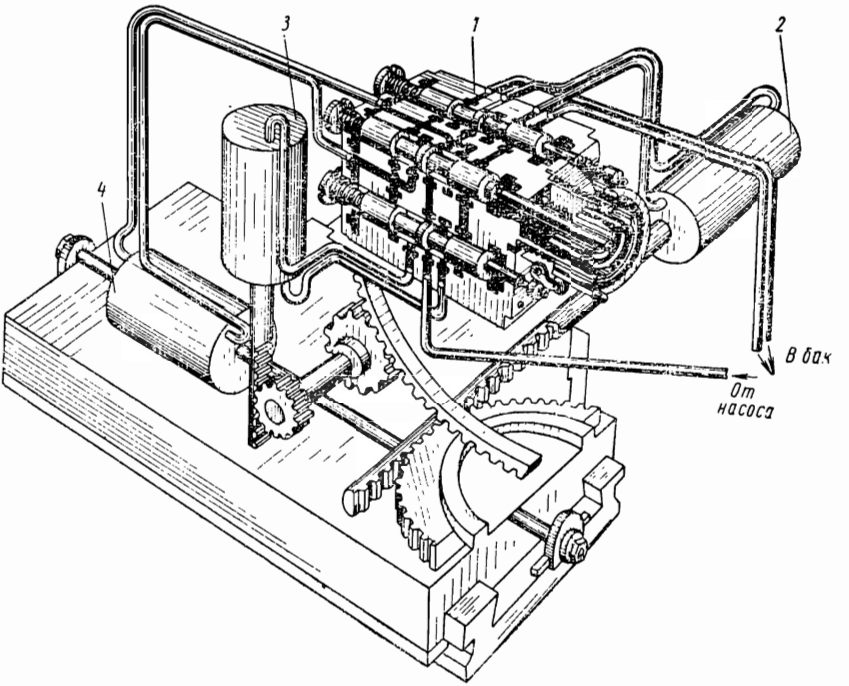
Фиг. 130. Вариант однокоординатного слежения:

1 — насос; *2* — предохранительный клапан мод. Г52; *3* — напорный золотник (исполняет функции постоянного сопротивления) мод. БГ54; *4* — фильтр мод. Г41; *5* — силовой цилиндр; *6* — управляющий золотник.

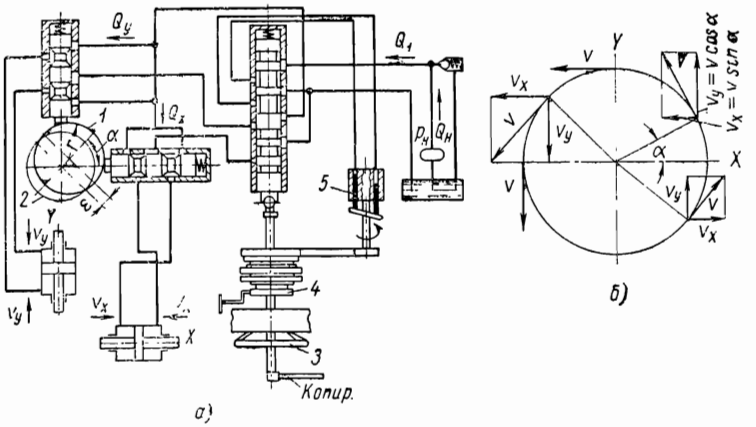
Постоянную результирующую скорость копирования можно получить при двухкоординатном, взаимно-перпендикулярном, независимом слежении (фиг. 132). В результате одновременного перемещения инструмента по двум взаимно-перпендикулярным осям координат отношение скорости по осям X и Y (крутизна профиля) $\beta = \frac{V_x}{V_y} = \text{const}$ обрабатываемого профиля не меняется.

Основными элементами двухкоординатной системы слежения являются два силовых цилиндра, перемещающиеся по осям X и Y с двумя четырехкромочными золотниками управления; синусно-косинусный распределитель, который состоит из двух эксцентриковых дисков *1* и *2*, профиль которых выполнен по определенной форме с таким расчетом, чтобы расходы масла в силовые цилиндры X и Y были бы пропорциональны синусу и косинусу углов поворота распределителя.

Измерительный (чувствительный) элемент представляет собой обычный золотник управления, шток которого шарнирно соединен с копировальным пальцем *3*. На штоке золотника управления имеется конусная втулка *4*, на которой смонтирован упомянутый ранее синусно-косинусный распределитель, приводимый в движение от аксиального роторно-поршневого гидромотора *5*.



Фиг. 131. Схема многокоординатного слежения при копировальных работах.



Фиг. 132. Схема двухкоординатного слежения при копировальных работах.

Эксцентрицитет относительно оси вращения втулки *4* можно изменять, что в свою очередь, будет изменять поступление масла в силовые цилиндры.

Для того чтобы скорость копирования v, направленная по касательной к копиру, была постоянной, необходимо, чтобы скорости $v_y = v\cos\alpha$ и $v_x = v\sin\alpha$ непрерывно менялись — первая пропорционально косинусу, а вторая пропорционально синусу угла поворота распределителя. В результате этих перемещений скорость копирования v будет пропорциональна величине эксцентрицитета e, а по направлению она будет приблизительно совпадать с направлением эксцентрицитета.

Исследования показали, что профиль обрабатываемого изделия, получающийся в результате геометрического сложения двух скоростей v_x и v_y, имеет ничтожно малую погрешность, не имеющую практического значения.

Совмещение направления скорости v копирования и направления касательной к контуру копируемого профиля осуществляется поворотом синусно-косинусного распределителя совместно с автоматическим вращением эксцентриков *1* и *2*.

Расход $Q_н$ масла насоса распределяется параллельно по трем направлениям (см. фиг. 132) Q_1, Q_x и Q_y. Золотники управления силовыми цилиндрами X и Y аналогичны ранее указанным (см. фиг. 119). Пользуясь схемой этих золотников и профилем копирных кулачков, найдем перемещение золотников управления [12]:

$$m = \varrho - r = r + e\cos\alpha - r = e\cos\alpha, \qquad (c)$$

где r — радиус копирных дисков *1*, *2* синусно-косинусного распределителя;

α — угол поворота распределителя.

Следовательно, скорость перемещения золотников управления должна быть

$$v_з = \frac{dm}{dt} = e\sin\alpha\omega,$$

где ω — угловая скорость вращения копирных дисков *1* и *2*.

Подставляя в уравнение (258) вместо величины сечения проходного отверстия f значение того же сечения, но выраженное через угол поворота копира, т. е. $f = \pi de\cos\alpha$, найдем, что скорость перемещения силового поршня должна быть

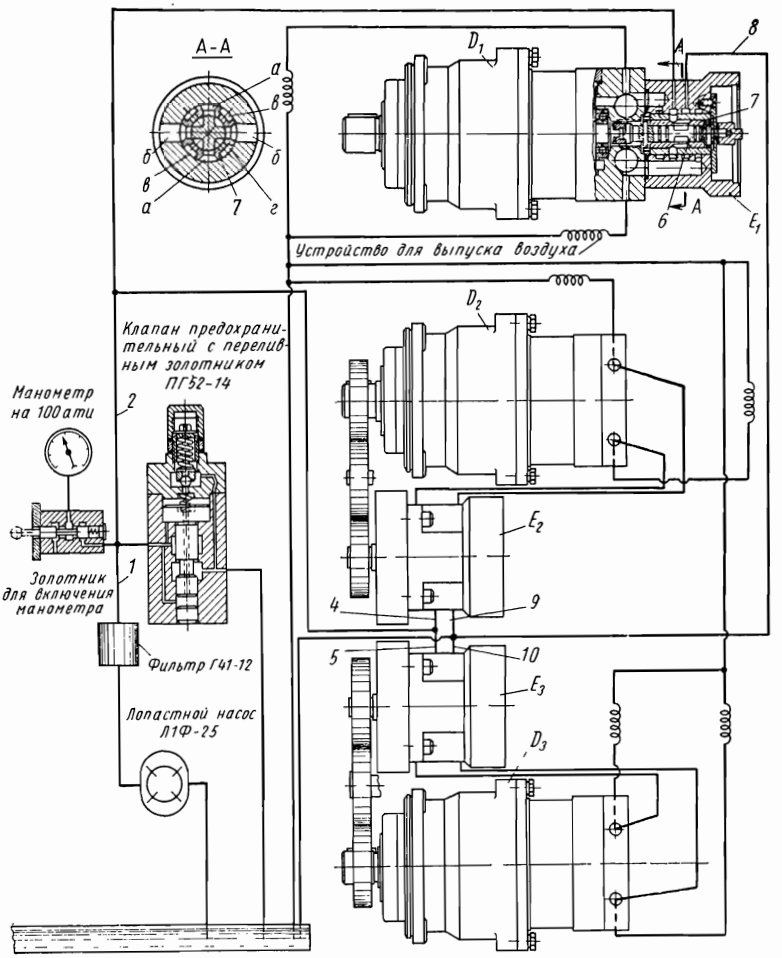
$$v_1 = \frac{\pi d\mu}{F_2}\sqrt{p_0\frac{F_1 g}{F_2\gamma}}e\cos\alpha = Ke\cos\alpha.$$

По наибольшей скорости v_1 силового поршня и при угле $\alpha = 0$ найдем значение наибольшего эксцентрицитета копирных дисков:

$$e = \frac{v_1}{K}. \qquad (c_1)$$

§ 41. СЛЕДЯЩАЯ СИСТЕМА КОНСТРУКЦИИ ЭНИМС К ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОМУ СТАНКУ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Гидросистема слежения (фиг. 133) питается шиберным насосом мод. Г12-13А с давлением $p = 50$ *кГ/см*^{2} и осуществляет продольные, поперечные перемещения стола и вертикальные перемещения пиноли фрезерной головки.



Фиг. 133. Полуконструктивная гидравлическая схема следящей системы к фрезерному станку мод. 6Н13ПР с программным управлением.

Давление насоса подается через фильтр мод. Г41-12 и трубопровод *1—2* к гидромотору D_1 привода поперечных перемещений стола, а параллельно по трубе *4* — к гидромотору D_2 привода продольных перемещений стола и, наконец, по трубопроводу *5*

к гидромотору D_3, привода вертикального перемещения пиноли фрезерной головки.

Каждый роторно-поршневой гидромотор осевого типа, мод. МГ-154, имеет одинаковые следящие приставки E_1, E_2 и E_3, состоящие из золотников управления *6*, получающих движения от шаговых электродвигателей и распределительных втулок *7* Последние имеют два отверстия *а*, соединенные с насосом через трубопроводы *4—5*; два отверстия *б*, соединенные с баком трубопроводами *8—9—10* и, наконец, два отверстия *в* и два отверстия *г*, соединенные с гидромоторами D_1; D_2; D_3.

Управляющий золотник имеет четыре канавки и четыре пояска. Если золотник находится в среднем положении, то пояски перекрывают отверстия *а* и *б* и масло в гидромотор не поступает. При выводе золотника из среднего положения в любую сторону одна из полостей гидромотора соединяется с давлением насоса, а другая с баком, вал гидромотора приходит в движение. Поскольку втулка *7* жестко соединена с валом гидромотора, то последний будет поворачиваться только до тех пор, пока пояски золотника не перекроют отверстия *а* и *б* втулки *7*

Таким образом, угол поворота золотника, а следовательно, и вала гидромотора будет соответствовать углу поворота шагового двигателя.

Следящие приставки к гидромоторам вертикальной и продольной подач связаны с соответствующими валами гидромоторов через кинематические цепи.

Ходовые винты имеют шариковые гайки, в которых предусмотрена выборка мертвых ходов двумя гайками.

Наличие воздуха в гидросистеме ведет к неравномерному вращению гидромоторов и к их рассогласованию в движениях. Поэтому необходим непрерывный отвод воздуха из системы и для этой цели предусмотрены специальные воздухоспускные устройства в виде спиралей из труб небольшого диаметра (5—6 *мм*), соединенных непосредственно с баком (см. фиг. 133).

Применение шаговых электродвигателей позволило выполнить управление без обратной связи по положению стола и пиноли и, таким образом, сделать управление разомкнутым. Шаговые двигатели обеспечивают фиксированный угол поворота, определяемый числом импульсов, поступающих из системы управления станком; каждый считанный сигнал с носителя программы — магнитной ленты — соответствует повороту шагового двигателя на 3°, что равноценно перемещению стола или пиноли шпинделя на 0,05 *мм*.

Скорость перемещения на данной координате определяет частоту следования импульсов.

Лента имеет шесть дорожек — по две дорожки на каждую координату. Запись производится положительными импульсами с амплитудой 8—10 *в* и с длительностью 10—15 *мксек*. Емкость кассет 300 *м*; уровень сигнала с магнитных головок равен 1,5—2 *мв* со скоростью

считывания 100 *мм/сек*. Непрерывное время программной работы станка составляет 90 *мин*. При программировании движений стола подачи его могут быть в пределах 0—250 *мм*. Подача стола на один импульс соответствует 50 *мк*.

Станки с программным управлением на первой стадии своего развития шли по пути применения к существующим станкам известных электронно-счетных устройств. Высокая стоимость их, а также сложность, отсутствие технологических данных вызывало сомнение в экономике применения этих станков.

В настоящее время более или менее установлено, какие движения, с какими характеристиками и какие команды могут быть запрограммированы.

Характеристика команд и вид движения зависят от типа станка (токарный, сверлильный, фрезерный и т. п.) и от того, какую технологическую задачу должно решать программирование.

Использование универсальных станков программным управлением рекомендуется в трех случаях:

1. В мелкосерийном и индивидуальном производствах, для обработки простых деталей (диски, ступенчатые валики и пр.).

2. В индивидуальном или мелкосерийном производстве для обработки сложных по форме деталей (кулачки, сложные копиры, лопатки реактивных турбин и пр.), особенно в тех случаях, когда решающим фактором является время обработки или частая смена изделия.

3. В серийном или крупносерийном производствах, а также в поточных линиях (например, при обработке корпусных деталей, зубчатых колес и т. д.).

Анализ эффективности программирования применительно к трем этим случаям использования станков показывает, что проще всего тот случай, когда подлежат обработке детали сложного, трудоемкого профиля. Здесь всегда имеется значительный выигрыш не только во времени изготовления детали, но часто и в стоимости. Чем сложнее форма детали, тем этот выигрыш больше.

При обработке простых деталей эффективность в основном получается за счет перехода с ручных операций на программирование ускоренных перемещений инструмента, отсутствия потерь времени на выбор наиболее рационального режима резания, переключения рукояток, на быструю смену инструмента, а иногда и на смену обрабатываемой детали. Однако следует иметь в виду большую затрату времени на составление программы и ее проверку.

Поэтому степень сложности программирования имеет большое значение при определении эффективности обработки деталей.

Для случая использования станка в крупносерийном производстве или в потоке следует, видимо, сравнивать программирование при помощи счетно-решающих устройств с обычным гидрокопировальным устройством или другими средствами автоматизации, такими как управление от упоров, выключателей, электроконтактов и т. д.

Формообразующие движения могут быть как прямолинейными, так и вращательными относительно трех осей координат.

Некоторые формообразующие движения могут определяться только режимом работы станка и не иметь синхронизирующих связей, определяемых формой обрабатываемых деталей (фрезерование, точение, строгание, круглое и плоское шлифование с прямолинейной образующей, фрезерование с круглой подачей, торцовая обработка на токарном или карусельном станке, протягивание).

В некоторых случаях формообразующие движения определяются формой изделия, и тогда они должны иметь функциональные связи между двумя или даже тремя и более координатами, например профильная обточка поверхностей вращения, контурное и объемное фрезерование или шлифование профильных поверхностей и пр.

Программирование вспомогательных (установочных) движений также может быть по трем осям координат. Однако при программировании таких движений всегда отсутствует функциональная зависимость от формообразующих движений. Поэтому управление всеми вспомогательными движениями обычно осуществляется от конечных положений перемещающихся органов станка.

Программирование цикла работы станка возможно для следующих его движений: а) пуск и останов любого органа станка; б) управление системой смазки и охлаждения; в) достижение необходимой точности; г) смена или перемещение режущих инструментов; д) зажатие или смена обрабатываемой детали; е) выбор и регулирование режимов резания.

Режимы резания могут быть выбраны предварительно путем программирования по заданному закону. В некоторых случаях режимы резания могут быть заданы самонастраивающимся программированием в зависимости от одного или нескольких одновременно меняющихся параметров резания (величины припуска на обработку, силы резания, изменения размеров детали в процессе обработки и т.д.).

Точность обрабатываемого изделия обычно программируется либо по заранее установленному закону (например, по компенсации износа инструмента), либо применяя самонастраивающую систему, получающую импульс от какого-либо механизма, имеющего соприкосновение с поверхностью обрабатываемой детали.

Программа смены инструмента может быть составлена в зависимости от различных показателей, например от количества обработанных деталей; может быть самонастраивающейся от различных параметров резания; может быть запрограммировано непрерывное восстановление режущих способностей инструмента и пр.

Стоимость программного устройства, по данным американских фирм, составляет примерно 40—42% от стоимости станка. Стоимость цифрового программного управления примерно 13 000 руб.

Из 26 станкостроительных фирм США, занимающихся программными устройствами, только две фирмы применяют магнитные ленты, а остальные 24 фирмы программируют на перфокартах или перфолентах.

На последней выставке в Чикаго на 1000 экспонатов-станков, только 85 станков были станками с цифровым программным управлением.

Судя по анкетам, разосланным в США 1105 фирмам, занимающимся общим машиностроением, 94 фирмы (8,5%) применяют у себя цифровое управление для различных целей и только 30 станков с этим управлением применяется на производстве для обработки деталей.

Для фрезерных станков цифровое программное управление не получило распространения в США, поскольку требуются различные вспомогательные устройства для фиксации детали и инструмента.

На подготовку программы и разработку технологии требуется много времени. В среднем программа состоит из 2500 знаков, имеющих, как правило, ошибки, поэтому необходимо производить проверку карандашом на бумаге, на специальной проверочной машине формы запрограммированной детали.

Отжим изделия и инструмента, ошибки в режимах резания, отклонения в диаметрах фрез с расчетного диаметра, все это вносит большие ошибки в запрограммированное управление.

Точность обрабатываемых деталей на станках с программным управлением, по данным зарубежных фирм, составляет 0,05—0,07 *мм*. Число обрабатываемых деталей должно быть не меньше 20. Считается, что применение в станках с программным управлением гидравлики и полупроводников сокращает стоимость станка примерно на 20—25%.

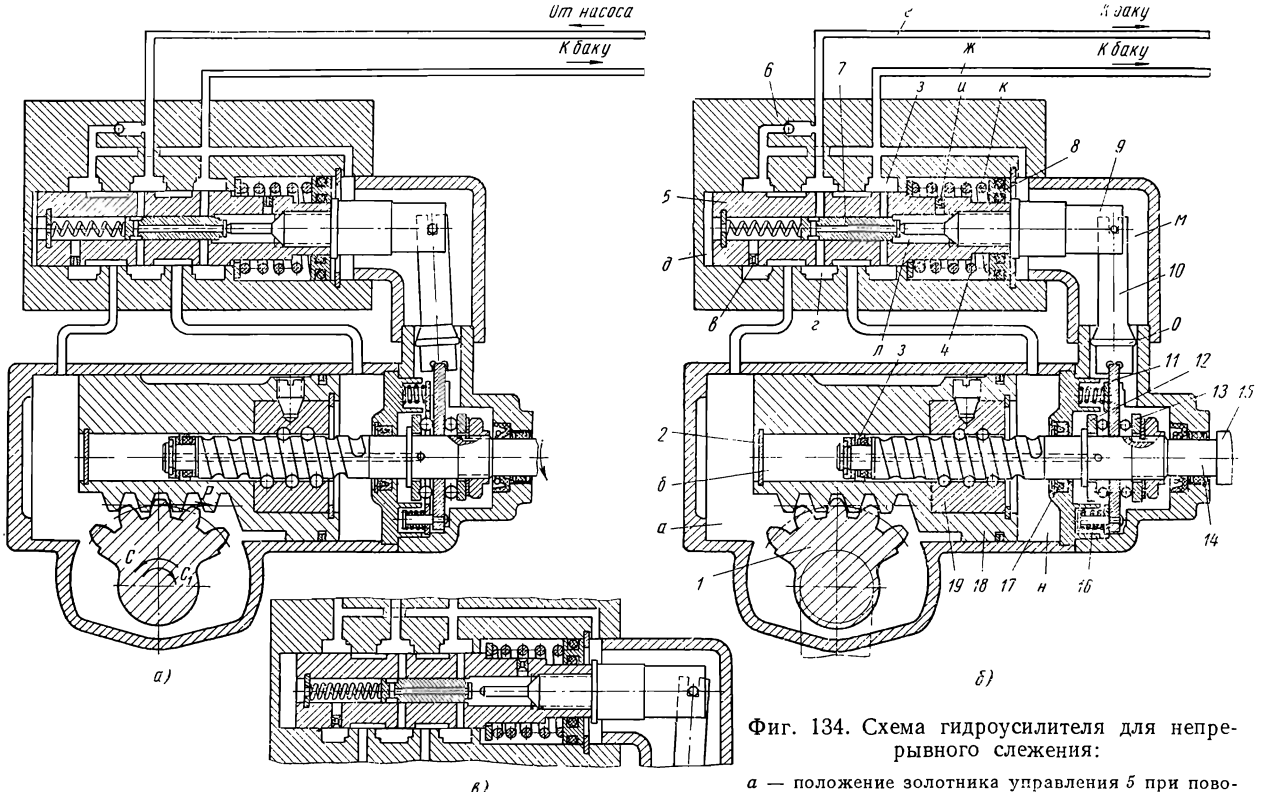
За последнее время появилось много станков иностранных фирм с упрощенной системой программирования, в которой, например, программируют только две координаты, а третью получают простым гидрокопированием от жесткого копира.

§ 42. ГИДРОУСИЛИТЕЛЬ ДЛЯ НЕПРЕРЫВНОГО СЛЕЖЕНИЯ

Гидроусилитель для непрерывного слежения (фиг. 134) имеет золотник управления *5*, в котором смонтирован распределительный плунжер *7* Силовой поршень *18* снабжен рейкой, с которой в постоянном зацеплении находится выходной зубчатый сектор *1*, приводящий в движение механизм регулирования производительностью насоса, рукоятку управления и прочие механизмы регулирования.

В силовом поршне *18* для уменьшения трения смонтирована шариковая гайка *19*, соединенная с валом *15* ручного управления.

Винт *14* соприкасается с диском *11* посредством шайб *12* и *13*, опертых на шаровые опоры. Для выборки люфта в этом соединении, а также для целей уравновешивания предусмотрена пружина *16*. Шайба *11* имеет возможность несколько перемещаться вдоль винта *14*. Шайба *11* соединяется с рычагом управления *10*, имеющим сферическую опору *O* и шарнирно соединенным с тягой *9* золотника управления *5*.



Фиг. 134. Схема гидроусилителя для непрерывного слежения:

а — положение золотника управления *5* при повороте и распределительного плунжера *7* зубчатого сектора *1* по направлению стрелки *С*; *б* — нейтральное положение гидроусилителя; *в* — положение золотника управления *5* и распределительного плунжера *7* при повороте зубчатого сектора *1* по направлению стрелки C_1.

Полость *м* изолирована от силового цилиндра уплотнением *17* и постоянно соединена с баком через полость *з* и трубопровод *ж*. Полость *б* через продольное отверстие в винте *14* также постоянно соединена через полость *м* с баком, от полости *а* она изолирована пластиной *2*, а манжетой *3* от полости *н*.

Полости *а* и *н* силового цилиндра попеременно соединяются либо с магистралью, находящейся под давлением, либо с баком. Полость *д* с камерой *г* и полостью *а*, а также полость *г* с полостью *д* соединяются между собой соответственно дросселирующими отверстиями *в* и *и*, причем полость *к* изолирована от бака двойной манжетой *8*.

При нейтральном положении силового поршня (фиг. 134, *б*) все полости соединены между собой, поэтому насос работает «на себя» под небольшим давлением, определяемым потерями на трение в гидросистеме, и масло циркулирует по трассе *е—ж—бак*.

Если необходимо повернуть зубчатое колесо *1* по стрелке *С*, то в ту же сторону должен быть повернут и штурвал *15*. Винт выходит из гайки *19* и поэтому рычаг управления *10* повернется вокруг опоры *О* и через тягу *9* переместит золотник управления *5*, а пружина *4* через корпус *8* манжеты, упрется в бурт тяги *9*. Система слежения спроектирована так, что во время перемещения золотника *5*, плунжер *7* должен быть неподвижным, а для этого необходимо чтобы сила, создаваемая пружиной и дроссельным отверстием *в*, была бы больше силы, действующей на торец плунжера *7*

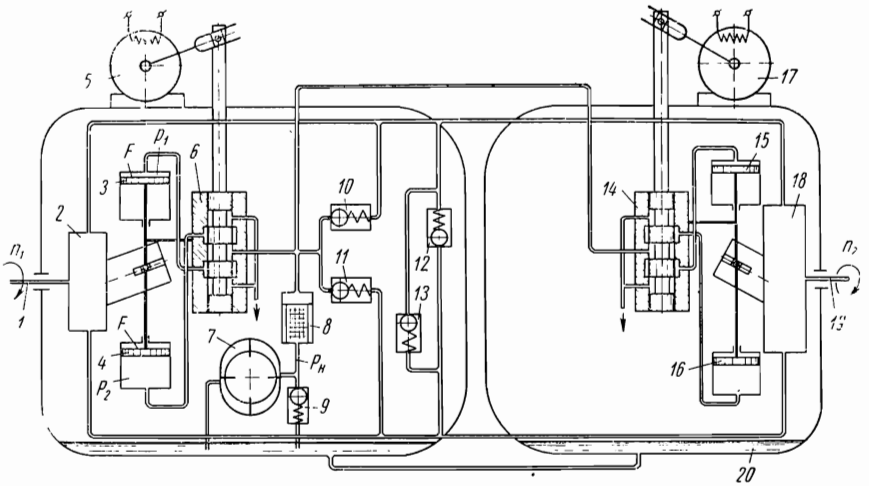
Давление насоса поступает в силовой цилиндр по трассе *е—г—н* и создает на зубчатом секторе *1* окружную силу *Р*. Одновременно давление насоса поступает в полость *к* и создает силу, действующую на торец корпуса манжеты *8*, поэтому управляющий золотник *5* возвращается в среднее положение, отрабатывая, заданное штурвалом *15*, перемещение.

Если непрерывно вращать штурвал *15* по направлению той же стрелки *С*, то винт *14* будет непрерывно выходить из гайки *19*, а силовой поршень *18* будет также непрерывно перемещаться влево, поворачивая зубчатый сектор *1* на нужный угол; сила, действующая на торец манжеты *8*, будет непрерывно отрабатывать задаваемые перемещения.

Для перемещения зубчатого сектора *1* по стрелке C_1, винт *14* должен входить в гайку *19*, поэтому шайба *11* через рычаг *10* переместит золотник *5* вправо. Масло из полости *к* вытесняется через отверстие *и* в полость *л* и перемещает плунжер *7* влево, обратный клапан *6* перекрывает полости *в* и *г*, при этом в полостях *к* и *л* остается некоторое остаточное (реактивное) давление; пружина *4* при этом сжата. Давление насоса поступает в полость *а* силового цилиндра и создает на зубчатом секторе окружную силу. Сжатая пружина *4* перемещает золотник *5* влево, полости *к* и *л* соединяются с баком и плунжер *7* под действием пружины отходит вправо, а золотник управления *5* возвращается в среднее положение.

§ 43. ГИДРОУСИЛИТЕЛЬ К РЕГУЛИРУЕМОМУ АКСИАЛЬНОМУ РОТОРНО-ПОРШНЕВОМУ ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ ПРИВОДУ ВРАЩЕНИЯ

Гидравлический привод вращения (фиг. 135) смонтирован из двух аксиальных роторно-поршневых насосов с дистанционным управлением *2* и *18*, работающих по замкнутой циркуляции (см. фиг. 84) друг на друга. Таким образом, один из них работает в качестве гидромотора.



Фиг. 135. Схема гидроусилителя к регулируемому аксиальному роторно-поршневому гидравлическому приводу вращения:

1 — входной вал; *2* — гидронасос; *3* и *4* — сервоцилиндры гидронасоса; *5* — электромеханический преобразователь $ЭПМ_н$; *6* — золотник гидроусилителя насоса; *7* — насос подпитки; *8* — фильтр; *9* — сливной клапан; *10* и *11* — клапаны подпитки; *12* и *13* — предохранительные клапаны; *14* — золотник гидроусилителя гидромотора; *15* и *16* — сервомотор; *17* — электромеханический преобразователь; *18* — гидромотор; *19* — выходной вал гидромотора; *20* — масляная ванна.

Сигнал, поданный оператором или автоматикой (при автоматическом регулировании), заставляет повернуться на заданный угол ротор электромеханического преобразователя ($ЭМП_н$) *5* насоса *2*, который заставит переместиться соответственно заданному углу золотник управления *3—4* гидроусилителя насоса *2*. Масло под давлением $p_н$ из вспомогательного насоса *7* начнет поступать в одну из полостей гидроусилителя *6* и заставит изменить угол наклона люльки насоса *2*. Жесткая обратная связь между корпусом *6* золотника гидроусилителя насоса и его поршнями возвращает корпус *6* в первоначальное положение, отрабатывая, таким образом, заданный $ЭМП_н$ угол.

Аналогичным способом от электромеханического преобразователя гидромотора ($ЭМП_м$) *17* осуществляется и регулирование пропускной способности гидромотора *18*.

Для восполнения объемных потерь в трассе высокого давления и для питания системы управления приводом служит насос *7* низкого давления, который обслуживает систему подпитки, состоящую из сливного клапана *9* (настройкой его пружины задается давление $p_н$), двух подпиточных клапанов *10* и *11* — один из этих клапанов пропускает масло под давлением $p_н$ в сливную трассу, а другой в это время закрыт.

Трассу высокого давления предохраняют от перегрузок два предохранительных клапана *12* и *13*.

Схема управления приводом вращения (фиг. 136) обеспечивает пуск, реверсирование, останов и автоматическое регулирование чисел оборотов вала *19* гидромотора по любой программе, с обеспечением необходимой жесткости механических характеристик.

Схема управления состоит из пяти блоков:

1. Блока задающего напряжения, включающего выпрямитель $В_2$, фильтр $С_2$ и потенциометр $П_3$ ручного задания нужного числа оборотов выходного вала привода вращения.

2. Блока измерения числа оборотов выходного вала гидромотора. Блок состоит из тахогенератора постоянного тока *ТГ*, потенциометра $П_1$ и вольтметра *V* для визуального наблюдения числа оборотов вала гидромотора.

3. Блока усиления обратной связи ($Л_1$ и $Л_2$) для управления катушками $IЭМП_н$ и $IIЭМП_н$ электромеханического преобразователя, механизма регулирования расходом масла насоса.

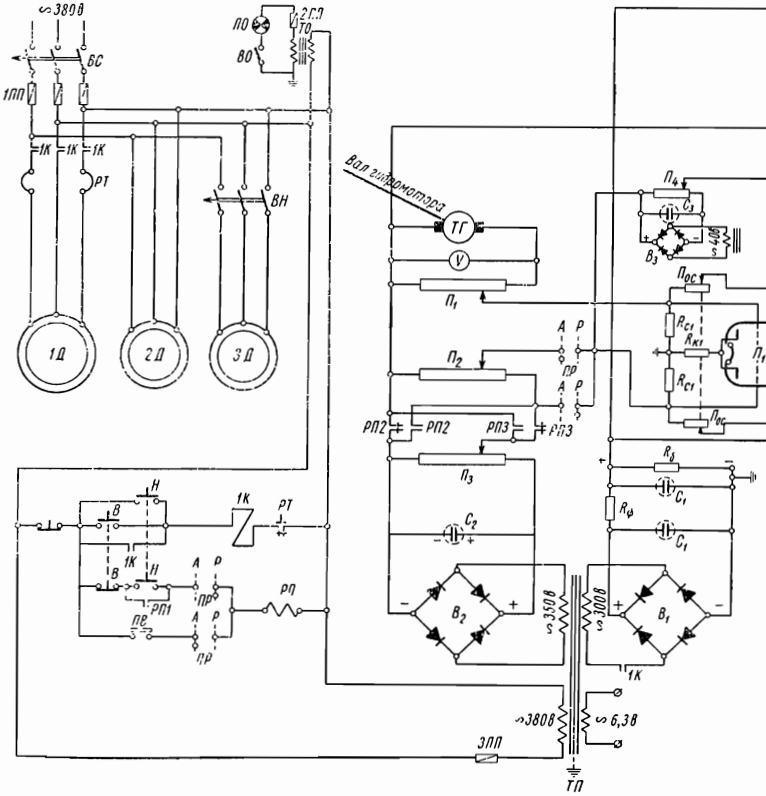
4. Блока управления, состоящего из катодного повторителя $Л_3$ и потенциометра смещения $П_4$ с выпрямителем $В_3$, для управления электромеханическим преобразователем $ЭМП_м$ гидромотора.

5. Блока питания, состоящего из трансформатора *ТП*, выпрямителя $В_1$ и фильтра *R—C*, с механизмом для преобразования напряжения потенциометра $П_2$, изменяющегося по заданному закону или заданной программе.

При работе в режиме программирования или же в режиме, например, поддержания постоянной скорости резания, переключатель *ПР* ставится в положение *А* «автоматическая работа», тогда источником задающего напряжения является потенциометр $П_2$. Его напряжение и должно изменяться по заданной программе или по заданному закону, например, при изменении диаметра обработки.

Напряжение потенциометра $П_2$ сравнивается с напряжением тахогенератора *ТГ* измеряющего число оборотов выходного вала гидромотора. При рассогласовании напряжений разность их усиливается двухкаскадным усилителем постоянного тока $Л_1$—$Л_2$ и подается на обмотки $IЭМП_н$ и $IIЭМП_н$ электромеханического преобразователя (см. фиг. 135), управляющего гидроусилителем угла наклона люльки насоса. При этом полярность напряжений должна быть соответствующим образом подобрана.

После того как люлька насоса достигнет наибольшего угла поворота $\alpha \geqslant 25°$ и необходимо дальнейшее увеличение оборотов гидро-



Фиг. 136. Электросхема управления приводом вращения:

1К — магнитный пускатель; *БС* — пакетный выключатель; *ВН* — пакетный выключатель; *1ПП, 2ПП* и *3ПП* — предохранители; *РТ* — тепловое реле; *ТО* — трансформатор освещения; *ВО* — выключатель освещения; *С* — кнопка «Стоп»; *В* и *Н* — кнопки «Вперед» и «Назад»; *РП* — промежуточное реле; *РП1, РП2* и *РП3* — контакты промежуточного реле; *ПР* — пакетный переключатель с автоматики на ручное управление; *ПВ* — путевой переключатель реверса; *ТГ* — тахогенератор; $В_1$ — выпрямитель анодного питателя; $В_2$ — выпрямитель задающего напряжения; $В_3$ — выпрямитель напряжения смещения; $П_1$ — настроечный потенциометр; $П_2$ — потенциометр автоматики; $П_3$ — задающий потенциометр; *v* — указатель оборотов; $П_4$ — потенциометр смещения; $П_5$ — настроечный потенциометр; $П_6$ и $П_7$ — балансировочные потенциометры; $С_1$, $С_2$, $С_3$ — конденсаторы фильтра; $Л_1$ и $Л_2$ — лампы усилителя обратной связи; $Л_3$ — лампа катодного повторителя; $ЭМП_м$ — электромеханический преобразователь гидромотора; $1ЭМП_н$ и $IIЭМП_н$ — электромеханические преобразователи насоса; $R_а$ и $R_{а_3}$ — анодные нагрузки; $R_{к_1}$ и $R_{к_2}$ — сеточные сопротивления; $R_б$ — балластное сопротивление; $П_{ос}$ — потенциометр обратной связи усилителя; *ТП* — трансформатор блока питания; *1Д* — электродвигатель главного привода, $N = 4{,}5$ *квт*, $n = 2900$ *об/мин*; *2Д* — электродвигатель маслонасоса $N = 0{,}12$ *квт*, $n = 1400$ *об/мин*; *3Д* — электродвигатель насоса охлаждения, $N = 0{,}125$ *квт*, $n = 2800$ *об/мин*.

мотора, число оборотов регулируется углом наклона люльки гидромотора, что осуществляется электромеханическим преобразователем $ЭМП_м$, действующим на гидроусилитель $З_1$—$З_1$ поворота люльки гидромотора. Преобразователь $ЭМП_м$ включен в цепь катодного повторителя $Л_3$, являющегося усилителем мощности, с выходным напряжением повторителя, равным разности напряжений потенциометра $П_2$ и потенциометра смещения $П_4$. Напряжение последнего устанавливается равным напряжению тахогенератора при критическом числе оборотов гидромотора [см. уравнение (177)], соответственно наибольшей производительности насоса и наибольшему углу наклона люльки гидромотора. Поэтому при числе оборотов ниже критического через обмотку $ЭМП_м$ ток практически не течет, и угол наклона люльки гидромотора будет наибольшим. Если число оборотов n_2 гидромотора будет больше критического числа оборотов $n_2 > n_{2кр}$, то задающее напряжение потенциометра $П_2$ также становится больше, чем напряжение смещения потенциометра $П_4$, благодаря этому через обмотку $ЭМП_м$ начинает протекать ток, угол поворота люльки гидромотора начнет изменяться пропорционально задающему напряжению потенциометра $П_2$.

Настройка скорости резания на любом диаметре обработки производится потенциометром $П_3$ щитового типа М-361.

Усилитель обратной связи, $Л_1$—$Л_2$ и насос обеспечивают достаточно жесткую механическую характеристику привода на малых оборотах вала гидромотора, где это наиболее важно.

При увеличении нагрузки (в допустимых пределах) на выходе усилителя возникает разность напряжений, которая, будучи усилена, вызывает увеличение угла наклона люльки насоса, восстанавливая заданные обороты вала гидромотора; при снижении нагрузки, наоборот, происходит уменьшение угла наклона люльки насоса.

Обратная связь по скорости предусмотрена только при регулировании углом наклона люльки насоса. Такая же обратная связь гидромотора принципиально невозможна, поскольку при уменьшении угла наклона его люльки предельный крутящий момент начнет падать. Да и надобности нет в обратной связи для гидромотора, так как на больших числах оборотов естественная жесткость характеристики всегда достаточна. В связи с этим обстоятельством регулирование люлькой гидромотора осуществляется непосредственно задающим напряжением потенциометра $П_2$, а не разностью напряжений тахогенератора $ТГ$ и потенциометра $П_2$.

Переход на ручное управление приводом осуществляется переключением пакетника $ПР$, в результате этого потенциометр $П_2$ отключается и задающее напряжение управления подается от потенциометра $П_3$.

Реверс привода, ручной, осуществляется от кнопки $Н$ или $В$, а автоматический от путевого переключателя $ПВ$ через промежуточное реле $РП$, которое своими контактами изменяет полярность задающего напряжения.

Силы давления на поршень (см. фиг. 135) усилителя равны

$$P_1 = p_1 F \text{ и } P_2 = p_2 F$$

Если M — приведенная масса к штоку усилителя подвижных частей и S — сила трения, то по уравнению динамического равновесия имеем

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = P_1 - P_2 - S. \qquad (282)$$

Давления в силовом цилиндре p_1 и p_2 определим, пользуясь законами гидравлики,

$$p_н - p_1 \quad \xi \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

$$p_2 - p_0 = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

где $p_н$ — давление насоса;
p_0 — давление в сливной трассе;
ξ — коэффициент сопротивления сечений проходного отверстия золотника.

Из этих уравнений определяем давления p_1 и p_2 и, подставив их в уравнение (282), получим

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = F(p_н - p_0) - 2F\xi \frac{v^2}{2g} \gamma - S. \qquad (283)$$

Пользуясь уравнением постоянства расхода, скорость масла v в сечении золотника заменяем скоростью $\frac{dx}{dt}$ силового поршня, т. е.

$$v m \pi d = F \frac{dx}{dt},$$

поэтому

$$v^2 = \frac{F^2}{\pi^2 d^2 m^2} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \qquad (a_1)$$

Тогда

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = F(p_н - p_0) - 2F\xi\gamma \frac{F^2}{2g\pi^2 d^2 m^2} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 - S. \qquad (284)$$

В гидроусилителях обычно находят применение отсечные управляющие золотники (см. фиг. 115, б) и для них, очевидно, $m = \Delta m$. Во избежание чрезмерного увеличения нечувствительности, рекомендуется избегать больших перекрыш золотников (см. фиг. 115, а). С этой точки зрения они бывают не больше 0,1 *мм* даже у золотников большего диаметра (50 *мм*).

При отсутствии давления в системе сила трения золотника обычно не больше 30—40 *Г*. Однако даже при давлении $p = 10$ *кГ/см*^{2} эта сила возрастает в 20—25 раз, что объясняется несимметричным зазором между отверстием в корпусе и диаметром золотника, т. е. его односторонним прижимом.

При прохождении масла через отверстия золотника возникает реактивная сила, направленная вдоль оси золотника и равная (см. стр. 235)

$$R = 0{,}48\pi d\Delta p \cos \beta m. \qquad (285)$$

Обычно масса подвижных частей гидроусилителя небольшая и тогда можно принять, что $M = 0$. При больших массах подвижных частей этого допущения принять нельзя и тогда решение уравнения (284) известно (см. стр. 132).

Считая, что $S = \text{const}$ и $M = 0$, из уравнения (284) получаем

$$2F\xi\gamma \frac{F^2}{2g\pi^2 d^2 \Delta m^2}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \quad F(p_н - p_0) - S,$$

отсюда скорость силового поршня гидроусилителя

$$\frac{dx}{dt} \quad \frac{\pi d\,\Delta m}{F}\sqrt{\frac{g[(p_н - p_0) - S]}{\xi\gamma}}. \qquad (286)$$

Относительное перемещение золотника $\mu = \frac{\Delta m}{m_{mx}}$, а относительное перемещение поршня гидроусилителя $\sigma = \frac{x - x_0}{x_{mx}}$ следовательно, $\frac{dx}{dt} = X_{mx}\frac{d\sigma}{dt}$, поэтому скорость силового поршня в относительных величинах будет

$$\frac{d\sigma}{dt} \quad \frac{\pi d\mu m_{mx}}{Fx_{mx}}\sqrt{\frac{g[(p_н - p_0) - S]}{\gamma\xi}} \qquad (287)$$

Обозначим

$$\frac{FX_{mx}}{\pi d m_{mx}\sqrt{\frac{g[(p_н - p_0) \quad S]}{\gamma\xi}}} \quad T_e,$$

где T_e—время для совершения полного хода поршня гидроусилителя при наибольшем сечении проходного отверстия золотника управления; поэтому скорость поршня гидроусилителя в относительных величинах будет

$$\frac{d\sigma}{dt} \quad \frac{\mu}{T_e} \qquad (288)$$

Электропреобразователь $ЭМП_н$ (см. фиг. 136) или управляющий электродвигатель обычно имеют линейную характеристику

$$M_{ум} = a_1 U_c - a_3\omega_y, \qquad (в)$$

где U_c — напряжение на зажимах;

a_1 — коэффициент, определяемый по пусковой характеристике органа управления, т. е. как $a_1 = \frac{M_n}{U_c}$, имеет размерность $Г \cdot см/в$;

a_3 — крутизна механической характеристики органа управления: $ЭМП_н$ и управляющего электродвигателя;

ω_y — угловая скорость ротора органа управления;

$a_3\omega_y$ — момент демпфирования.

Момент $M_{ум}$ уравновешивается моментом трения и нагрузкой:

$$M_{ум} \quad M_{д} - M_{тр} \quad J\frac{d\omega_y}{dt} + a_4\omega_y, \qquad (в_1)$$

где J — момент инерции вращающихся масс, приведенных к ротору $ЭМП_н$ (или ротору управляющего мотора);

a_4 — коэффициент, характеризующий момент трения и нагрузки пропорционально скорости.

Сравнивая уравнение (в) и уравнение ($в_1$), получаем

$$J\frac{d\omega_y}{dt} + a_2\omega_y = a_1U_c. \qquad (в_2)$$

Угловая скорость вала гидромотора до $n_2 < n_{2кр}$ определяется угловым положением ротора $ЭМП_н$, т. е.

$$\omega_2 = C_2\varphi_y, \qquad (в_3)$$

где C_2 — коэффициент пропорциональности, учитывающий передаточное отношение между валом ротора $ЭМП_н$ и люлькой насоса и имеющий размерность $1/сек$.

Поскольку $\omega_y = \frac{d\varphi_y}{dt}$, а из уравнения ($в_3$) имеем

$$\varphi_y \quad \frac{1}{C_2}\omega_2,$$

то

$$\omega_y = \frac{1}{C_2}\cdot\frac{d\omega_2}{dt} \qquad (в_4)$$

Подставляя выражение ω_y из формулы ($в_4$) в уравнение ($в_2$), получаем

$$J\frac{d^2\omega_2}{dt^2} + \frac{a_2d\omega_2}{dt} = a_1C_2U_c$$

или в операторной форме и окончательно

$$(Jp^2 + ap)\ \omega_2 = c_2a_1U_c. \qquad (в_5)$$

Полученная формула показывает зависимость угловой скорости ω_2 вала гидромотора от напряжения U_c на зажимах $ЭМП_н$.

Для дальнейшего составления уравнения регулирования необходимо знать изменение напряжения на зажимах $ЭМП_н$. Пусть оно характеризуется зависимостью:

$$U_c = K\theta - \frac{C_3\omega_y}{T_p + 1},$$

где K — коэффициент (параметр) органа управления (например, $ЭМП_н$), связывающий напряжение U_m на выходе тахогенератора (см. фиг. 136) с углом рассогласования θ, т. е.

$$K = \frac{U_m}{\theta},$$

где U_m — напряжение тахогенератора, равное $U_m = K_0n\Phi$ — $- J_яR_я$, в котором Φ — поток возбуждения, а произведение $K_0\Phi =$

$= C_3$ и n — число оборотов тахогенератора. Коэффициент C_3 обычно берется из графика характеристики тахогенератора. $Tp + 1$ уравнение в операторной форме органа управления ($ЭМП_н$).

Изменение угловой скорости вала гидромотора пропорционально коэффициенту K_3 и угловой скорости перемещения люльки насоса, т. е.

$$\omega_2 = K_3 \frac{d\alpha_1}{dt} = K_3 p \alpha_1, \qquad (в_6)$$

где α_1 — угол наклона люльки насоса;

K_3 — коэффициент, учитывающий передаточное отношение от вала гидромотора к тахогенератору, а также конструктивные параметры гидропровода.

Из уравнения ($в_6$) имеем

$$\frac{d\omega_2}{dt} = K_3 \frac{d^2\alpha_1}{dt^2} = K_3 p^2 \alpha_1. \qquad (в_7)$$

Подставляя это значение в уравнение ($в_4$), имеем

$$\omega_y = \frac{1}{C_2} K_3 p^2 \alpha_1 \qquad (в_8)$$

Наконец, подставляя это значение в уравнение для U_c, получаем

$$U_c = K\theta - \frac{C_3 K_3}{(Tp+1)C_2} p^2 \alpha_1$$

и поэтому [см. уравнение ($в_5$)]

$$\left(Jp^2 + ap\right) K_3 p \alpha_1 = C_2 a_1 \left[K\theta - \frac{C_3 K_3}{(Tp+1)C_2} p^2 \alpha_1\right]$$

Умножив на $(Tp + 1)$, поделив на K_3 и перенеся члены с α_1 в левую часть, получим

$$[JT_p^4 + (J + Ta)\, p^3 + (A_3 + A_2)\, p^2]\alpha_1 = A_1 (Tp + 1)\, \theta,$$

где

$$\frac{C_2 a_1 K}{K_3} = A_1;\ a_1 C_3 = A_2;\ A_3 = a.$$

Так как угловое рассогласование равно $\theta = \alpha_{n2} - \alpha_1$, где α_{n3} — заданный угол потенциометром $П_2$ (см. фиг. 136) и α_1 — угол наклона люльки насоса, то, подставляя значение рассогласования, получим

$$[JTp^4 + (J + Ta)\, p^3 + (A_3 + A_2)\, p^2 + A_1 (Tp + 1)]\, \alpha_1 = A_1 (Tp + 1)\alpha_{n\,2},$$

поэтому передаточная функция будет

$$W(p) = \frac{\alpha_1}{\alpha_{n\,2}} = \frac{A_1 (Tp + 1)}{JTp_4 + (J + Ta)\, p^3 + (A_3 + A_2)\, p^2 + A_1 (Tp + 1)}.$$

Число оборотов шпинделя станка определится из равенства

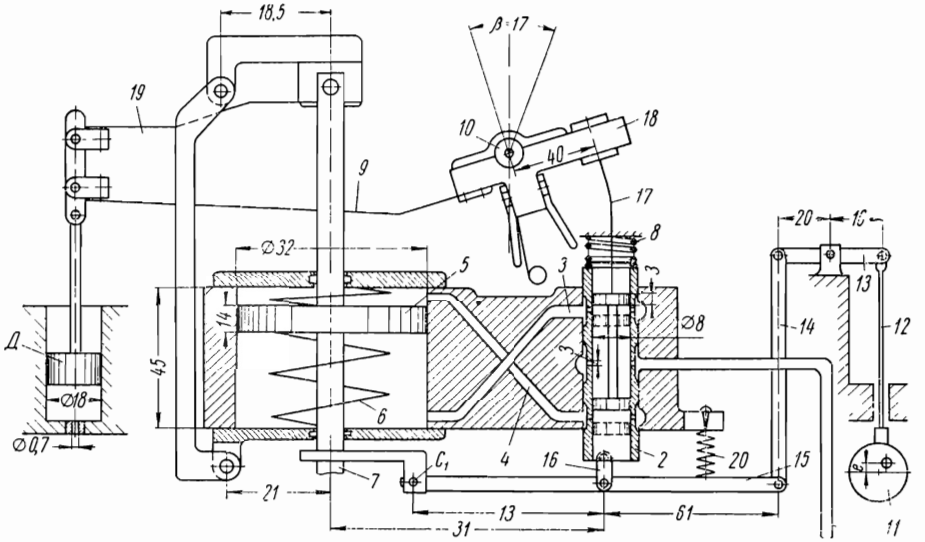
$$n_{шп} = \frac{K_н}{K_м}\, n_н \eta_v\, \frac{1}{i}\, \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}.$$

Так как обычно в приводах вращения габариты насоса и гидромотора одинаковы, то $K_н = K_м$. Угол наклона люльки гидромотора обычно $\alpha_2 = 30°$ [50], поэтому $\sin 30° = 0{,}5$.

Далее, так как угол α_1 наклона люльки насоса меняется в пределах $\alpha_1 = 0 \div 25°$, то можно с точностью до 3% заменить $\sin \alpha_1$ углом α_1, выразив его в радианах, и тогда окончательно

$$n_{шп} = \frac{\eta_v}{0{,}5i} n_н \frac{\pi}{180} \alpha_1.$$

С другой стороны, между углом α_1 и углом φ_y поворота управления существует прямая зависимость, определяемая передаточным



Фиг. 137. Схема гидроусилителя.

отношением i_y цепи от органа управления ($ЭМП_н$) и до гидроусилителя, поэтому $\varphi_y = i_y \alpha_1$, следовательно,

$$n_{шп} = \frac{n_н}{0{,}5i} \eta_v \frac{\pi}{i_y 180} \varphi_y.$$

Заменив постоянные $\frac{n_н \eta_v \pi}{0{,}5i \cdot i_y 180} = M_0$, получим

$$n_{шп} = M_0 \varphi_y, \qquad (289)$$

где $n_н$ — число оборотов насоса;

η_v — объемный к. п. д. гидропривода.

В некоторых случаях автоматического регулирования, когда требуется повышенная чувствительность регулирования, устойчивость слежения, применяют другую схему регулирования, — с дополнительным демпфированием и наложением осциллирования на некоторые органы управления (фиг. 137).

Здесь управляющий золотник посредством штока *17* и коромысла *18* соединен с валом *10* управляющего органа и одновременно плоской пружиной *9* с демпфером *Д*. Плоская пружина *19* соединяет демпфер *Д* со штоком гидроусилителя. Дно цилиндра демпфера имеет калиброванное отверстие диаметром 0,7 *мм*.

На управляющий золотник свободно посажена втулка *2*, она серьгой *16* соединяется с коромыслом *15*, а также со штоком *7* поршня *5* гидроусилителя и через тягу *14* с коромыслом *13* вибратора. Для выборки люфта и «мертвых ходов» поршень *5* с двух сторон поджат двумя пружинами *6*. Коромысло *15* постоянно подтянуто пружиной *20* к корпусу гидроусилителя.

Вибратор приводится в движение отдельным, малой мощности электродвигателем и через эксцентрик *11*, с эксцентрицитетом $e = 1{,}1$ *мм*, и толкатель *12* качает коромысло *13* относительно оси C_1. Это качание, равное $x = e \sin \omega t$, где $e = 1{,}1$ *мм*, ω — угловая скорость эксцентрика *11*, через тягу *14* передается коромыслу *15*, которое, качаясь вокруг оси C_1, заставляет через серьгу *16* вибрировать втулку *2* управляющего золотника. Такое осциллирующее движение способствует уничтожению статического трения и выборки люфтов механизма регулирования; все это значительно повышает чувствительность регулирования.

Обычно осциллирование сообщают той детали управления, силы трения которой в большей степени влияют на чувствительность. Такой деталью почти всегда является управляющий золотник. Наблюдения показали, что наличие обратной связи способствует лучшему распространению осциллирования на детали, оказывающие влияние на чувствительность регулирования.

Если x_0 — «мертвая зона» регулирования, то в пределах перемещения золотника на $\pm x_0$ от нейтрального положения перемещение силового поршня гидроусилителя равно нулю. Поэтому для уничтожения этой «мертвой зоны» амплитуда осциллирования a должна превышать x т. е. $a \geqslant x_0$. Обычно амплитуда колебаний при осциллировании $a = 0{,}01$ *мм*, а частота колебаний порядка $f = 10 \div 30$ *гц*.

Давление насоса управления (фиг. 137) подается по трубопроводу *1* и через отверстия диаметром 3 *мм* (шесть отверстий по окружности) поступает в полость золотника управления. В зависимости от положения последнего масло через отверстия *3* или *4* поступает в цилиндр гидроусилителя, и его поршень перемещает орган регулирования насоса в нужное положение.

Пружина *8* действует на втулку *2* золотника управления, поглощая ее собственные колебания.

Если масло поступает в цилиндр через отверстие *3*, то поршень *5* будет перемещаться вверх. Вместе с ним будет перемещаться вверх также и втулка *2*, которая через некоторый промежуток времени, выполняя роль обратной связи, перекроет отверстие *3* втулки, и перемещение поршня гидроусилителя прекратится. Через пружину *19* шток поршня гидроусилителя переместит демпфер *Д* вверх,

а в это время пружина *9* возвратит вал *10* управляющего органа в среднее положение, отработав, таким образом, заданный угол рассогласования.

К управляющим органам (электродвигателям и $ЭМП_н$) предъявляется ряд специфических требований: бесступенчатое (плавное) регулирование чисел оборотов, малая амплитуда инерционных колебаний при кратковременных переходных процессах, устойчивость и стабильность характеристик.

С этих точек зрения в системах автоматики получили распространение электродвигатели постоянного тока с независимым возбуждением типа СЛ, мощностью 7—230 *вт*.

Регулирование чисел оборотов может осуществляться следующим образом:

1. Изменением напряжения в цепи якоря, требующим либо специального потенциометра (в некоторых случаях фигурного), либо для больших мощностей систему электродвигатель — генератор.

2. Изменением сопротивления цепи якоря — наиболее простой способ, но неэкономичный в силу значительных потерь мощности. Поэтому этот способ пригоден при малых мощностях электродвигателя.

3. Изменением силы тока возбуждения — наиболее простой и экономичный способ.

В электродвигателе управления при подключении его к сети постепенно совершаются два уравнительных процесса: электрический уравнительный процесс, сводящийся к наложению затухающего тока на поступающий из сети ток, и механический процесс, сводящийся к разгону ротора.

Однако длительность электрических процессов несоизмеримо мала в сравнении с длительностью механического процесса разгона ротора, поэтому, пользуясь уравнением ($в_1$), получаем

$$\frac{d\omega_y}{dt} = \frac{M_{ум} - M_д}{i_я},$$

где $i_я$ — сила тока в цепи якоря.

Тогда время пуска (разгона) электродвигателя будет

$$t = \frac{i_я}{M_{ум} - M_д}\,\omega_y. \qquad (290)$$

В системах автоматического регулирования обычно применяют непосредственный пуск управляющего электродвигателя. Это значительно сокращает время пуска. Однако такое управление возможно только при малых нагрузках и малых моментах инерции.

Введем обозначения:

$r_a \frac{J}{C^2} = T_1$ — электромеханическая постоянная времени;

$\frac{L}{r_a} = T_2$ — электромагнитная постоянная времени,

где r_a — активное сопротивление обмотки якоря;

J — момент инерции;

C — коэффициент, равный $C = \frac{E_a}{\omega}$, где E_a — э. д. с.;

ω — угловая скорость;

L — индукция.

Коэффициент C можно также определить и по магнитному потоку, который в данном случае будет постоянной величиной и равной

$$C = \frac{E_a}{\omega} = C_1 \Phi,$$

где C_1 — коэффициент пропорциональности;

Φ — магнитный поток.

Если $T_2 \ll T_1$, то два уравнительных процесса — электрический и механический — протекают независимо один от другого. Электрический процесс (T_2) завершается задолго до прихода ротора управляющего электродвигателя в движение и достижения им установленной скорости.

Если $T_1 < T_2$, то ротор управляющего электродвигателя впадает в затухающие колебания. Число его оборотов становится больше установленного, достигая устойчивого положения по прошествии некоторого числа колебаний.

Электромеханическая постоянная времени T_1 зависит от характеристики управляющего электродвигателя и обычно находится в пределах $T_1 = 0{,}04 \div 0{,}15$ *сек*.

Электромагнитная постоянная времени T_2 значительно меньше времени T_1 и поэтому при расчетах автоматики значением T_2 иногда пренебрегают, хотя в электромашинных усилителях (ЭМУ) и в магнитных усилителях постоянная времени T_2 находится в пределах $T_2 = 0{,}05 \div 0{,}5$ *сек*.

В качестве управляющих электродвигателей применяются также двухфазные асинхронные электродвигатели переменного тока серии АСМ, мощностью 0,8—6,2 *вт* с крутящим моментом соответственно 50—400 *Гсм*.

Для получения вращающегося магнитного поля в одну из обмоток статора включен конденсатор C.

Двухфазные электродвигатели имеют преимущество перед электродвигателями постоянного тока, так как не имеют скользящих контактов и поэтому обладают малым трением и требуют меньшего начального напряжения и меньшей мощности усилителя, поскольку большая часть потребляемого напряжения U_c поступает из сети. Однако по сравнению с электродвигателями постоянного тока двухфазные двигатели имеют несколько больший вес, но на этот недостаток мало обращают внимания.

Электромеханическая постоянная времени T_1 равна

$$T_1 = \frac{J\omega_0}{M_n - M_н},$$

где $M_п$ — пусковой момент; $M_н$ — момент нагрузки; J — приведенный к валу момент инерции. Синхронная угловая скорость вала равна: $\omega_0 = 2\frac{\pi f}{p}$ и поэтому постоянную времени T_1 можно регулировать. Однако при частоте $f = 50$ *гц* время $T_1 = 0{,}5 \div 0{,}1$ *сек*, тогда как при частоте $f = 400$ *гц* оно возрастает до $T_1 = 0{,}3 \div 0{,}4$ *сек*, поскольку при частоте 50 *гц* число пар полюсов $p = 1$, а при повышенной частоте число пар полюсов обычно бывает $p = 2 \div 3$.

Управляющие органы обычно работают в режиме произвольных нагрузок, поэтому расчет мощности их производят вначале ориентировочно, а затем делают проверку на работоспособность, сводящуюся к проверке на нагрев и на перегрузку по моменту.

Для маломощных управляющих органов условие динамического равновесия будет

$$M_{дв} = \frac{J\frac{d\omega}{dt} + M_0}{i_1}, \qquad (291)$$

где $M_{дв}$ — момент электродвигателя управления;

J — момент инерции ротора и редуктора (если он имеется в передаче) управляющего электродвигателя — управляющего золотника и золотника управления. Все это приводится к валу управляющего электродвигателя;

i_1 — передаточное число редуктора;

M_c — статический момент, равный сумме момента трения $M_т$ и момента активной нагрузки $M_н$.

Для определения момента трения $M_т$ необходимо иметь кинематическую схему передачи, и, пользуясь соответствующими справочными данными [34], определяют момент трения.

Для ориентировочных расчетов принимают $M_т \approx 10 \div 12$ *Г·см*.

К. п. д. малогабаритных зубчатых передач зависит от момента на ведомом валу M_2 и передаточного отношения i зубчатых колес (табл. 38).

Таблица 38

К. п. д. малогабаритных зубчатых передач в зависимости от крутящего момента на ведомом валу

Крутящий момент M_2 в *Гсм*	Передаточные отношения i двух шестерен		
	1/2	1	2
100	0,48	0,56	0,68
200	0,66	0,72	0,8
300	0,73	0,87	0,85
500	0,82	0,87	0,91
600	0,87	0,88	0,92

Активной нагрузкой является управляющий золотник — его вес и трение. Этот момент незначителен и им можно пренебречь.

Передаточное число редуктора обычно подбирают из условия наибольшего ускорения, сообразуясь с наибольшим значением отношения $\frac{M_{дв}}{J}$. Редуктор должен обладать довольно высоким к. п. д., иметь несамотормозящие передачи, малые люфты и плавность движения. Для уменьшения люфтов в передаче пользуются разрезными зубча-

тыми колесами и выбирают передаточные числа в первой паре 2—3, а во второй и последующих 4—8.

Системы автоматического регулирования могут быть позиционного типа, в которых рассогласование при установившейся скорости пропорционально скорости регулируемого объекта, и скоростного типа, когда рассогласование пропорционально ускорению объекта.

Последний тип обеспечивает более точное слежение, а поэтому и получил широкое распространение в машиностроении.

§ 44. СХЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ СТОЛА ПРОПОРЦИОНАЛЬНО СИЛЕ РЕЗАНИЯ

Электромагнит *28* (фиг. 138) последовательно соединен с электродвигателем *29* шпинделя. При возрастании крутящего момента ток в цепи увеличивается и сердечник *1* электромагнита *28* втягивается, изменяя соответствующим образом величину подачи стола.

Шпиндель с фрезой *2* соединен с валом электродвигателя через реверс *3* и кинематическую цепь *4*. Привод стола осуществляется силовым поршнем и штоком *5*, управление перемещениями стола производится золотником *6*, имеющим четыре положения (быстрый подвод стола, рабочая подача, быстрый отвод, стоп).

В схеме предусмотрено три насоса: *30* — насос низкого давления для быстрых ходов и питания насоса *31* высокого давления, *31* — насос высокого давления и *32* — регулируемый насос.

Насос *32* может иметь либо независимый от шпинделя привод, либо общий от главного электродвигателя *29* через кинематическую цепь i_1; i_2 и i_3, вал *7* Насосы *31* и *30* также приводятся в движение от того же вала *7*, но могут иметь и отдельный привод.

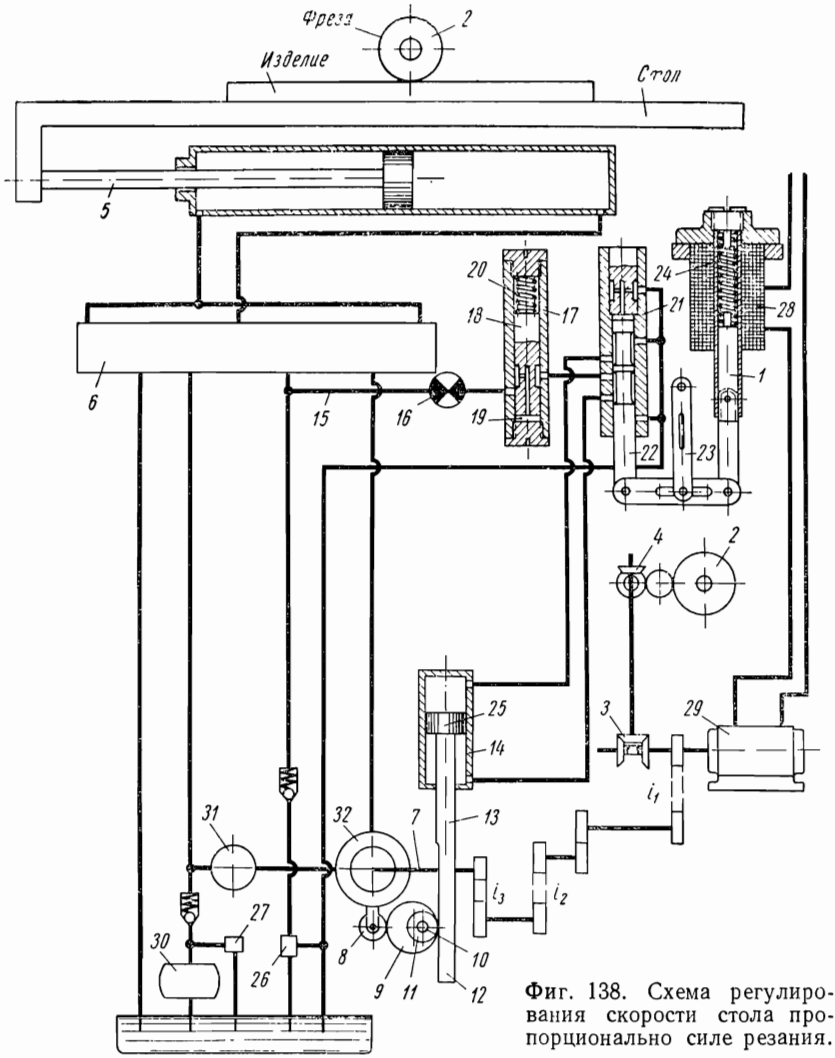
Расход масла насоса *32* меняется в результате перемещения ролика *8* по эксцентрику *9*, сидящему на валу *10*. Для автоматического регулирования расхода масла насоса *32* на валу *10* эксцентрика *9* предусмотрено реечное зубчатое колесо *11*, сцепленное с рейкой *12*. Движение штока *13* вниз уменьшает расход масла насоса *32*, а движение вверх, наоборот, увеличивает этот расход.

Давление в цилиндр *14* управления расходом масла насоса подводится от насоса *31* через трубопровод *15*, демпфер *16* к редукционному клапану *17* и далее редуцированное давление поступает через осевой канал плунжера *18* в полость *19*, преодолевая силу пружины *20*.

Давление на выходе из клапана *17* должно быть более или менее постоянным и на 5—7 $кГ/см^2$ меньше давления насоса *31*.

Редуцированное давление в зависимости от положения золотника *22* передается к цилиндру *14* регулирования скорости подачи. Рычаг *23* механизма регулирования расхода масла из насоса имеет подвижную точку опоры, положение которой устанавливается по специальному лимбу в зависимости от силы резания. Перемещение сердечника *1* меняет положение золотника управления *22* и регулирует поток масла, поступающий к цилиндру *14*.

При перегрузке электродвигателя *29* ток в обмотке катушки *28* возрастает, магнитный поток в катушке увеличивается, сердечник электромагнита *28*, преодолевая силу пружины *24*, втягивается, а золотник *22* устанавливается в нужное положение, направляя



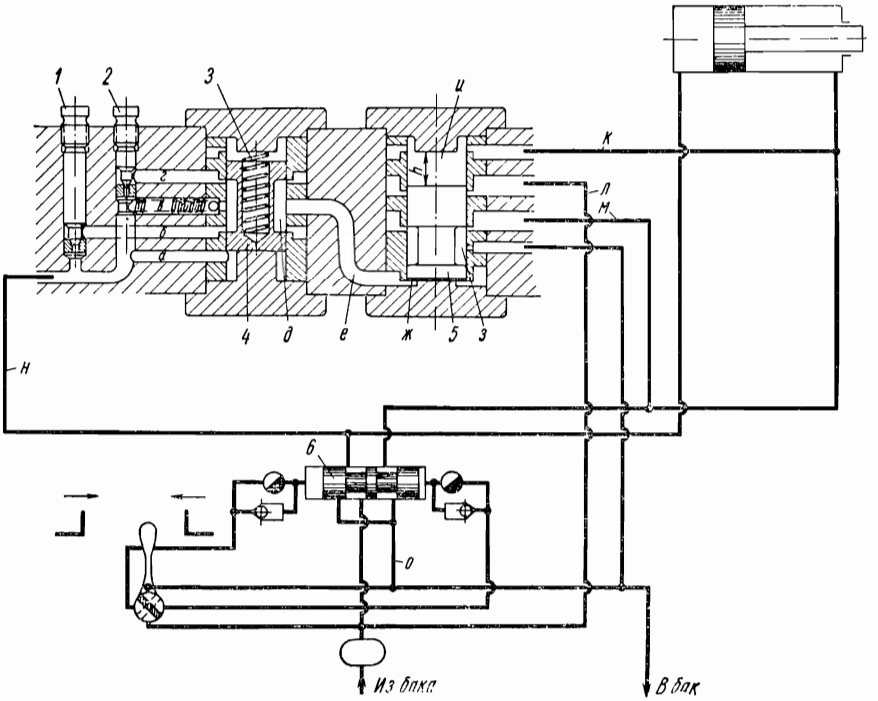
Фиг. 138. Схема регулирования скорости стола пропорционально силе резания.

масло в нижнюю полость цилиндра *14*. Поршень *25*, перемещаясь вверх, уменьшает эксцентрицитет насоса и расход масла из него.

При уменьшении магнитного потока в катушке пружина *24* переместит сердечник вниз. Эксцентрицитет насоса и расход масла из него при этом возрастают.

§ 45. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ОТВОДА СВЕРЛА ПРИ ГЛУБОКОМ СВЕРЛЕНИИ

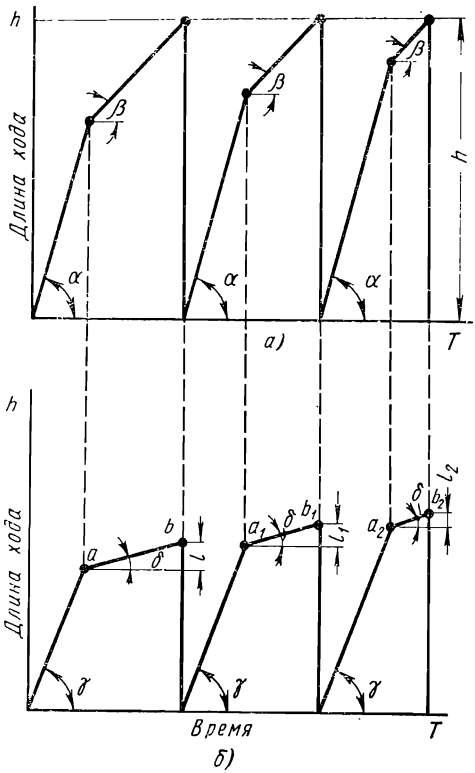
Для отвода стружки при глубоком сверлении инструмент периодически выводится из отверстия. Однако пути отвода сверла для более лучшего вывода стружки должны быть неравные. Гидравлическая схема, обеспечивающая такой цикл работы станка, показана на фиг. 139.



Фиг. 139. Схема приспособления для отвода сверла при глубоком сверлении.

Главными узлами этого приспособления являются реверсивный золотник (например, с гидроуправлением) и специальный механизм для управления отводом инструмента при глубоком сверлении. Специальный механизм состоит из двух плунжеров *4* и *5*, смонтированных в распределительных втулках. Плунжер *4* трубопроводом *н* соединен с золотником управления *6* и одновременно с левой полостью силового цилиндра. Плунжер *5* соединен трубопроводом *к* с правой полостью силового цилиндра и тоже с золотником управления. Плунжеры *4* и *5* имеют проточки *д* и *з*, необходимые для соединения с соответствующими трубопроводами. Проточка *д* постоянно соединена с полостью *ж* через канал *е*. Втулка плунжера *4* имеет четыре подводных канала *а*, *б*, *в*, *г*, причем канал *а* всегда соединен с трубопроводом *н*. При верхнем положении плунжера *4* через про-

точку *д* каналы *б*, *в* и *г* соединяются друг с другом и с трубопроводом. Каналы *б* и *г* соединены дросселями *1* и *2* с трубопроводом *н*. Канал *в* имеет клапан, нагруженный пружиной; он соединяет трубопровод *н* и втулку плунжера *4*. Плунжер *5* свободно перемещается на длину *h* и проточкой *з* управляет соединениями трубопроводов *в*, *м*, *л*, *к*.



Фиг. 140. Изменение скоростей движения плунжера (*а*) и силового поршня (*б*) при глубоком сверлении.

Если силовой поршень быстро перемещается вправо, давление в системе небольшое и должно соответствовать силе пружины *3*. Такое же давление будет и в каналах *б* и *г*; в проточке *д*; канале *е* и над дросселями *1* и *2*. При движении поршня вправо давление в системе и в полости небольшое и трубопровод *к* соединен с правой полостью цилиндра, плунжер *5* переместится вверх. Как только сверло встретит сопротивление, давление в левой полости цилиндра повысится и плунжер *4*, преодолевая силу пружины *3*, отойдет от канала *а*. Тогда канал *б* и дроссель *1* окажутся отключенными от плунжера *4*, и масло может проходить через дроссель *2*, канал *г* и далее через проточку *д* и канал *е* к полости *ж* под плунжером *5*, последний поднимается вверх, а проточка *з* замыкает накоротко трубопроводы *м* и *л*.

При ходе поршня влево (после реверсирования) в правой полости цилиндра давление будет больше, чем в левой, и поэтому плунжер *5* опустится вниз, а отсюда масло через канал *е*, проточку *д*, каналы *б*, *в*, *г* трубопровод *н* и золотник *6*, трубопровод *о* будет сливаться в бак.

При подходе силового поршня к верхнему упору золотник *6* изменит направление хода — повторится следующий цикл и т. д.

Изменение скоростей движения плунжера и силового поршня графически показано на фиг. 140, *а* и *б*. Быстрый ход поршня вправо соответствует углу γ. В этот момент плунжер *5* будет находиться под давлением масла, поступающего через дроссели *1* и *2* в полость *8*. В точке *а* (фиг. 140, *б*) сверло встречает изделие и начинается рабочий ход поршня со скоростью пропорционально углу δ. В этот момент

(см. фиг. 139) канал *б* перекрыт, и масло проходит только через дроссель *2*, канал *г* и под плунжер *5* и скорость его в это время примерно соответствует углу β (фиг. 140, *а*). Как только (см. фиг. 139) плунжер *4* поднимется на расстояние h, включится обратный ход силового поршня и поэтому через трубопроводы *л* и *м* будет поступать масло, а рабочий ход будет соответствовать отрезку l (фиг. 140, *б*). Во втором заходе быстрый ход будет соответственно длиннее и будет доходить до точки a_1. Плунжер *5* (см. фиг. 139) соответственно этому сделает больший ход под углом α (фиг. 140, *а*) и подача начнется от точки a_1, поэтому отрезок пути сократится до величины l_1 и ход сверла будет меньше. И так всякий раз путь сверла будет уменьшаться, т. е. $l > l_1 > l_2$ и т. д.

Регулировкой дросселей *1* и *2* (см. фиг. 139) можно устанавливать нужный рабочий ход сверла. Углы α характеризуют скорости движения плунжера *5* в момент ускоренного хода поршня, а величина их зависит от площади проходных отверстий дросселей *1* и *2*. Если оба дросселя чрезмерно открыть, то цикл нарушится, так как ступени l и l_1 будут почти равны нулю.

ГЛАВА VIII

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

§ 46. КОМАНДОАППАРАТЫ

С целью сокращения времени на холостые ходы, ручные операции и другие работы, влияющие на повышение производительности станков, а также для управления полуавтоматическими и автоматическими циклами работы, применяют дистанционные управления. Они могут быть двух типов:

1. Централизованное управление, когда команды цикла даются в функции времени, независимо от положения рабочего органа станка и, таким образом, каждая операция начинается независимо от окончания предыдущей операции.

2. Управление контролем по пути, когда команды подаются в зависимости от положения рабочего органа станка и поэтому каждая операция начинается после окончания предыдущей операции.

При централизованном управлении с помощью командоаппарата (фиг. 141) на барабане *3* в зависимости от цикла обработки расположены кулачки *4*, включающие в заданной последовательности контакты *5* электромагнитов *6А*, *6Б*, *7А*, *7Б* золотников *6* и *7*

Барабан *3* через редуктор *2* приводится во вращение синхронным мотором *1*. Полный цикл операций соответствует одному обороту барабана. Поэтому считается, что каждая операция должна быть закончена в отведенное для нее время.

Золотники управления применяются с электромагнитным управлением типа Г73-1 с тяговой силой магнита 5 *кГ* и ходом 15 *мм* и типа Г73-5 с тяговой силой магнита 1,5 *кГ* и ходом 12 *мм*. Время переключения золотников примерно равно $t \approx 0{,}05$ *сек*.

Зная скорость v вращения барабана *3* и его диаметр D, а также число K переключений золотников управления, можно определить время t, остающееся на управление технологическими циклами, т. е.

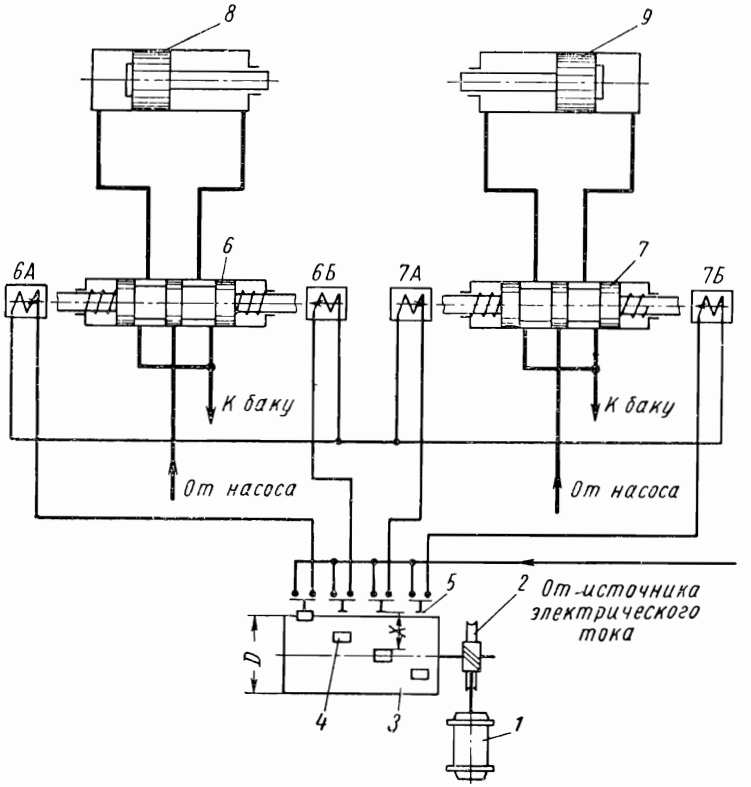
$$t = \frac{60}{v}\pi D - 0{,}05K \text{ сек}.$$

Высоту X установки кулачков можно определить, если известно время t_0 на данную технологическую операцию, тогда

$$X = \frac{t_0 v}{60\pi} \text{ мм}.$$

При управлении по пути (фиг. 142) применяются командоаппараты, работающие в импульсно-шаговом режиме. Электромагнитами золотников *1А*, *1Б*, *2А*, *2Б* управляют конечные выключатели, помещенные на перемещающейся каретке. Цикл технологических операций начинается нажимом (вручную) кнопки «Пуск».

При таком режиме управления конец каждой операции является началом следующей операции и поэтому такое управление обеспе-

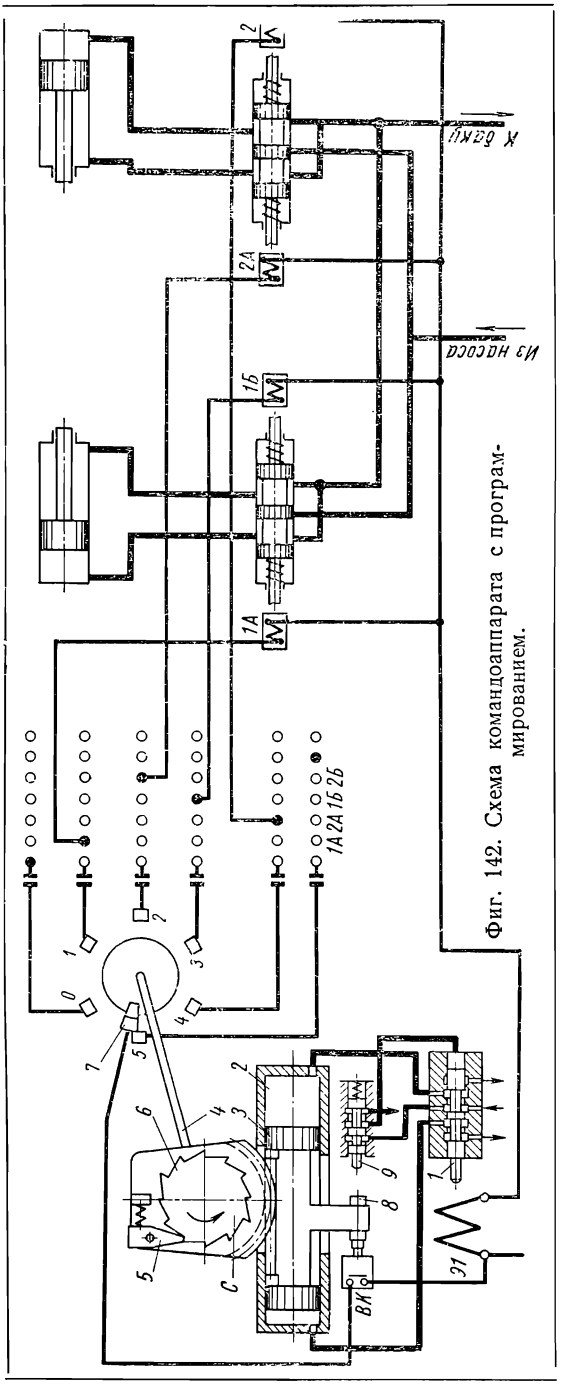


Фиг. 141. Схема командоаппарата.

чивает полную последовательность необходимых технологических операций.

Путевой контроль управления можно с успехом применять для программного управления с использованием перфорированной карты.

Команды, после окончания каждой операции, поступают на электромагнит *Э1*, который перемещает золотник *1*, и масло под давлением направляется в левую полость цилиндра *2*. Поршень-рейка *3*, перемещаясь вправо, поворачивает храповик *6*, вал *4* и контакт *7* на некоторый угол, соответственно следующей команде, например электромагниту *2Б*. В конце хода вправо плунжера *3* упор *8* действует на золотник *9* обратного хода. Давление насоса подводится



Фиг. 142. Схема командоаппарата с программированием.

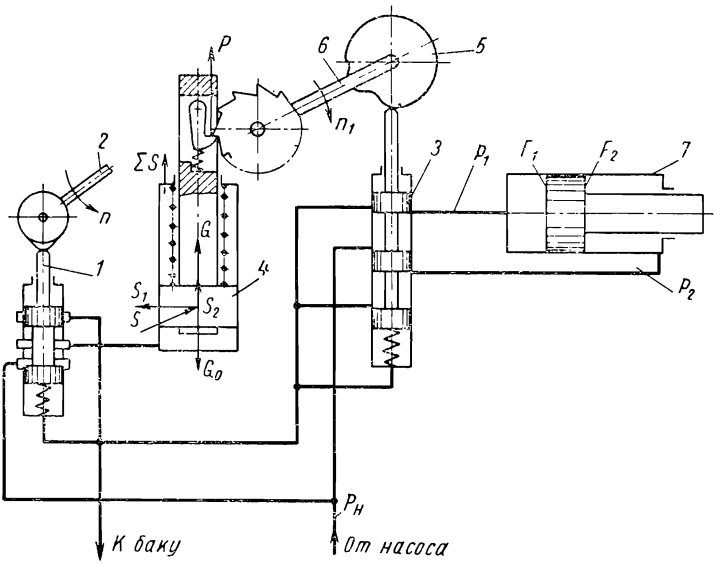
под торец золотника *1*, возвращает его и поршень-рейку *3* в исходное положение, замыкая контакт *ВК*, и командоаппарат готов к приему следующей команды.

Когда поршень-рейка *3* перемещается влево, то вал *4* неподвижен, а собачка *5* заскакивает на следующий зуб храповика *6*. Подобные командоаппараты обычно имеют за цикл распределительного вала 8—20 положений, с расходом масла на каждое переключение 60 *см*³; время поворота на позицию равно 0,25 *сек*, давление 10—50 *кГ/см*²; число управляемых силовых цилиндров 6—8 шт.

Командоаппараты нашли широкое применение для автоматизации различных загрузочных и разгрузочных устройств, так называемых автооператоров. Применение последних позволяет полностью автоматизировать циклы работ токарных и токарно револьверных станков-полуавтоматов, поскольку в общем комплексе задач, связанных с автоматизацией различных технологических процессов, вопросы автоматизации транспортных операций имеют доминирующее значение.

Наличие автооператора на станке в большинстве случаев позволяет такой станок встраивать в автоматическую линию.

При проектировании автооператоров для расширения их технологических возможностей необходимо учитывать некоторые особенности, такие, например, как расположение их вне рабочей зоны станка, что позволяет обрабатывать детали продольными и поперечными суппортами. Далее автооператор должен допускать быструю переналадку на обработку деталей других форм и размеров.



Фиг. 143. Схема командоаппарата к автооператору.

На фиг. 143 показана схема управления командоаппаратом для одного рабочего органа автооператора. Число подобных рабочих органов и управлений к ним должно быть равно числу обслуживаемых команд.

Управление рабочим органом автооператора обычно осуществляется четырехходовым золотником *1* (тип Г74-2), получающим осевое перемещение от распределительного вала *2* станка-автомата. Давление $p_н$ насоса подводится к площади плунжера *4*; последний, перемещаясь вверх, поворачивает распределительный вал *6* командоаппарата, а вместе с ним и кулачок *5* на определенный угол. Кулачок *5*, поворачиваясь, действует на реверсивный золотник *3*, опускает его, и в результате этого давление насоса подводится к той или иной полости силового цилиндра *7* Реверсивным золотником может быть золотник типа Г74-2, в котором слив должен соответствующим образом разделяться.

Дифференциальное уравнение движения плунжера *4* под действием давления полезной нагрузки, сил веса, трения и пружины будет

$$M\frac{d^2x}{dt^2} + B\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + ax = \Delta pF - (G_0 + p + G + \Sigma S),$$

где a — жесткость пружины плунжера *4*;
x — текущий ход плунжера *4*;
Δp — перепад давления в золотнике *1* (по нормам ЭНИМС $\Delta p = 2 \div 3$ *кГ/см²*);
G_0 — вес плунжера *4*;
P — окружная сила храповика распределительного вала *6*;
G — сила пружины плунжера *4*;
ΣS — сумма сил трения;
B — постоянный коэффициент, зависящий от коэффициента расхода масла через сечение проходного отверстия золотника *1*, рабочей площади F плунжера *4* и равный согласно уравнениям (11); (112)

$$B = C_1 f = 1{,}6K_0\frac{F^2}{2gd^4}f,$$

где f — наибольшее проходное сечение золотника *1*;
d — диаметр трубопровода;
K_0 — суммарный коэффициент местных потерь напорной трассы;
M — приведенная масса перемещающихся частей к плунжеру *4*.

Обозначим постоянные силы через R, так как вес G_0 плунжера мал по сравнению с другими силами, то $R = P + G + \Sigma S$ и поэтому

$$M\frac{d^2x}{dt^2} + B\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + ax = \Delta pF - R. \qquad (292)$$

Практически может встретиться два случая использования уравнения (292):

а) когда приведенная масса мала и поэтому $M = 0$ и тогда уравнение (292) принимает вид

$$B\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + ax = \Delta pF - R; \qquad (292_1)$$

б) когда ускорение мало, как, например, в тяжелых станках, и тогда $\frac{d^2x}{dt^2} = 0$, но, с учетом наличия большой массы, уравнение (292) принимает вид

$$m\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + m_1 x = r, \qquad (292_2)$$

где

$$\frac{B}{M} = m; \qquad \frac{a}{M} = m_1; \qquad \frac{\Delta pF - R}{M} = r.$$

В гидравлических механизмах типа автооператоров все уравнения обычно решаются относительно времени, поскольку они связаны с ритмом работы станка или автоматической линии. Поэтому решая, например, уравнение (292_2) относительно времени t, получаем

$$t_p = 2\frac{\sqrt{mr}}{m_1}\left(1 - \sqrt{1 - \frac{m_1 h}{r}}\right). \qquad (293)$$

Обратный ход плунжер *4* совершает под действием только силы сжатой пружины. Для определения времени разворота пружины из сжатого состояния до свободного положения, воспользуемся уравнением живой силы:

$$\frac{mv^2}{2} = A_{S_0} + A_{S_1} + A_{S_2}, \qquad (294)$$

где m — перемещающаяся масса, равная весу $Б$ пружины, плунжера и масла, равная $\frac{Б}{g_0}$;

v — скорость разворачивания пружины.

Если h — полный ход для сжатия пружины, а x — некоторое текущее положение разворачивающейся пружины, то работа пружины будет

$$A_{S_0} = \frac{a(h^2 - x^2)}{2},$$

где a — жесткость пружины, равная $a = \frac{G\delta^4}{64zr^3}$, в этом уравнении G — модуль сдвига; δ — диаметр проволоки пружины; z — число витков и r — радиус (средний) пружины.

S — сила сопротивления (см. фиг. 143), получающаяся в результате перекоса плунжера, несимметрично приложенной нагрузке, технологических неточностей и т. д. Величина этой силы определяется сопротивлением выталкиваемого из системы масла. Раскладывая эту силу на составляющие силы S_1 и S_2, получаем работы этих сил на пути $(h - x)$:

$$A_{S_1} = S\mu \cos\alpha\,(h - x),$$
$$A_{S_2} = S \sin\alpha\,(h - x).$$

При этом $S = p_0 \frac{\pi}{4} d^2$, где p_0 — гидравлическое сопротивление сечения проходного отверстия золотника; d — диаметр плунжера *4*.

Подставляя в уравнение (294) все значения и решая его относительно скорости разворачивания пружины, получаем

$$v = \sqrt{\alpha(h^2 - x^2) - \vartheta(h - x)}, \qquad (295)$$

где

$$\frac{ag_0}{2Б} = \alpha \text{ и } \frac{g_0}{Б} S(\mu\cos\alpha + \sin\alpha) = \vartheta.$$

Таким образом, при $x = h$, т. е. в начале разворота пружины, скорость ее $v = 0$, а при $x = 0$, т. е. в конце эта скорость наибольшая.

Однако, если исследовать уравнение (295) на экстремум, то окажется, что наибольшая скорость разворота пружины будет не при $x = 0$. Наличие трения плунжера и его защемления сдвигает значение наибольшей скорости на некоторое расстояние y и поэтому наибольшая скорость разворота (при наличии трения) будет

$$v_1 = \sqrt{0{,}5\left(\frac{4\alpha^2 h^2 - \vartheta^2}{2\alpha}\right) - \vartheta(2\alpha h - \vartheta)} \qquad (296)$$

График скорости разворота пружины будет представлять собой вид эллипса.

Для определения времени срабатывания пружины воспользуемся уравнением (295). Тогда

$$t = \int \frac{dx}{\sqrt{\alpha(h^2 - x^2) - \vartheta(h - x)}}. \qquad (297)$$

Это уравнение является табличным интегралом, который подбираем по виду

$$t = \int \frac{dx}{\sqrt{a + bx - cx^2}}.$$

Наличие трения вносит некоторые осложнения и в определение времени срабатывания пружины. Вначале следует определить полное время срабатывания пружины, т. е. в предположении отсутствия трения и качественного технологического выполнения плунжера и цилиндра. Тогда время срабатывания будет

$$t_0 = \frac{1}{\alpha^{0,5}}\left(\arcsin\frac{2\alpha x - \vartheta}{2\alpha h - \vartheta}\right)_{x=0}^{x=h}. \qquad (298)$$

Из этого выражения времени нужно вычесть время с поправкой на трение, т. е. принимая перемещение плунжера только на расстояние, равное y от $x = 0$ до $x = y$, где расстояние $y = \frac{\vartheta}{2\alpha}$. Тогда это время будет равно

$$t_y = \frac{1}{\alpha^{0,5}}\left(\arcsin\frac{2x\alpha - \vartheta}{2h\alpha - \vartheta}\right)_{x=0}^{x=y}.$$

Следовательно, истинное время срабатывания пружины при наличии трения будет

$$t = t_0 - t_y. \qquad (299)$$

Таким образом, общее время срабатывания плунжера *4* в ту и другую сторону составит

$$T = t + t_p.$$

Если известно время T, возможная частота повторения перемещений автооператора будет

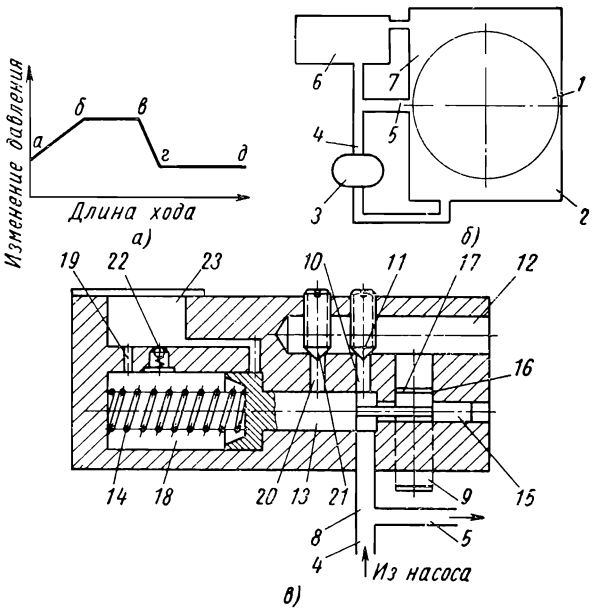
$$\tau = \frac{1}{T}.$$

Наблюдения за работой автооператоров показали, что величина давления насоса оказывает существенное влияние на стабильность срабатываний автооператора. В связи с этим давление рекомендуется поддерживать в пределах $p_н = 25 \div 30$ *кГ/см*^{2}. Понижение давления до 18—20 *кГ/см*^{2} уменьшает стабильность почти в два раза по сравнению с давлением в 30 *кГ/см*^{2}.

Жесткость пружины плунжера *4* обычно бывает достаточна $a = 0{,}4 \div 0{,}5$ *кГ/см*, с предварительным поджатием ее с силой в 3,5—4 *кГ* Скорость перемещения головки автооператора обычно не превышает, $v = 100 \div 120$ *мм/мин*.

§ 47. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ФРИКЦИОННОЙ МУФТОЙ

В фрикционных муфтах иногда бывает необходимо, чтобы окружная сила менялась по ходу включения муфты. Например, может быть необходимо, чтобы во время пуска окружная сила повышалась



Фиг. 144. Схема управления фрикционной муфтой.

по прямой *а—б* (фиг. 144, *а*), затем некоторое время сохранялась постоянной (прямая *б—в*), а в дальнейшем для предотвращения перегрузки уменьшалась до определенной величины, например, до точки *г*, соответственно номинальному, постоянному моменту (прямая *г—д*).

Такой процесс включения можно осуществить, применяя специальное устройство *6* (фиг. 144, *б*), регулирующее давление шестеренного насоса соответственно заданному закону или заданной программе. Насос *3* (фиг. 144, *б*), соединенный трубопроводами *4* и *5* с

устройством *6* и с муфтой *1*, нагнетает масло из бака *2*; трубопровод *7* — сливной.

При включении муфты *1* (фиг. 144) масло по трубопроводу *4* поступает в камеру *8* (фиг. 144, *в*) и далее через узкую дроссельную щель *9* по каналу *10* и через игольчатый дроссель *11* проходит в канал *12* и по трубопроводу *7* проходит в бак.

Под действием перепада давления поршень *13*, перемещаясь влево, преодолевает усилие пружины *14*. Плунжер *15*, составляющий с поршнем одно целое, перекроет при этом дроссельную щель *9*. В силу этого давление в системе возрастет примерно по прямой *а—б* (см. фиг. 144, *а*) пропорционально перемещению плунжера *15* во время его хода из точки *16* в точку *17*. Такое перемещение поршня *13* будет замедленное, поскольку выход масла из камеры *18* задросселирован отверстием *19*.

После перекрытия щели *9* поршень *13* продолжает и дальше перемещаться влево, а масло теперь выходит только через игольчатый дроссель *11* и этот ход соответствует наибольшему давлению (прямая *б—в*, см. фиг. 144, *а*).

При дальнейшем своем движении поршень *13* откроет отверстие *20* и теперь выход масла будет осуществляться через два игольчатых дросселя *11* и *21*. Это вызовет падение давления (линия *в—г*, см. фиг. 144, *а*), с последующим поддержанием постоянного (номинального) давления (линия *г—д*). При выключении муфты *1* давление в системе снизится и поршень *13* быстро переместится вправо, а камера *18* через обратный клапан *22* заполнится маслом из бачка *23*.

§ 48. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КОРОБОК СКОРОСТЕЙ

Гидравлическое переключение обычно применяется:

1) при наличии большой работы, затрачиваемой на перемещение зубчатых колес;

2) для ускорения процесса переключения зубчатых колес;

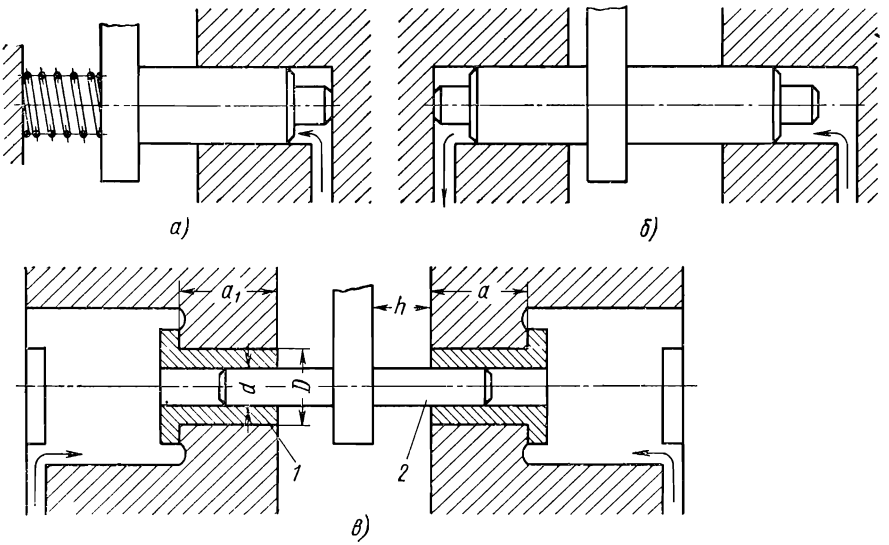
3) при наличии дистанционного управления или дублирования.

С конструктивной стороны золотники переключения могут быть двухпозиционные с одним цилиндром и возвратом пружиной (см. фиг. 145, *а*). При такой конструкции конечные положения должны быть фиксированы упорами, блок зубчатых колес должен удерживаться в левом положении давлением. В силу этих особенностей такая конструкция переключений обычно применяется для кратковременных включений.

Конструкция с двумя цилиндрами (см. фиг. 145, *б*) применяется для двухпозиционного положения зубчатых колес. Плунжеры перемещаются в ту и другую сторону до упора под давлением масла и их необходимо удерживать при вращении зубчатых колес.

При трехпозиционном переключении (см. фиг.145, *в*) плунжер *2* скользит по втулкам *1*. Среднее положение фиксируется при одновременном подводе давления в левую и правую полости цилиндра.

Если подать давление в одну полость, а вторую соединить с баком, то вначале до упора буртика втулки во фланец будут одновременно перемещаться и плунжер, и втулка, а далее на длину h переместится только один плунжер. Обычно диаметр плунжера $d = 25$ *мм*, диаметр втулки $D = 32 \div 30$ *мм*. Отношения $\frac{a_1}{D}$ и $\frac{a}{d}$ почти всегда равны 2—2,5. Для перемещения зубчатых колес требуется давление в системе до 4—6 *кГ/см*^{2}.



Фиг. 145. Схемы гидравлического переключения зубчатых колес:

а — с помощью возвратной пружины; *б* — двухпозиционным плунжером; *в* — трехпозиционным плунжером.

Для распределения потоков масла по соответствующим цилиндрам управления применяют специальный пробковый кран (см. фиг. 146). Давление насоса подводят к отверстию *Н*, а отверстие *Б* соединяют с баком. Остальные отверстия соединяют с соответствующими цилиндрами управления блоками зубчатых колес.

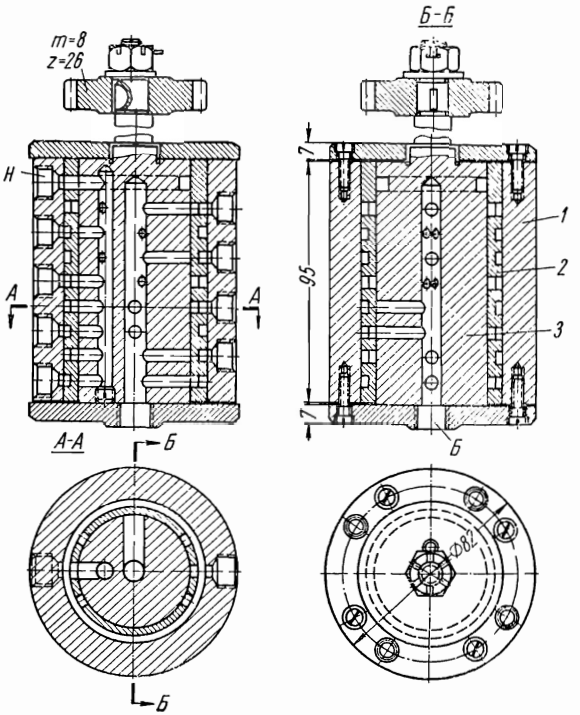
При повороте на соответствующие углы пробки *3* одна полость цилиндра управления будет находиться под давлением масла, поступающего из насоса, а другая будет соединяться с баком.

Системы гидравлического управления перемещениями зубчатых колес делятся на три группы:

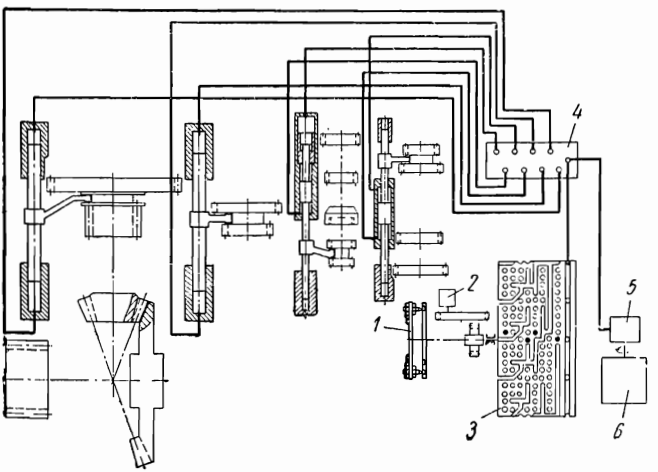
1. Селективная система с предварительным выключением зубчатых колес в момент перемены скоростей.

2. Системы с преселекцией на ходу, но предварительным выключением или замедлением чисел оборотов в момент перемены скорости.

3. Преселективная система с переключением скоростей на ходу.



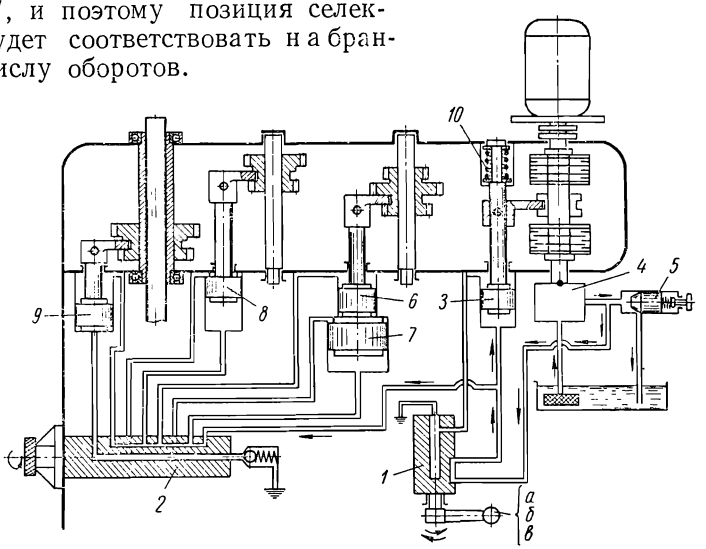
Фиг. 146. Пробковый кран: *1* — корпус; *2* — втулка; *3* — пробка.



Фиг. 147. Схема преселективного управления.

На фиг. 147 показана схема переключения, выполненная по второй группе, позволяющая производить предварительный выбор чисел оборотов планшайбы большего карусельного станка.

Преселекция совершается при помощи селектора скорости, расположенного на циферблате *1*. Все перемещения селектора передаются электродвигателю *2*, который командует поворотом пробки-распределителя *3*, смонтированной в корпусе *4*. Электродвигатель *2* выключается, как только совпадут контакты на циферблате *1*, и поэтому позиция селектора будет соответствовать набранному числу оборотов.



Фиг. 148. Схема селективного управления:

1 — пусковой кран на три положения; *2* — пробка-распределитель; *3* — плунжер включения фрикционов на прямой и обратный ход; *4* — насос; *5* — предохранительный клапан; *6* и *7* — плунжеры переключения блока зубчатых колес; *8* и *9* — плунжеры переключения блока двух зубчатых колес; *10* — пружина возврата плунжера.

Для включения преселекции оператор нажимает кнопку «Перемены скоростей», в результате этого включается насос *5*. Он нагнетает масло в пробку *3*, управляющую цилиндрами переключения зубчатых колес.

Одновременно главный электродвигатель пропорционально замедляет свое число оборотов для предотвращения возможной аварии.

Когда переключение совершилось, главный электродвигатель *6* насоса *5* выключается.

Все команды в этой системе совершаются при помощи электроконтактов. Для контроля включения зубчатых колес можно применить и световую сигнализацию. Специальный электродвигатель, управляющий перемещениями пробки *3*, может быть заменен аппаратурой электрогидроуправления, если она в состоянии обеспечить те же условия работы.

Переключение зубчатых колес, выполненное по первой группе, с селективным переключением чисел оборотов шпинделя сверлильного станка достигается при помощи трех блоков зубчатых колес (фиг. 148).

Пусковой кран *1* может занимать три положения: *а* — ход вперед, *б* — нейтральное положение, *в* — ход назад.

В момент останова автоматически включается тормоз и находится под давлением масла.

Пробка-распределитель *2* включается с того момента, когда пусковой кран *1* будет находиться в положении «Вперед». Когда давление на поршень *3* снимается, то пружина *10* возвращает сцепленные диски муфты в нейтральное положение.

Во время работы станка гидросистема переключения зубчатых колес постоянно находится под давлением, удерживая блоки зубчатых колес в их включенных позициях. В этот момент весь расход насоса *4* стравливается в бак через клапан *5*.

ГЛАВА IX

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМ

§ 49. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ

Разработка гидравлической схемы всегда ведется на основе технического задания, которое должно содержать все необходимые для этого сведения.

На принципиальной схеме указываются: техническая характеристика каждого из насосов — модель или тип насоса, производительность, наибольшее давление, число оборотов в минуту, приводная мощность, а для насосов с электродвигателем на общей плите — также характеристики электродвигателя. Для регулируемых насосов указываются пределы производительности.

Для рациональной эксплуатации станка доминирующее значение имеет правильный выбор насоса, под этим понимаются условия работы станка, т. е. величина скорости силового органа, его силовая характеристика и цикл работы.

Для станков со средним потреблением мощности $N \leqslant 3$ *квт*, обычно применяют шиберные насосы сдвоенного или одинарного действия с давлением до 60—55 *кГ/см*^{2} мод. Г12-1 одинарного исполнения одиннадцати типоразмеров, с расходом жидкости $Q = 5 \div 200$ *л/мин* и шестьдесят три типоразмера сдвоенного исполнения мод. ГП2-1 на различную комбинацию расхода жидкости [38].

Для станков тяжелого типа (протяжные, строгальные, долбежные и пр.) с потреблением мощности до 50 *квт* и более, находят применение роторно-поршневые насосы на давление $p = 200$ *кГ/см*^{2} (в комбинации в зависимости от скорости и силовой характеристики с щиберными насосами) мод. 3Г14, НПД, НПМ, НПР. Выбор типа этих насосов зависит от способа регулирования скорости, автоматизации цикла работы станка и пр.

Для станков легкого типа, работающих на средних и больших скоростях, но с небольшими действующими силами (все виды шлифовальных станков, доводочные станки и хонинговальные и пр.), с потреблением мощности до 4 *квт* и давлением до 20 *кГ/см*^{2}, находят применение шестеренные насосы мод. Г11-1, Г11-2 на расходы жидкости $Q = 12 \div 140$ *л/мин*.

Диаметр силового цилиндра и его длина выбираются из условия необходимой тяговой силы, длины обрабатываемого предмета и скорости стола. Для выбора параметров цилиндра пользуются табл. 22, 23. Однако окончательный выбор типа силового цилиндра зависит от многих, а в некоторых случаях и специфических требований, таких как равномерность хода, габариты, устойчивость перемещения и пр. Поэтому рекомендовать какие-либо универсальные или исчерпывающие способы не представляется возможным.

Давление в силовом цилиндре ограничивается возможностью применяемого насоса. Но тем не менее следует учитывать, что увеличение давления в цилиндре ведет к уменьшению его габаритов, уменьшению расхода жидкости насоса и диаметра трубопровода, к уменьшению габаритов гидроаппаратуры, поэтому весь монтаж получается более компактным. В то же время увеличение давления требует применения более дорогих насосов, высокой герметичности трасс и восприятия повышенной нагрузки для отдельных узлов гидросистемы.

Уменьшение давления увеличивает диаметр цилиндра при одной и той же тяговой силе, но уменьшает требования герметичности, повышает износоустойчивость деталей гидросистемы, дает возможность применить более простой и дешевый насос. Поэтому давление в силовом цилиндре обычно выбирается, исходя из допускаемых габаритов и, как правило, не превышает 35—45 $кГ/см^2$.

Отношение длины l цилиндра к его диаметру D не должно превышать $l/D \leqslant 18 \div 20$. Увеличение этого отношения способствует возникновению вибраций и автоколебаний из-за наличия значительного объема масла в цилиндре и его сжимаемости.

При больших возвратно-поступательных перемещениях, когда $l/D \geqslant 20$, рекомендуется применять гидромотор совместно с реечной или винтовой передачей. Такая компоновка допускает скорость перемещения до 40 *м/мин* с передаточным числом до $i = 20 \div 25$.

Как показали наблюдения, кинематическая цепь к приводу стола должна быть подобрана так, чтобы минимальные и максимальные числа оборотов гидромотора были бы в пределах 40—1000 *об/мин*. Такой режим работы гидромотора обеспечивает наилучшие результаты.

Однако следует иметь в виду, что ввод зубчатых передач удорожает станок, понижает к. п. д. его и уменьшает износостойкость гидросистемы. Кроме того, что очень важно при реверсировании стола на больших скоростях, инерционность системы с гидромотором значительно больше инерционности с силовым цилиндром.

В технической характеристике гидромотора должны быть указаны мощность и число оборотов (*об/мин*); наибольший крутящий момент на выходном валу гидромотора; отдаваемая мощность, рабочее и пиковое давления. Гидромоторы аксиального типа (мод. МГ151, МГ152, МГ153а, МГ154, МГ155а) наиболее подходят для осуществления возвратно-поступательного движения (см. фиг. 31).

При разработке гидравлических схем рекомендуется применять нормальную гидроаппаратуру, стандартные фитинги и соединения. Все это разработано ЭНИМСом и нашло широкое применение в машиностроении.

Отступление от нормальных элементов допускается лишь в тех случаях, когда иначе выполнить техническое задание не представляется возможным.

Следует иметь в виду, что применение специальных (ненормальных) аппаратов приводит к повышению себестоимости станка и к более длительному сроку его освоения.

Гидравлическая схема должна быть наглядна и удобна для чтения. Это достигается соответствующим расположением условных обозначений гидроаппаратов, наименьшим числом пересекающихся линий. Условные обозначения аппаратуры, разработанные ЭНИМСом, имеются в руководящих материалах по гидрооборудованию станков [40].

Имеются нормальные, типовые, гидравлические схемы, как, например, панели Г31-1 для станков типа шлифовальных, на различную пропускную способность (от 18 до 140 *л/мин*) с давлением 5—25 *кГ/см*^{2}, обеспечивающие перебег стола на сторону при скоростях стола до 6 *м/мин* не более 2 *мм*; при скорости до 10 *м/мин* и весе стола до 2000 *кГ* не более 6 *мм*, при скорости до 25 *м/мин* и весе стола до 2000 *кГ* до 35 *мм* и, наконец, при скорости до 40 *м/мин* и весе стола до 2000 *кГ* не более 70 *мм*.

В некоторых случаях проектируемый цикл работы станка не укладывается в имеющиеся нормальные панели управления, — тогда приходится разрабатывать специальную схему с применением нормальной гидроаппаратуры или отдельных нормальных узлов.

В подобных случаях рекомендуется вычертить постоянные условные обозначения гидроаппаратов на отдельном листе с последующим размножением светокопий.

При составлении гидросхемы станка вырезают отдельные необходимые для данной схемы условные обозначения гидроаппаратов, которые накалываются или наклеиваются по ходу составления схемы и соединяются условными трубопроводами.

Такой прием составления гидросхем значительно сокращает срок проектирования станка и освобождает конструктора от совершенно непроизводительной работы — вычерчивания условных обозначений гидроаппаратов.

В конструкторских бюро с большой номенклатурой гидрофицированных машин такие листы с условными обозначениями могут быть даже отпечатаны типографским способом.

После окончательной проверки схемы, она с наклеенными условными обозначениями передается в копировку.

Формы гидравлических схем могут быть двух видов:

1. В виде полуконструктивной схемы, когда показывается конструкция гидроаппаратов, а трубопроводы показываются условно. Подобный вид схемы требует довольно много времени на ее составле-

ние и оформление. На схеме не указываются способ управления гидросхемой и последовательность срабатывания аппаратов. Такая схема удобна для сборочных операций гидрофицированного станка и для последующего его отлаживания.

2. С использованием только условных обозначений гидроаппаратуры. Этот способ значительно сокращает разработку и составление схемы и позволяет использовать заранее вырезанные условные обозначения, а при некоторых добавлениях в схеме показать систему управления аппаратурой. На фиг. 149 показана такая гидравлическая схема станка для балансировки коленчатых валов тракторных двигателей.

Способы управления гидроаппаратами указываются в верхней части схемы и для этого проводится столько горизонтальных линий, сколько имеется органов управления. В данной схеме их десять. Орган управления соединяется с управляемым аппаратом выносной штриховой линией, а дренаж штрих-пунктирной линией. Так, например (см. фиг. 149), реле давления Г62-21 включает в работу фрезерные головки; электромагнит *Л* срабатывает от распределителя, смонтированного на фрезерных головках и т. д. Далее в гидросхеме желательны указания о диаметрах трубопровода, местах крепления фитингов и трубопроводов и прочие монтажные данные.

Узловые точки разветвления потоков масла необходимо обозначать цифрами. Это значительно облегчает составление описания схемы и действия отдельных гидроаппаратов, а также очень удобно для общения со сборочным цехом, например при согласовании замены указанного на схеме размера фитинга другим размером или формой. Указав номер фитинга, например 44, ведущий конструктор видит по схеме его месторасположение и решает вопрос о возможной его замене. Гидросхема всегда сопровождается кратким описанием ее работы. Управление перемещениями силовых поршней (см. фиг. 149) осуществляется золотниками $И_1$, $И_2$, $И_3$. Предохранительные клапаны *С* и *Т* защищают систему от перегрузок: первый клапан при зажатии вала, второй клапан в моменты подвода и поворота поводков.

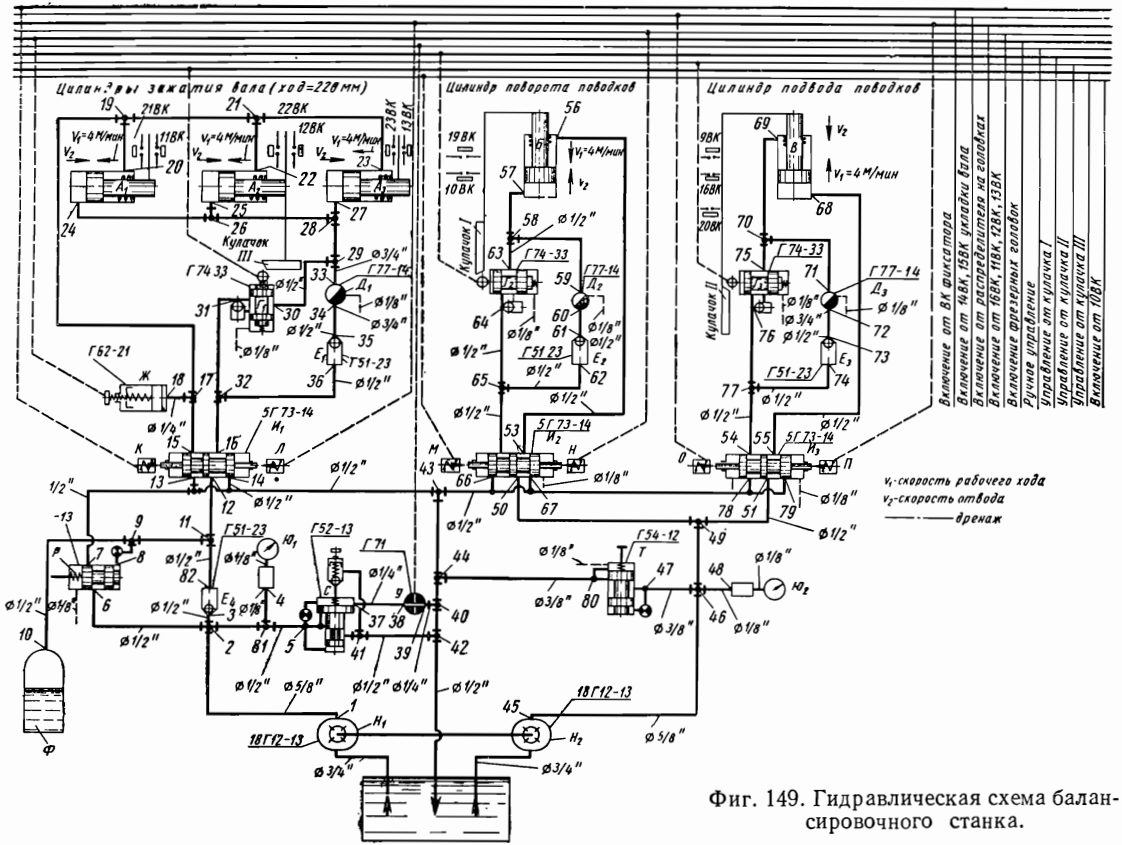
Исходные положения силовых поршней осуществляются: силовых поршней зажатия $А_1$, $А_2$, $А_3$ и подвода поводков *В* срабатыванием электромагнитов *Л* и *П*, а силового поршня поворота *Б* срабатыванием электромагнита *М*.

Трассы масла в исходном положении:

1) насос $Н_1$ — по трассе *1—2—*$Е_4$ *— 11—12—16—32—*$Г_1$*—30—29* и далее параллельно через *28—26* в полости *24—25—27* силовых цилиндров $А_1$, $А_2$, $А_3$. Поршни перемещаются по направлению стрелки v_1;

2) насос $Н_2$ — по трассе *45—46—49* и далее в параллель *50—53* в полость *56* цилиндра *Б*. Одновременно по трассе *49—51—55* в полость *68* цилиндра *В*. Поршни этих цилиндров перемещаются навстречу друг другу.

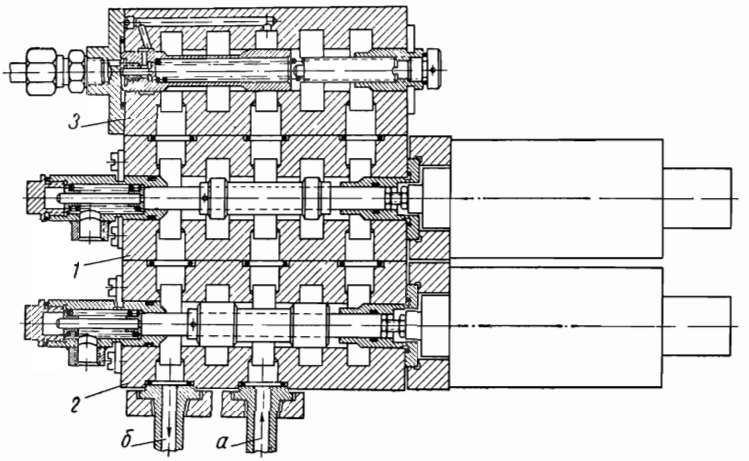
Электромагнит К переключает силовые поршни на рабочий ход: Насос $Н_1$ подает масло, при $p = 35$ *кГ/см*^{2}, по трассе *1—2—*$Е_4$*—*



Фиг. 149. Гидравлическая схема балансировочного станка.

11—12—13—19—21 в полости *20—22—23* цилиндров A_1, A_2, A_3. Выход масла из цилиндров по трассе: *24—25—27—28—29—30—*$Г_1$*—31—32—16—14—43—44 — бак.*

Поскольку в этот момент нет сопротивления на выходе, поршни совместно с кулачком *III* двигаются ускоренно. После нажатия кулачком *III* на шток клапана $Г_1$ трасса *31—16* перекрывается, и это меняет направление потока масла. Оно теперь будет иметь путь через дроссель $Д_1$ по трассе: *29—33—34—35—*E_1*—36—32—14* и далее в бак. Движение силовых поршней замедляется и на замедленной скорости они подходят к коленчатому валу и постепенно зажимают его.



Фиг. 150. Монтажный блок.

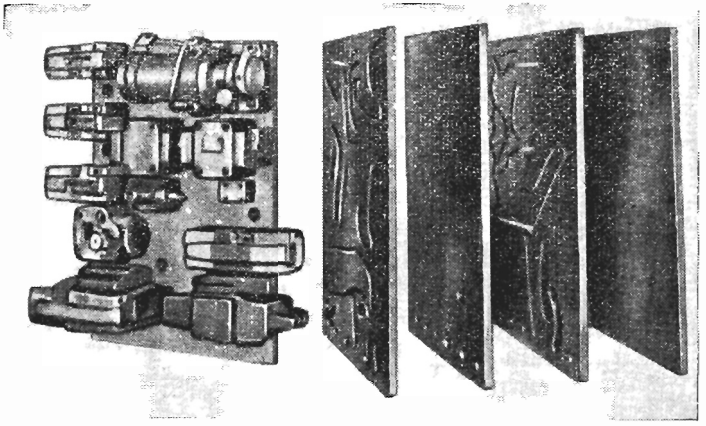
Аналогично работают и два других поршня *Б* и *В*.

Для увеличения к. п. д. станка и уменьшения нагрева масла во время зажатия коленчатого вала предусмотрен автомат разгрузки насоса, собранный из нормальной аппаратуры: обратного клапана (мод. Г51-23) E_4, напорного золотника мод. БГ54-13 и аккумулятора *Ф*. Давление в аккумуляторе ограничивается силой пружины *Р*. В момент превышения этого давления плунжер клапана E_4 срабатывает и отверстия *6* и *7* соединяются с баком; насос начинает работать «сам на себя» по трассе *1—2—6—7—43—44—бак*. Нужное давление зажатия поддерживается аккумулятором. При уменьшении давления в аккумуляторе срабатывает пружина *Р* и отверстие *6* отключается от трассы слива.

Кран *У* (мод. Г71) необходим для включения и отключения расхода масла насоса H_1.

В последнее время при монтаже различной гидроаппаратуры начали широко применять беструбное соединение (см. фиг. 150), позволяющее монтировать в отдельные блоки различную аппаратуру управления. Такой монтаж позволяет проводить предварительное

испытание собранного блока, что повышает надежность станка, а также упрощает сборку станка.

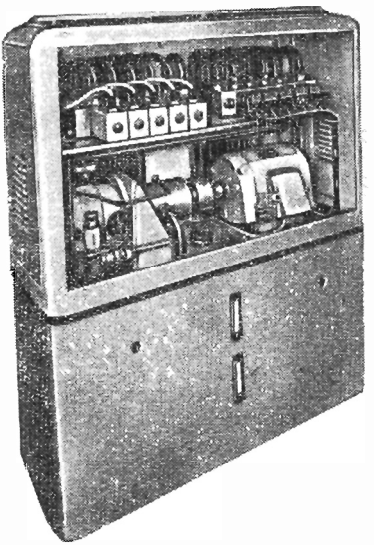


Фиг. 151. Пример «сандвич-монтажа».

Так, например, блок (фиг. 150) собран из золотников *1* и *2* с электромагнитным управлением и предохранительного клапана *3*. Золотник *1*—с открытым центром и открытым сливом, а золотник *2* — с открытым центром и закрытым сливом.

Литье корпусов беструбной аппаратуры обычно представляет собой бруски прямоугольной или квадратной формы, кругом обработанные. На привалочных поверхностях делают выточки для помещения туда уплотнительных колец О-образного сечения. Эти поверхности обычно шлифуются. Отверстие *а* соединяется с насосом, а отверстие *б* с баком.

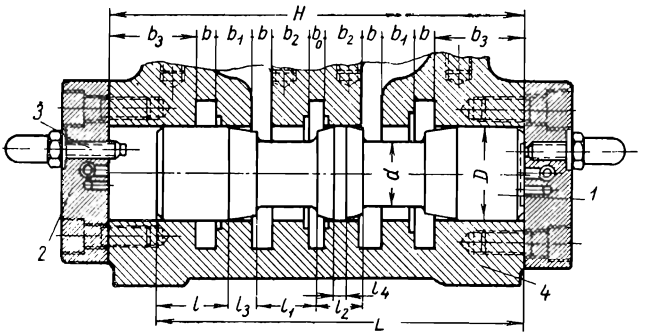
С целью уменьшения габаритов станка или машины, уменьшения возможностей повреждения трубопровода, последний выполняют в виде литых или фрезерованных каналов (фиг. 151), расположенных соответствующим образом на шлифованных с торцов пластинах (платах). После помещения в стыкуемые поверхности бумажных прокладок, блок сболчивается.



Фиг. 152. Агрегат насосной станции автоматической линии.

Такой «сандвич-монтаж» очень облегчает и ускоряет сборку машины, а в некоторых случаях значительно предохраняет гидросистему при сотрясениях.

Насосные станции автоматических линий обычно монтируют в виде отдельного агрегата (фиг. 152), в который в некоторых случаях может быть вмонтировано и все управление автоматической линией, как это сделано на агрегате, показанном на фиг. 152. Применение такого агрегата повышает культуру производства и сильно облегчает ремонт насосной станции. Для направления потока масла в силовые цилиндры, гидромоторы, гидроусилители и дру-



Фиг. 153. Габаритные размеры золотникового распределения:
1 — плунжер; *2* — крышка корпуса; *3* — винт для регулирования хода плунжера; *4* — корпус золотника.

гие гидравлические механизмы и отвода масла от них применяют различные распределительные устройства золотникового и кранового типов. В станкостроении в качестве основного типа распределительного устройства применяется золотник с плунжером цилиндрической формы, который помещен в корпус (чугунный), имеющий кольцевые полости b_0, b, b_1, b_2, b_3 (фиг. 153) соответственно числу мест присоединения трубопроводов. Плунжер на наружной поверхности имеет проточки и пояски. Проточки служат для направления потока масла из одних присоединений в другие, а пояски служат средством уплотнения. Изменение направления потока масла достигается осевым перемещением плунжера, поэтому он должен иметь орган управления: ручной, гидравлический, механический или, наконец, комбинированный — электрогидравлический.

При проектировании любых распределительных устройств всегда стараются уменьшить их габаритные размеры. С этой целью скорость масла в проходных каналах корпуса и плунжера несколько увеличивают, примерно в 2—2,5 раза по сравнению со скоростью масла в трубопроводах, принимая скорость $v = 4 \div 6$ *м/сек*. При этом потеря давления не должна превышать $\Delta p = 2 \div 2{,}5$ *кГ/см*^{2}. Испытание потери давления в каналах корпуса показало, что в среднем $\Delta p \approx 8{,}5 \cdot 10^{-5} \cdot Q^{2,1}$ *кГ/см*^{2}, где Q — расход масла в *л/мин*.

Длину L плунжера выбирают в зависимости от нужной пропускной способности золотника, т. е. расхода масла насоса. Например,

$Q = 8$ *л/мин*	$Q = 140$ *л/мин*	$L = 70 \div 75$ *мм*	$L = 190 \div 195$ *мм*
$Q = 35$	$Q = 280$	$L = 130 \div 135$	$L = 208 \div 210$

Длина H корпуса золотника соответственно должна быть равна $H = (1{,}12 \div 1{,}15)\, L$, где L — длина плунжера. Следовательно, ход плунжера составит

$$h = (0{,}15 \div 0{,}12)\, L.$$

Выбрав длину плунжера в зависимости от расхода масла насоса, переходят к определению длин проточек b; b_1; b_2, b_3 и поясков l; l_1; l_2; l_3 (см. фиг. 153), пользуясь для этого некоторыми опытными (предварительными) соотношениями.

Так, например, $l = (0{,}25 \div 0{,}26)\, L$; $l_1 = (0{,}15 \div 0{,}16)\, L$; $l_2 = (0{,}13 \div 0{,}14)\, L$; $l_3 = 0{,}07L$; $l_4 = 0{,}035\, L$; $d = (0{,}6 \div 0{,}7)\, D$. На длинах l_3 плунжера обычно предусматривают конуса с углом $\alpha = 2°$

Далее проектируют корпус золотника с симметричными выточками длиной H. Практика выработала некоторые соотношения в размерах выточек в зависимости от длины L плунжера. Так, например, $b_2 = (0{,}08 \div 0{,}09)\, L$; $b_3 = 0{,}24L$; $b_1 = 0{,}095L$.

Вычертив в натуральную величину по этим размерам симметричный плунжер, вырезают его контур и помещают в вычерченный также в натуральную величину корпус плунжера. Плунжер перемещают в нужную позицию и проверяют по данному расходу масла насоса сечение проходного отверстия золотника. При этом скорость масла не должна превышать 4—6 *м/сек*.

Реверс силового органа (гидромотора, силового поршня) должен обеспечивать плавность и своевременность переключения. Неполадки в реверсивных устройствах всегда вызывают резкое повышение давления, гидравлические удары в момент реверсирования и чрезмерный нагрев масла. Основные требования к реверсивным механизмам сводятся к следующему:

а) время реверсирования не должно зависеть от скорости силового органа и его живой силы;

б) отсутствие толчков и ударов в момент реверсирования;

в) точность реверсирования, т. е. постоянство пути разгона и торможения силового органа при постоянной его скорости;

г) способность реверсивного устройства, в некоторых случаях, к восприятию инерционных нагрузок в моменты реверсирования силового органа;

д) малые, главным образом одинаковые выбеги силового органа;

е) возможность регулирования времени реверсирования в широких пределах, не меньше чем 1 10, т. е. наличие регулирования скорости перемещения плунжера реверса.

Силы инерции, возникающие в момент реверсирования на больших скоростях силового органа, создают гидравлические удары в гидросистеме и увеличивают выбеги.

Наблюдения показали, что перебеги силового органа зависят от скорости и массы движущихся частей и величины сопротивления гидравлической трассы и сил трения в направляющих, сальнике, поршне и пр. Наиболее эффективным способом уменьшения выбегов является гидравлическое сопротивление, которое должно соответственно увеличиваться в моменты реверсирования.

Однако чрезмерное уменьшение скорости силового органа гидропривода за счет его торможения несколько сокращает производительность станка, поэтому иногда экономически не оправдывается.

При малой емкости гидравлической системы, при отсутствии причин, изменяющих скорость масла в трубе, можно считать масло и трубопровод неупругими, поэтому ускорение $\frac{w}{\tau}$ принимается постоянным. Время τ перекрытия проходного отверстия реверсивного золотника равно периоду пробега ударной волны $T = \frac{2}{a} L$, где L — длина трубопровода, a — скорость распространения гидравлического удара. Скорость

$$a = \sqrt{\frac{\gamma}{g}\left(\frac{d}{\delta E} + \frac{1}{K}\right)}$$

где γ — удельный вес масла;
d — диаметр трубопровода;
δ — толщина стенки трубы;
E — модуль упругости материала трубопровода;
K — объемный модуль упругости масла.

Относительное повышение давления

$$\theta = 0{,}5\left(\frac{\Delta p_0}{\Delta p} - 1\right)$$

Таким образом, время перекрытия проходного отверстия реверсивного золотника

$$\tau = 2\frac{L}{a}\theta.$$

При равномерном движении силового органа (силового поршня) давление перед входом масла в золотник

$$p_0 = (\xi + 1)\gamma\frac{w^2}{2g}.$$

Увеличение давления в результате почти мгновенного перемещения плунжера реверса

$$\Delta p_0 = p_м - p_0 = \gamma\frac{a}{g}w, \qquad (А)$$

где $p_м$ — наибольшее давление.

Подлежащая торможению инерционная сила будет равна

$$P = M_n \frac{w}{\tau},$$

а, с другой стороны, реализуемая тормозная сила

$$P = \gamma f \Delta H,$$

где M_n — приведенная масса, подлежащая торможению, равна $M_n = m_1 + m_2 \left(\frac{F_1}{f_2}\right)^2 + m_3 \left(\frac{F_2}{f_1}\right)^2$ (см. § 24).

Приравнивая значения сил P, получаем

$$\gamma f \Delta H = M_n \frac{w}{\tau},$$

отсюда

$$\Delta H = \frac{M_n w}{\gamma f \tau},$$

а поэтому приращение давления

$$\Delta p = \frac{M_n w}{f \tau}, \qquad (A_1)$$

где w — скорость масла в трубопроводе перед началом торможения.

По уравнению постоянства расхода имеем

$$wf = v_1 F,$$

где v_1 — скорость силового органа (поршня) перед началом торможения;

F — площадь поршня;

f — сечение отверстия трубопровода.

Заменив скорость масла в трубопроводе через $w = \frac{v_1 F}{f}$, получим окончательно

$$\Delta p = M_n \frac{v_1 F}{f^2 \tau} \qquad (A_2)$$

Из этого уравнения видно, что прирост давления тем больше, чем больше скорость v_1 силового органа перед началом торможения, чем больше его площадь F и чем меньше время τ перекрытия сечения проходного отверстия реверсивного золотника.

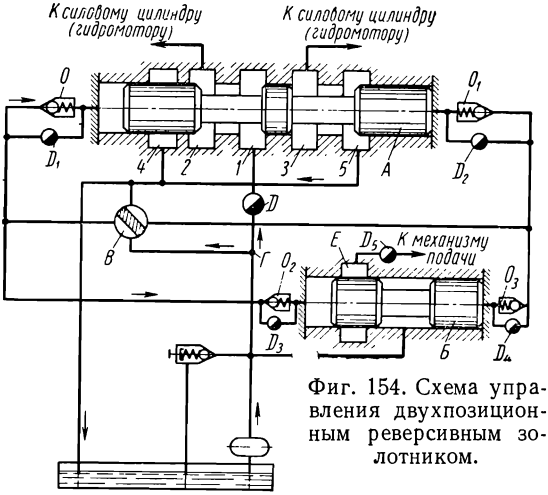
Торможение золотником применяется, конечно, в тех случаях, когда силовой орган, например цилиндр, не имеет никаких тормозных устройств (см. § 5).

Торможение золотником обычно применяется в тех случаях, когда станок должен работать на различных длинах рабочего хода, как, например, шлифовальные станки.

Поэтому в тех случаях, когда длина хода силового органа остается постоянной, как, например, в различных зажимных устройствах,

в загрузочных приспособлениях, в транспортных устройствах и пр., более рационально применять торможение силового органа непосредственно (см. § 5).

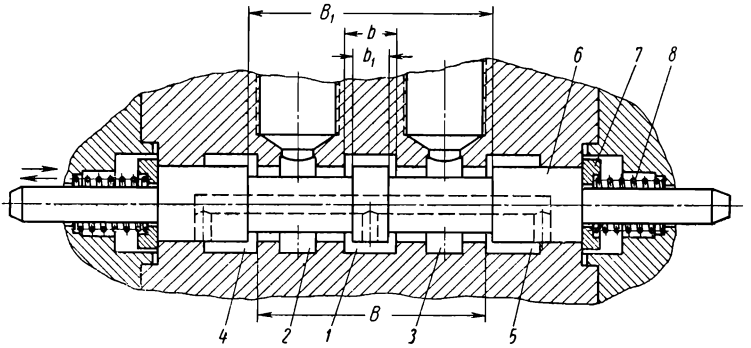
Все реверсивные золотники разделяются на двух-, трех-, и многопозиционные. Двухпозиционные золотники обычно применяются в тех случаях, когда обработка изделия производится в несколько проходов, как, например, при шлифовании деталей. В этих золотниках плунжер может занимать только два положения (правое и левое) (фиг. 153).



Фиг. 154. Схема управления двухпозиционным реверсивным золотником.

Трехпозиционные золотники находят применение при обработке деталей за один проход, например сверление, а также в различных зажимных устройствах. В таких золотниках плунжер может занимать три положения: правое, левое и среднее (фиг. 155).

Многопозиционные золотники обычно применяются в агрегатных станках и в станках с автоматической сменой команд при



Фиг. 155. Схема трехпозиционного золотника управления.

обработке деталей за один проход, например в агрегатных сверлильных станках. Такие станки обычно имеют смены команд: «Быстрый подвод», одна или две «Рабочая подача», «Быстрый отвод», «Стоп» (см. фиг. 159).

Давление насоса обычно подается к средней *1* проточке корпуса золотника (см. фиг. 154), проточки *2* и *3* соединяются с силовым органом, проточки *4* и *5* соединяются с баком и могут быть либо объединены в одно отверстие и один трубопровод, — тогда такой золотник относится к четырехходовому, либо проточки *4* и *5* имеют отдельные трубопроводы, соединенные с баком, — тогда такой золотник будет пятиходовой. Такой тип золотника обычно применяется в тех схемах, где необходим быстрый отвод силового органа.

В трехпозиционных золотниках среднее положение плунжера достигается двумя пружинами и обесточиванием электромагнитов, если управление электрическое.

Трехпозиционные золотники разделяются на несколько типов (см. фиг. 155) в зависимости от ширины поясков b_1 и ширины b проточек в корпусе, а также от длин B и B_1.

Золотник с открытым центром и открытым сливом имеет $b > b_1$ и $B_1 > B$. При среднем положении плунжера, в момент останова станка, происходит полная разгрузка системы на бак при малом давлении. Подобные золотники можно рекомендовать для применения в схемах станков с длительными остановками, например, если производится смена тяжелых обрабатываемых деталей.

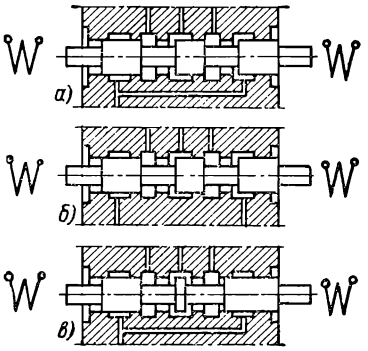
Золотники с открытым центром и закрытым сливом имеют $b > b_1$, но $B_1 < B$. Таким образом, при среднем положении плунжера обе полости силового органа находятся под давлением масла, поступающего из насоса. При наличии несимметричного поршня и при среднем положении плунжера будет происходить быстрый (ускоренный) ход поршня вперед, а при симметричном поршне и том же положении плунжера будет останов поршня. Насос при среднем положении плунжера разгружается на бак через предохранительный клапан и поэтому бесполезно потребляет мощность, которая переходит в тепло, чрезмерно нагревая масло при длительной паузе.

Золотники с закрытым центром и открытым сливом имеют $b_1 > b$ и $B_1 > B$, поэтому при среднем положении плунжера давление масла, поступающего из насоса, перекрыто и оно может быть либо использовано для питания в параллель другого силового органа, либо стравливаться в бак при наибольшем давлении. При вертикальном силовом цилиндре необходим в схеме противовес, иначе будет «сползание» силового поршня под действием собственного веса.

Золотники с закрытым центром и с закрытым сливом имеют $b_1 > b$ и $B_1 < B$ и, таким образом, при среднем положении плунжера магистраль, через которую подается масло под давлением из насоса, и обе полости силового органа перекрыты. Насос разгружается либо на бак, через предохранительный клапан, потребляя полную мощность, либо питает в параллель другой силовой орган. Такая схема золотника может иметь применение при необходимости строгой фиксации органа в определенном положении.

Если по технологическому процессу необходима длительная пауза силового органа, например для съема и установки детали,

то необходима разгрузка насоса на бак без давления при перекрытых полостях силового цилиндра, тогда применяют золотник с закрытым центром и закрытым сливом. Плунжер такого золотника имеет продольное отверстие (см. штриховые линии на фиг. 155), соединенное при среднем положении с баком. Такого же типа золотник можно применять в станках с вертикальным перемещением силового органа без противовеса при кратковременных паузах. При длительных паузах возможно «сползание» поршня вследствие объемных потерь в запертой части гидросистемы.



Фиг. 156. Схемы модификаций трехпозиционных золотников.

Трехпозиционные золотники управления срабатывают от электромагнитов толкающего типа. Плунжер таких золотников не имеет никаких регулировок, изменяющих время перемещения плунжера. Последний срабатывает за время около 0,05 *сек*, поэтому при реверсировании силового органа возможны гидравлические удары.

Если в трехпозиционном золотнике ликвидировать обе пружины, то такая модификация делает его двухпозиционным четырехходовым (фиг. 156, *а*), или пятиходовым (фиг. 156, *б*) и, наконец, если увеличить длину правого пояска плунжера (фиг. 156, *в*) и уменьшить ширину среднего пояска так, чтобы $b_1 < b$, то можно при той же модификации золотника получить среднее положение плунжера с открытым центром и открытым сливом, что иногда бывает необходимо для ускоренного подвода силового органа.

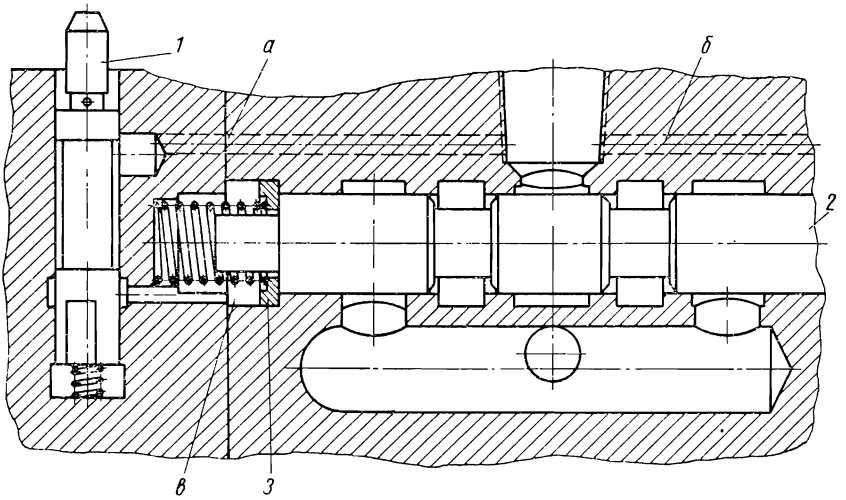
В ряде случаев проектирования станков и автоматических линий, при наличии электрического управления технологическим циклом, появляется необходимость реверсирования направления движения на сравнительно больших скоростях. В таких случаях можно рекомендовать использовать золотник управления с комбинированным электрогидравлическим управлением (фиг. 157). В таких золотниках команда подается на электромагнит плунжера *1* вспомогательного золотника, а плунжер *2* главного золотника перемещается давлением масла, поступающего по каналу *а* или *б*, в зависимости от направления перемещения его под торец в полость *в*.

Такой золотник имеет некоторое замедление на срабатывание и поэтому может быть применен при наличии реверсирования на повышенных скоростях силового органа. Ход пружин ограничивается шайбами *3*, а точность установки плунжера в среднее положение обеспечивается подбором пружин, жесткость которых должна быть одинаковой.

Перемещение плунжера *А* в двухпозиционных золотниках (см. фиг. 154) может производиться от давления общей сети, —

если давление не превышает $p \leqslant 10$ *кГ/см*^{2}. При большем давлении насоса рекомендуется понижать это давление, применяя для этого редукционный клапан. Может быть управление и от самостоятельного насоса малой производительности и малого давления.

Для управления временем перемещения плунжера предусмотрены шаровые клапаны O и O_1 и игольчатые дроссели $Д_1$ и $Д_2$, смонтированные в крышках корпуса. Этими дросселями можно регулировать время перемещения плунжера A, т. е. время реверсирования силового органа в пределах 0,3—3,0 *сек*. Поэтому применение гид-



Фиг. 157. Схема золотника управления с электрогидравлическим управлением.

равлического управления для целей реверсирования может быть при любых скоростях.

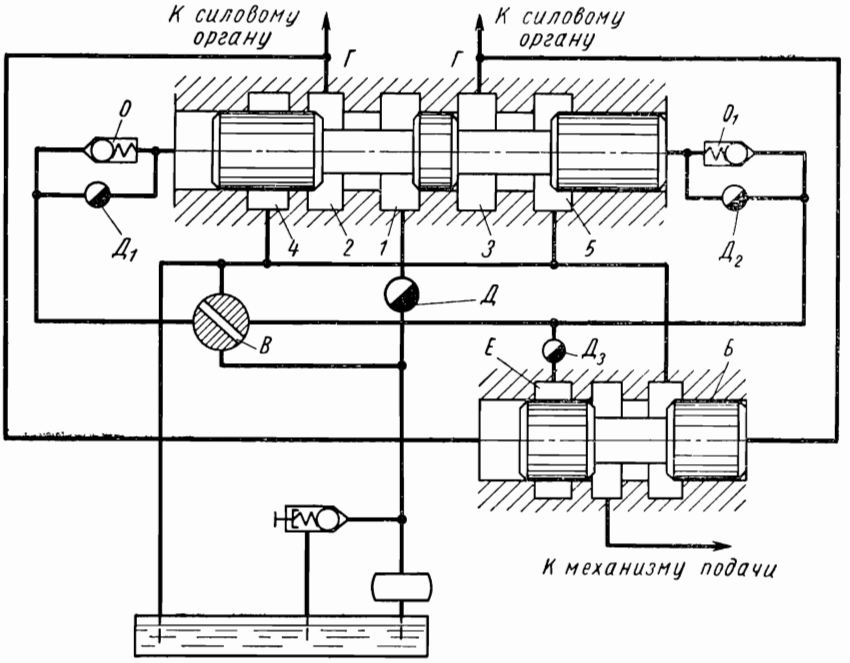
Однако монтаж трассы управления несколько сложнее по сравнению с электрическим управлением. Команду на перемещение плунжер получает от крана управления B небольшой пропускной способности: 5—8 *л/мин* с давлением, соответственно принятому в цепи управления.

При гидравлическом управлении реверсом трасса управления должна быть независимой от управления скоростью силового органа. Для этого (см. фиг. 154) всегда применяется параллельное включение расхода насоса. Так, например, как показано на фиг. 154, в точке $Г$ расход масла разветвляется на два потока, совершенно не зависящих один от другого, и это обеспечивает реверсирование на малых скоростях.

Для осуществления периодических подач, например подачи шлифовального круга, в шлифовальных станках и подачи «на строку»

в копировальных станках объемного копирования в гидравлической схеме станка предусматривают специальный плунжер-порционер *Б* (см. фиг. 158), получающий необходимые перемещения от того же крана управления *В*. Порционер открывает отверстие *Е* к цилиндру подачи, и последний срабатывает со скоростью, зависящей от порции масла, которую можно регулировать дросселем $Д_3$ в довольно широких пределах.

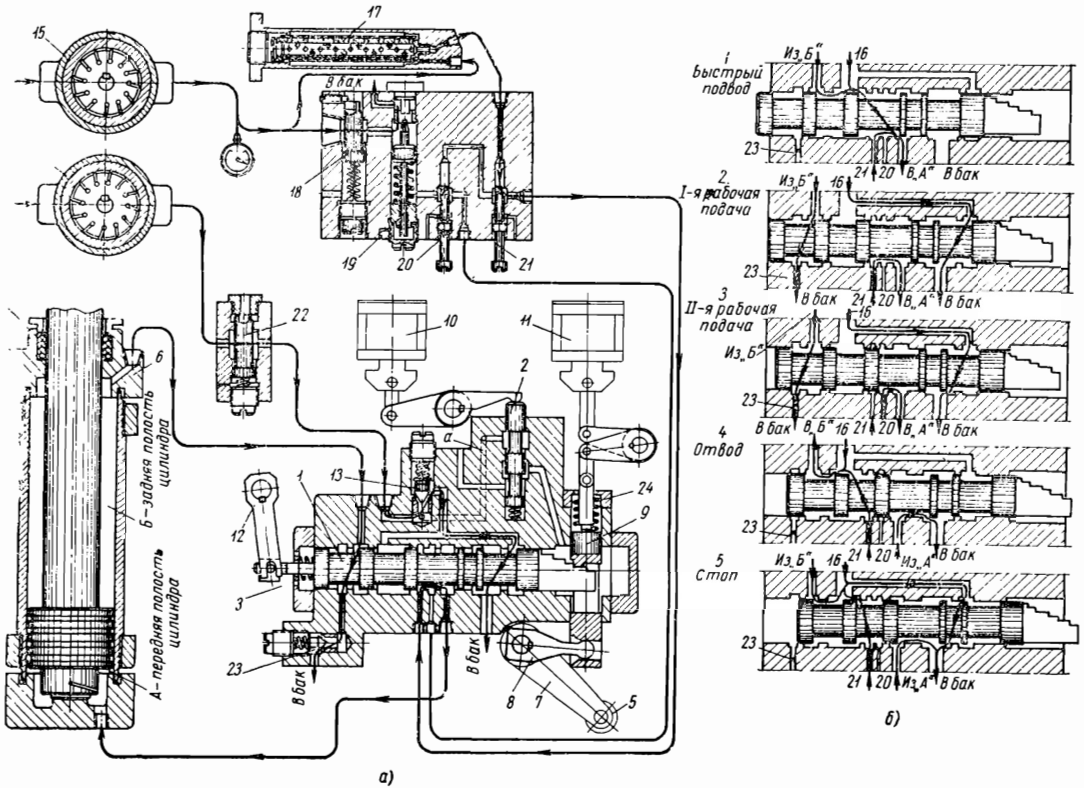
Скорость перемещения плунжера-порционера *Б*, также как и скорость перемещения плунжера реверса *А*, можно регулировать



Фиг. 158. Схема управления двухпозиционным реверсивным золотником и включение порционной подачи (обозначения те же, что и на фиг. 154).

дросселями $Д_1$ и $Д_2$. Наличие этих дросселей позволяет регулировать скорость перемещения порционера независимо от скорости силового органа и времени реверсирования плунжера реверса *А*.

В некоторых случаях необходимо, чтобы скорость перемещения порционера *Б* была пропорциональна скорости движения силового органа. Такую пропорциональность можно обеспечить, если цепь управления порционером подключить не до дросселя *Д*, как в схеме, показанной на фиг. 154, а после дросселя. Тогда перемещения порционера будут происходить после срабатывания плунжера реверса *А*.



Фиг. 159. Схема управления автоматическим циклом работы станка с применением многопозиционного золотника:

1 — плунжер золотника управления; *2* — плунжер пускового золотника; *3* — пружина золотника управления; *4* — сальник штока силового поршня; *5* — ролик рычага переключения команд; *6* — втулка сальника штока; *7* — рычаг переключения; *8* — рычаг подъема фиксатора; *9* — фиксатор; *10* — электромагнит подвода; *11* — электромагнит отвода; *12* — рычаг ручного управления; *13* — подпорный клапан; *14* — силовой цилиндр; *15* — насос рабочей подачи; *16* — насос быстрых ходов; *17* — сетчатый фильтр; *18* — предохранительный клапан высокого давления; *19* — редукционный клапан; *20* — дроссель второй рабочей подачи; *21* — дроссель первой рабочей подачи; *22* — предохранительный клапан насоса быстрых ходов; *23* — клапан противодавления; *24* — пружина фиксатора; *а* — схема управления циклом работы станка (показан цикл для первой рабочей подачи); *б* — положения плунжера *1* главного золотника управления при различных циклах работы и направления потоков масла.

Станки с автоматическим циклом работы имеют многопозиционные золотники управления (фиг. 159). Плунжер управления *1* имеет на одном из своих концов ступенчатую гребенку. Осевые перемещения плунжера *1* совершаются в правую (по схеме) сторону под действием пружины *3*, а в левую сторону под действием давления $p = 2 \div 4$ *кГ/см²*, подаваемого в проточку *а* от насоса *16* низкого давления.

Переключения плунжера *1* в процессе рабочего цикла производится от путевых упоров управления, которые при набегании на ролик *5* рычага *7* поворачивают его, а вместе с ним и рычаг *8*, и с его помощью поднимают фиксатор *9*. При подъеме фиксатора сила пружины *3* перемещает плунжер до тех пор, пока в фиксатор не упрется следующая его ступенька. Последняя ступенька соответствует положению «Стоп».

Для включения движений силового органа, начинающихся с быстрого подвода, включают электромагнит *10*, который перемещает вниз (по схеме) пусковой плунжер *2*. Масло под небольшим давлением (порядка $p = 2 \div 4$ *кГ/см²*), которое ограничивается пружиной подпорного клапана *13* (он предусмотрен специально для этой цели), поступает под ступенчатый конец плунжера *1* и перемещает его в левую сторону, и фиксатор *9* под действием пружины *24* переместится в нижнее положение, т. е. на позицию «Быстрый подвод».

Высота подъема ролика *5* и рычага *8* должна соответствовать высоте соответствующей ступени плунжера управления *1*.

Быстрый ход вперед осуществляется насосом *16* низкого давления с расходом масла $Q = 26$ или 32 *л/мин* в зависимости от диаметра силового поршня и нужной скорости подвода. Одновременно используется и выходящее масло из задней полости силового цилиндра.

Клапан *23* противодавления предназначается для некоторого выравнивания в направляющих стола меняющихся сил трения; этот клапан во время быстрого подвода остается перекрытым.

При 1-й и 2-й рабочих подачах насос низкого давления переключается на бак, стравливая свой расход масла через клапан противодавления *23* и поэтому в задней полости силового цилиндра поддерживается более или менее постоянное давление. Уровень этого давления зависит от величины объемных потерь в системе и заданной наименьшей рабочей скорости силового поршня. Чем меньше необходима эта скорость и чем больше объемные потери в системе, тем противодавление должно быть больше, но во всяком случае не превышать 12—15 *кГ/см²*.

Регулирование рабочих скоростей силового поршня предусмотрено на «Входе» и соответственно этому и предусмотрена схема стабилизации, состоящая из включенных параллельно редукционного клапана (байпаса) *19* и двух дросселей *20* и *21*.

§ 50. НЕКОТОРЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

Гидравлическая схема управления транспортными и зажимными устройствами

Схема применяется в автоматических линиях и агрегатных станках для осуществления транспортных и зажимных операций.

В зависимости от необходимой скорости перемещения такая схема позволяет применять один или два насоса и предназначается для обслуживания группы силовых цилиндров, работающих в заданной последовательности в обоих направлениях.

В схеме имеется два золотника *1* и *2* (фиг. 160), управление которыми осуществляется двумя парами электромагнитов: электромагниты *3* и *4* управляют ходом назад, электромагниты *5* и *6* ходом вперед. Таким образом, силовые цилиндры *7* и *8* имеют самостоятельное и независимое управление.

Положения золотников управления фиксируются, поэтому электромагниты включаются только для управления, что значительно упрощает схему.

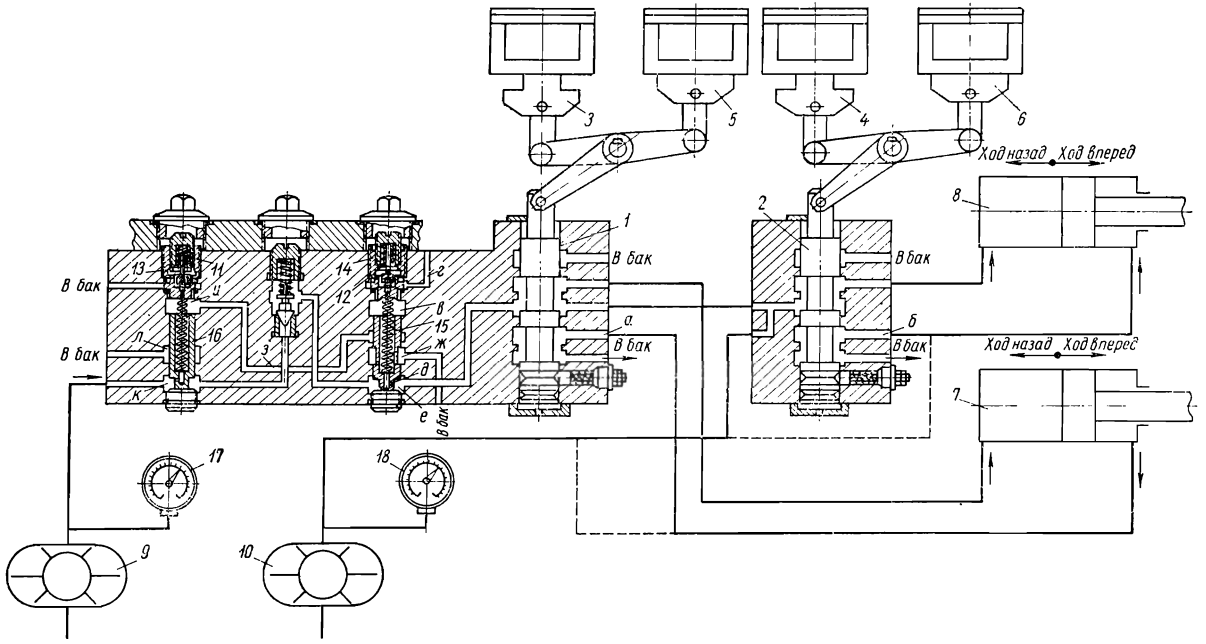
Насос *9* низкого давления имеет пределы регулирования $p = 10 \div 25$ *кГ/см²* и расход масла до 50 *л/мин*; насос *10* высокого давления регулируется в пределах $p = 20 \div 60$ *кГ/см²* и имеет расход масла до 12 *л/мин*. Пределы регулирования давлений обоих насосов устанавливаются пружинами *11* и *12* предохранительных клапанов, *13* и *14*.

Если применяется схема дифференциального включения силовых цилиндров, то отверстия *а* и *б* в корпусах золотников глушатся пробками, а задние полости цилиндров должны быть соединены с напорной трассой насоса *10* высокого давления, как показано пунктиром.

При команде «Быстрый подвод» золотники управления перемещаются в нижнее положение и расходы масла насосов поступают в передние полости силовых цилиндров, поршни которых перемещаются вперед. Из полости противодавления масло выходит непосредственно в бак.

Когда поршень встретит зажимаемую деталь, давление в системе повысится до величины, ограниченной силой пружины *12* клапана *14* высокого давления, а при увеличении этого давления сверх того, на которое отрегулирована пружина *12*, масло, находящееся в полости *в*, отожмет шарик и соединится с баком через отверстие *г*.

Плунжер *15* клапан *14* имеет отверстие *д* небольшого диаметра, предназначаемое для осуществления необходимого перепада давления. В результате этого при отжиме шарика давление в верхней полости будет меньше, чем в нижней, а это и обеспечивает перемещение плунжера вверх и соединение полости *е* через отверстие *ж* с баком. При этом положении плунжер *15* через полость *ж* соединяется с баком, а давление в силовом цилиндре поддерживается постоянным соответственно настройке пружины *12*. Одновременно проточка плунжера *15* через полость *ж* и отверстие *з* соединяет



Фиг. 160. Гидравлическая схема управления зажимными и транспортными устройствами:

1 — золотник управления «Ход вперед» и «Ход назад» зажимными операциями; *2* — золотник управления «Ход вперед» и «Ход назад» транспортными операциями; *3* и *4* — электромагниты команд «Назад» (отжатие); *5* и *6* — электромагниты команд «Вперед» (зажатие); *7* и *8* — силовые цилиндры; *9* — насос низкого давления (быстрых ходов); *10* — насос высокого давления (зажатия); *11* — пружина предохранительного клапана насоса низкого давления; *12* — пружина предохранительного клапана насоса высокого давления; *13* — предохранительный клапан насоса низкого давления (быстрых ходов); *14* — предохранительный клапан насоса высокого давления (зажатия); *15* и *16* — плунжеры; *17* и *18* — манометры на давление 100 *кГ/см²*; *19* — разделительный клапан на давление 1—2 *кГ/см²*.

полость и клапаны низкого давления с баком. Тогда масло из полости *к* будет проходить в бак. В таком положении между полостями *к* и *и* создается перепад давления, в результате чего плунжер *16* переместится в верхнее положение, и насос низкого давления через полости *к* и *л* соединится с баком.

Гидравлическая схема управления перемещениями и зажатием пиноли задней бабки

Панель управления собрана из двух золотников *7* и *8* (фиг. 161) управления перемещением пиноли и ее зажатием; двух обратных клапанов *3* и *4* и предохранительного клапана *6*. Все эти аппараты смонтированы на панели и соединены между собой внутренними каналами, имеющимися в корпусе панели.

Обратные клапаны *3* и *4* имеют бронзовые втулки *12* с эксцентричным отверстием и запорные конуса *13*. Такая форма их создает односторонний прижим конусных клапанов к седлу, поскольку силы R и R_1 неравные ($R > R_1$), и поэтому клапан не может вступить в колебания и обеспечивает статический режим работы.

Нагрузка обратным клапанам создается пружинами небольшой жесткости, но однако с таким расчетом, чтобы потеря давления не превышала $p \leqslant 1 \div 2$ *кГ/см*^{2}.

Предохранительный клапан *6* нормальной конструкции, с переливным золотником и грибообразной формой плунжера, смонтированный непосредственно в корпусе панели.

Золотник *7* управления перемещениями пиноли, ход вверх (по схеме) происходит под действием давления, подводимого через пусковой золотник *5*, а возврат в первоначальное положение под действием силы сжатой пружины *14*.

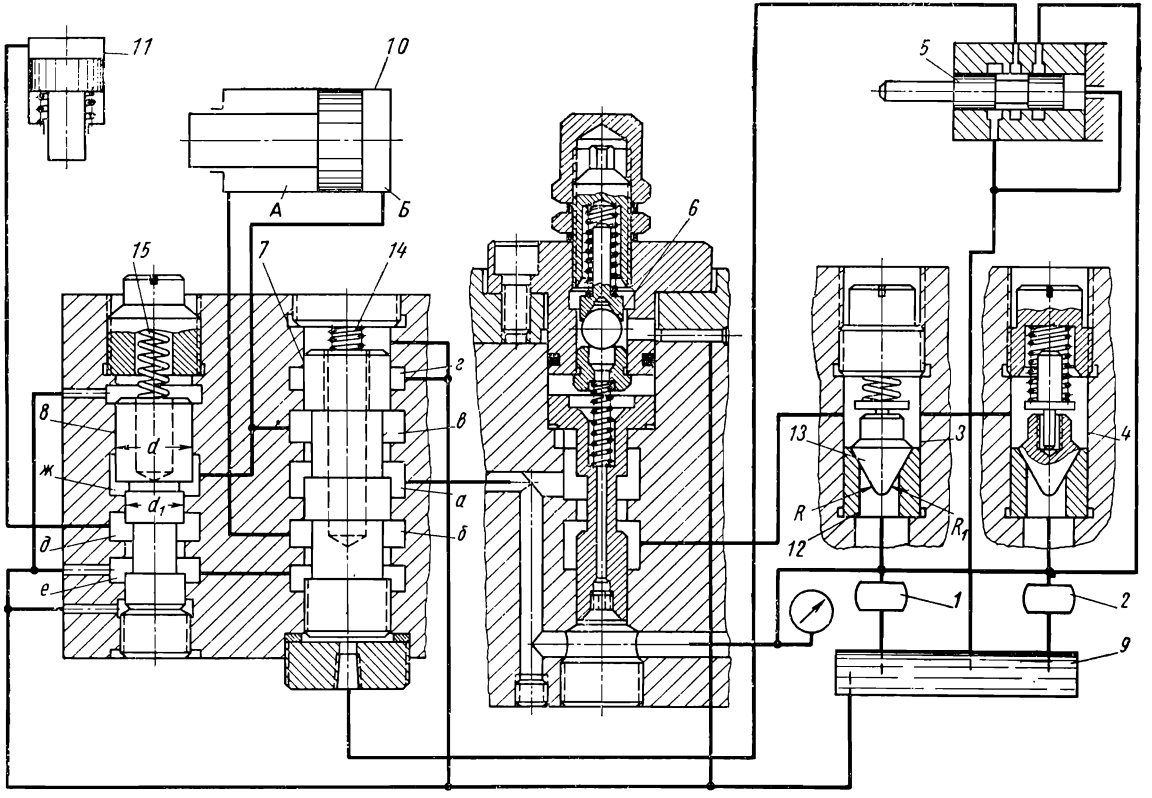
Золотник *8* управляет зажатием пиноли и перемещение вверх получает благодаря наличию в своей верхней части дифференциала площадей плунжера $\Delta = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)$.

Схема позволяет осуществить четыре команды: подвод пиноли к обрабатываемой детали и ее зажатие; освобождение пиноли и отвод ее в исходное положение.

Для освобождения пиноли плунжер пускового золотника *5* перемещают вправо (по схеме), тогда давление насоса поступит под торец плунжера *7* и он сработает вверх, сжимая пружину *14*, а плунжер *8* под действием пружины *15* опустится в нижнее положение.

Через проточки *а* и *б* давление будет подано в полость *А* силового цилиндра *10* и расход от двух насосов быстро переместит поршень в исходное (правое) положение, вытесняя масло из полости *Б* цилиндра в бак *9* через проточки золотника *в* и *г*.

Верхняя полость цилиндра *11* зажатия пиноли также будет в этот момент разгружена на бак через проточки *д* и *е* корпуса золотника *8*.



Фиг. 161. Гидравлическая схема управления пинолью задней бабки.

Для подвода и зажатия пиноли пусковой золотник *5* перемещают в левую (по схеме) сторону, тогда торец плунжера *7* сообщится с баком и под действием пружины *14* плунжер опустится вниз. С давлением насоса через проточки *а* и *в* будет сообщаться полость *Б* цилиндра *10*. Поршень переместится в левую (по схеме) сторону до упора в зажимаемую деталь. Давление возрастет и будет действовать на рабочую площадь $\Delta = \frac{\pi}{4}(d^2 - d^2_1)$ плунжера *8*, он сработает вверх, а давление масла от насоса через поточки *д* и *ж* будет подано в цилиндр *11* зажатия пиноли.

Следовательно, регулированием пружины *15* можно устанавливать силу зажатия пиноли в зависимости от веса обрабатываемой детали и величины снимаемой стружки.

Во время обработки детали, а следовательно, зажатия ее, насосы *1* и *2* свой расход масла могут стравливать в бак *9* через предохранительный клапан *6*. Это поведет к излишнему нагреву масла и непроизводительному потреблению мощности, поэтому в это время рационально использовать расход масла насосов на осуществление других рабочих перемещений в станке.

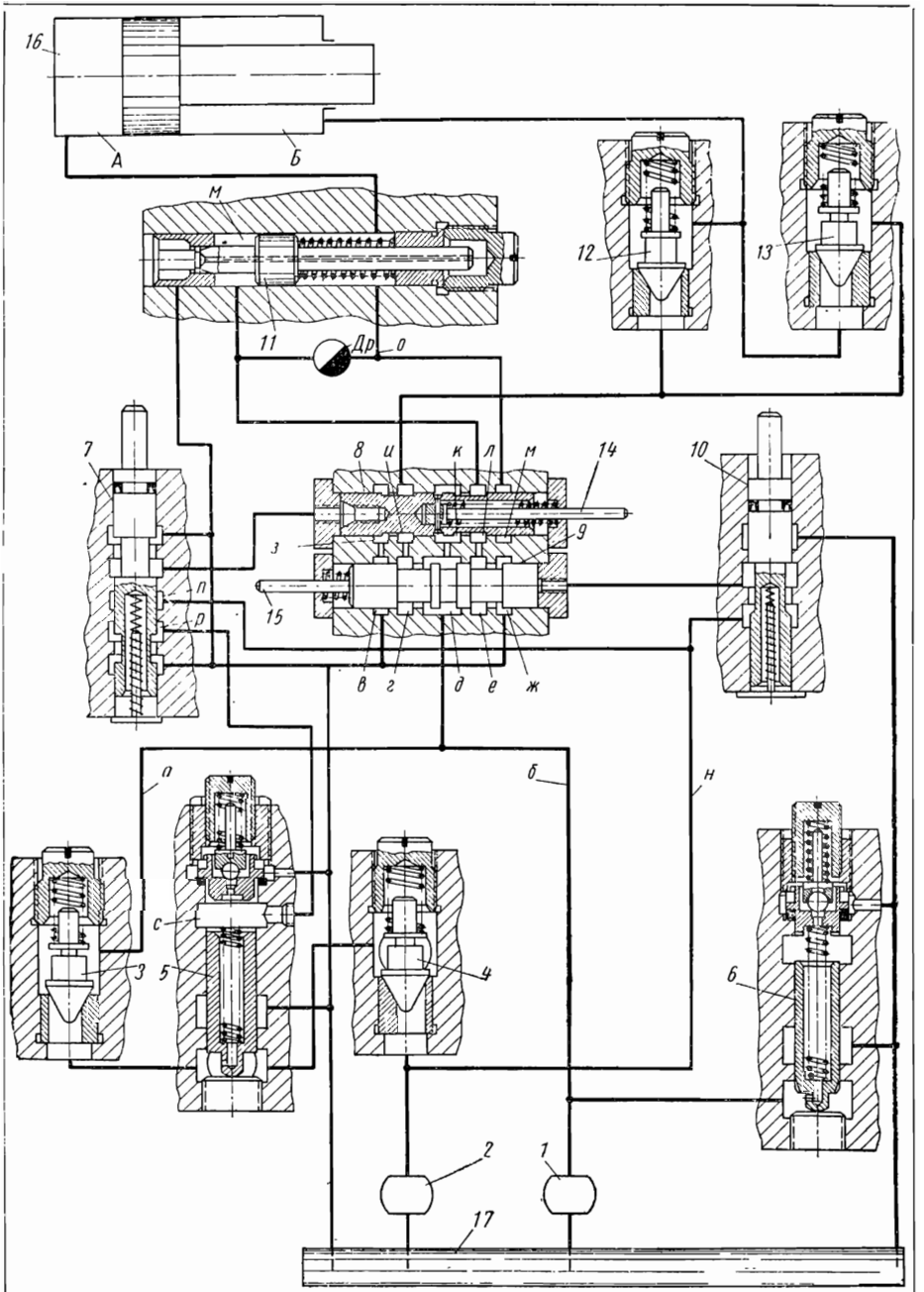
Гидравлическая схема управления автоматическим циклом работы станка

С целью сокращения типоразмеров и номенклатуры гидроаппаратов и их унификации, а также некоторого упрощения конструкции и технологии их изготовления, в последнее время начали применять схемы управления гидроприводом станка, собранные из унифицированных гидроаппаратов (фиг. 162). В схему добавлены два золотника-пилота *7* и *10* с электромагнитным управлением плунжерами, поэтому распределительные плунжеры реверсивных золотников *8* и *9* имеют только два положения. Таким образом, надобность в изготовлении многопозиционного золотника большого габарита, связанная с технологическими трудностями, отпадает.

Применение золотников-пилотов *7* и *10* с электромагнитным управлением значительно расширяет возможности дистанционного управления циклом работы станка и создает известные удобства и простоту монтажа по сравнению с рычажным управлением (см. фиг. 159).

В схеме предусмотрено два насоса *1* и *2* соответственно для рабочих и быстрых перемещений силового поршня, выполняющего четыре команды (цикла): «Быстрый подвод», «Рабочая подача», «Быстрый отвод в исходное положение», «Стоп». Переходы от одной позиции к другой осуществляются разными комбинациями включений золотников-пилотов *7* и *10* и поэтому соответствующими положениями плунжеров *8* и *9* золотников распределения потоков масла.

Цикл работы станка начинается с команды «Быстрый подвод» нажатием кнопок электромагнитов золотников-пилотов *7* и *10*.



Фиг. 162. Схема управления автоматическим циклом работы станка.

Тогда расход масла насоса *2* (поскольку сопротивление клапана *4* больше, чем золотников-пилотов *7* и *10*), будет поступать по трубопроводу *н* и далее через проходное сечение отверстий золотников-пилотов под торцовые полости распределительных плунжеров *8* и *9* и быстро переместит их (первый вправо, а второй влево), поэтому полости *е*, *д* и *л*, *м* окажутся соединенными с расходами масла обоих насосов *1* и *2*.

Масло из насоса *2*, через клапаны *3* и *4* и далее по трубопроводу *а* и проточкам *д*, *м* в корпусе золотника поступает в трубопровод *о* и далее в левую полость *А* силового цилиндра. Одновременно по той же трассе поступает в цилиндр масло из насоса *1*, вследствие этого поршень цилиндра быстро переместится вправо.

Во время быстрого хода поршня оба электромагнита золотников-пилотов должны быть включены.

В конце быстрого хода электромагнит золотника-пилота *7* выключается. Под действием пружины плунжер *8* переместится влево, а электромагнит золотника-пилота *10* должен остаться в том же положении. Тогда проточка *ж* будет перекрыта, а разделительный клапан *3* закроется высоким давлением, и масло в силовой цилиндр будет поступать только из насоса *1*. Расход же масла насоса *2* открывает обратный клапан *4* и сливается под небольшим давлением через, почти открытый, предохранительный клапан *5*, поскольку верхняя нагрузочная полость *с* этого клапана через проточки *п* и *р* в корпусе золотника-пилота *7* соединяется с баком.

Расход насоса *1* по трубопроводу *б*, проточками *д*, *е* и *л* поступает к сливной полости *Т* редукционного клапана *11* стабилизатора скорости силового поршня, к дросселю *Др* и далее в полость силового цилиндра *16*.

Поскольку в силовой цилиндр поступает неполный расход масла насоса *1*, то перепад давления в дросселе *Др* возрастает, поршень *11* редукционного клапана перемещается (по схеме) вправо и излишек расхода масла насоса стравливается в бак. Вопрос о стабилизации скорости на входе подробно изложен в книге [12].

Из задней полости *Б* силового цилиндра масло проходит через подпорный клапан *13* и далее через проточки *и*, *з* и *в* корпуса золотника в бак.

В конце рабочего хода включается электромагнит пилота *7*, а электромагнит пилота *10* выключается. Пружина переместит плунжер *9* вправо (по схеме) и давление насоса *2* переместит плунжер *8* тоже вправо. Такое положение плунжеров *8* и *9* соответствует циклу «Быстрый ход назад». Полость *А* силового цилиндра *16* через проточки *м*, *л* и *е*, *ж* корпуса золотника будет соединена с баком, оба расхода масла насосов *1* и *2* по трубам *а* и *б* и далее через проточки *д*, *г* и *и*, обратный клапан *12* будут поступать в полость *Б* силового цилиндра *16* и отводить поршень в исходное положение.

Команда «Стоп» соответствует выключенным электромагнитам золотников-пилотов *7* и *10*, поэтому плунжеры *8* и *9* под действием своих пружин будут занимать свои крайние положения. Обе полости

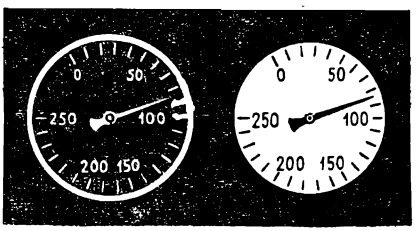
А и *Б* силового цилиндра, а также расходы масла насосов *1* и *2* через проточки *д*, *и*, *з* и *д*, *л*, *м* будут соединяться с баком и поэтому давление в системе будет почти нулевое.

В процессе наладки станка команды цикла устанавливаются ручным управлением и для этого предусмотрены на плунжерах *8* и *9* специальные толкатели *14* и *15*. Перемещая их, можно установить нужный цикл работы станка.

Подобная схема управления циклами работы станка расходует несколько бо́льшую мощность по сравнению со схемой, имеющей многопозиционный золотник управления (см. фиг. 159), поскольку при быстром подводе силового поршня насос *2* должен нагнетать масло через два последовательно включенных клапана *3* и *4*, создающих потерю давления, равную примерно 2—3 $кГ/см^2$ на каждом клапане.

§ 51. СОВЕТЫ КОНСТРУКТОРУ О РАСПОЛОЖЕНИИ ОРГАНОВ УПРАВЛЕНИЯ И ОКРАСКЕ ОБОРУДОВАНИЯ

При оформлении станков рассматривают вопросы пропорциональности между органами управления и оператором. Так, например, высота расположения оси зрения над уровнем пола должна быть: при управлении сидя приблизительно 1080 ± 150 *мм*, а при управлении стоя 1450 ± 200 *мм*. Наиболее удобно управлять в тех случаях, когда ось зрения направлена наклонно вниз под углом 15° к горизонту. Допускаются отклонения влево и вправо до 40—45° от вертикальной оси симметрии корпуса оператора, а относительно горизонта на угол вниз до 50—60°, а вверх от той же горизонтальной плоскости до 30° Шкалу (лимб) с делениями следует располагать от корпуса оператора на расстояние 250—300 *мм*. Это расстояние, как показали наблюдения, считается расстоянием лучшей видимости.



а) *б)*

Фиг. 163. Примеры отсчетов по лимбам.

Ось рукоятки управления или ось маховика рекомендуется располагать горизонтально, на высоте локтя оператора.

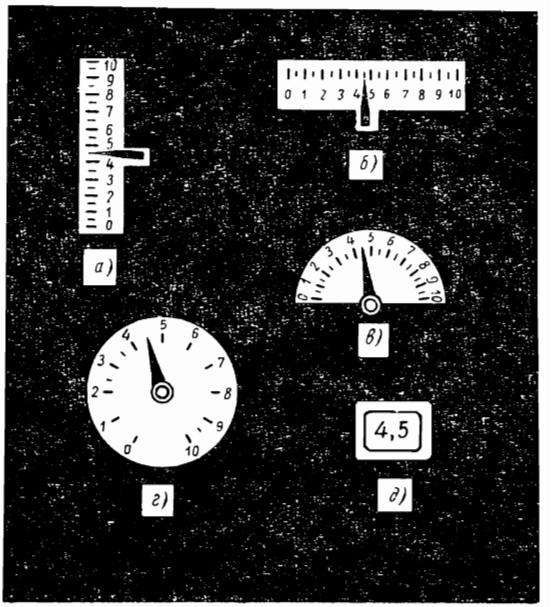
Плоскость вращения рукоятки управления должна быть параллельна корпусу оператора либо быть ему перпендикулярна. Последнее расположение считается более удобным для управления. Рукоятки управления обычно располагаются с правой стороны оператора на расстоянии до 200—190 *мм* от оси симметрии его корпуса.

Форма шкалы лимба и его цвет имеют большое значение для восприятия и точности отсчета показаний лимба.

На большом расстоянии оператора от лимба лучше воспринимаются отсчеты белых делений шкалы на черном фоне (фиг. 163, *а*), а на небольшом расстоянии, наоборот, отсчеты черных делений шкалы на белом фоне (фиг. 163, *б*).

Произведенные испытания по определению процента ошибок при отсчете по различно оформленным шкалам, но при одном и том же показании шкал лимба, например число 4,5 (фиг. 164), показали, что наибольшее количество ошибок $\delta = 36\%$ получено при отсчете показаний шкалы вертикального лимба (фиг. 164, *а*). При отсчете показаний шкалы горизонтального лимба (фиг. 164, *б*) количество ошибок $\delta = 28\%$; при отсчете показаний шкалы лимба в виде полуокружности (фиг. 164, *в*) $\delta = 16\%$; при отсчете показаний шкалы лимба в форме круга (фиг. 164, *г*) $\delta = 11\%$.

Наименьшее количество ошибок $\delta = 0{,}5\%$ получено при отсчете, если лимб выполнен в виде показаний счетчика (фиг. 164, *д*).



Фиг. 164. Шкалы различного оформления.

Действие оператора на механизм управления может осуществляться различными путями (электрическим путем, гидравлическим, пневматическим и механическим), а также при помощи устных указаний.

Прежде чем послать сигнал управления, необходимо знать фактическое состояние (информацию) регулируемого объекта и сравнить его с требуемым режимом работы станка, принять соответствующее решение и только после этого послать сигнал управления.

Установлено, что в среднем на восприятие информации и ее переработку оператор затрачивает 0,3—0,8 *сек*.

В лаборатории индустриальной психологии Ленинградского университета установлено, что скорость и точность реакций оператора зависит от утомления, внимания, квалификации оператора и ряда других факторов. Оказалось, что зрительное восприятие сигнала требует 0,15—0,22 *сек*, слуховое 0,12—0,18 *сек*, осязательное 0,09—0,19 *сек*. Таким образом, быстрее всего сигнал передается через осязание. Испытания показали, что упрощение действий оператора при управлении приводит к уменьшению времени на управление, но, однако, влияет на точность управления и точность отсчета, в силу, видимо, однообразия работ. Оператор начинает быстрее уставать, отвлекаться и все это увеличивает ошибки отсчета.

Исследованиями физиологов установлено, что окраска предметов, окружающих человека, оказывает влияние на трудоспособность. Так, оранжевые, красные, желтые цвета, т. е. цвета с большой длиной волны, вызывают некоторое увеличение частоты дыхания и повышают давление крови. Цвета с короткой длиной волны — фиолетовый, голубой, зеленый — действуют на вегетативную нервную систему.

Основываясь на этом, институт «Оргстанкинпром» разработал специальный проект окраски станков и отдельных деталей оборудования. Согласно этому проекту цвет окраски станков подобран таким, чтобы он меньше утомлял зрение и в то же время гармонировал с цветом окраски цеха. Все станки рекомендуется окрашивать в светло-зеленый цвет, тогда обрабатываемая деталь, обычно серого цвета, будет контрастнее выделяться на светло-зеленом фоне станка. Все движущиеся части станка окрашиваются в светло-желтый цвет, привлекающий внимание. Для окраски органов управления станка цвет подбирают со специальными оттенками в зависимости от окраски станка и его движущихся частей. Для трубопроводов станков проект рекомендует: для воздухопроводов — голубой цвет; для маслопроводов — коричневый цвет.

Приложение. Таблица для перевода единиц в системе МКГСС в систему СИ.

Таблица для перевода единиц системы МКГСС в систему СИ

Наи	Обозначение величин	Размерность		Сокращенные обозначения		Коэффициент к единицам СИ
		в системе СИ	в системе МКГСС	в системе СИ	в системе МКГСС	
Длина	l	L	L	$м$	$м$	—
Время	t	T	T	$сек$	$сек$	—
Масса	m	M	LFT^2	$кг$	$кГ \cdot сек^2/м$	$1\ кГ \cdot сек^2/м = 9{,}806\ н$
Объем	V	L^3	L^3	$м^3$	$м^3$	—
Площадь	S	L^2	L^2	$м^2$	$м^2$	—
Скорость	v	LT^{-1}	LT^{-1}	$м/сек$	$м/сек$	—
Ускорение	a	LT^{-2}	LT^{-2}	$м/сек^2$	$м/сек^2$	—
Плоский угол	φ	1	1	$рад$	$рад$	—
Угловая скорость	ω	T^{-1}	T^{-1}	$рад/сек$	$рад/сек$	—
Угловое ускорение	ε	T^{-2}	T^{-2}	$рад/сек^2$	$рад/сек^2$	—
Расход объема	Q_v	L^3T^{-1}	L^3T^{-1}	$м^3/сек$	$м^3/сек$	—
Расход массы	Q_m	MT^{-1}	$L^{-1}FT$	$кг/сек$	$кГ \cdot сек/м$	$1\ кГ \cdot сек/м = 9{,}806\ \frac{кг}{сек}$
Сила	f	LMT^{-2}	F	$н$	$кГ$	$1\ кГ = 9{,}806\ Н$
Количество движения	$m \cdot v$	LMT^{-1}	FT	$кг \cdot м/сек$	$кГ \cdot сек$	$1\ кГ \cdot сек = 9{,}806\ кг \cdot м/сек$
Импульс силы	$f \cdot t$	LMT^{-1}	FT	$н \cdot сек$	$кГ \cdot сек$	$1\ кГ \cdot сек = 9{,}806\ Н \cdot сек$
Работа, энергия	A	L^2MT^{-2}	LF	$дж$	$кГ \cdot м$	$1\ кГ \cdot м = 9{,}806\ дж$
Мощность	P	L^2MT^{-3}	LFT^{-1}	$вт$	$кГ \cdot м/сек$	$1\ кГ \cdot м/сек = 9{,}806\ вт$
Момент инерции (динамический)	J	L^2M	LFT^2	$кг \cdot м^2$	$кГ \cdot м \cdot сек^2$	$1\ кГ \cdot м \cdot сек^2 = 9{,}806\ кг \cdot м^2$
Момент силы	M	L^2MT^{-2}	LF	$н \cdot м$	$кГ \cdot м$	$1\ кГ \cdot м = 9{,}806\ н \cdot м$
Момент количества движения	L	L^2MT^{-1}	LFT	$кг \cdot м^2/сек$	$кГ \cdot м \cdot сек$	$1\ кГ \cdot м \cdot сек = 9{,}806\ \frac{кг \cdot м^2}{сек}$
Импульс момента силы	M_t	L^2MT^{-1}	LFT	$н \cdot м \cdot сек$	$кГ \cdot м \cdot сек$	$1\ кГ \cdot м \cdot сек = 9{,}806\ н \cdot м \cdot сек$
Давление	p	$L^{-1}MT^{-2}$	$L^{-2}F$	$н/м^2$	$кГ/м^2$	$1\ кГ/м^2 = 9{,}806\ н/м^2$
Плотность	ϱ	$L^{-3}M$	$L^{-4}FT^2$	$кг/м^3$	$кГ \cdot сек^2/м^4$	$1\ кГ \cdot сек^2/м^4 = 9{,}806\ кг/м^3$
Удельный вес	γ	$L^{-2}MT^-$	$L^{-3}F$	$кг/м^3$	$кГ \cdot сек^2/м^4$	$1\ кГ \cdot сек^2/м^4 = 9{,}806\ кг/м^3$

ЛИТЕРАТУРА

1. Левич В. Г К теории поверхностных явлений. Изд-во «Советская наука», Москва 1941.

2. Ильин Б. В. О поверхностных явлениях. Известия ОТН АН СССР, 1937.

3. Брунауэр С. Адсорбция газов и паров. Пер. Под ред. акад. М. М. Дубинина. Москва 1948.

4. Крассов И. М. Растворимость воздуха в жидкостях. — Автоматика и телемеханика, т. 13 № 1, 1952.

5. P. Stammer. Hydrostatische Getriebe. Maschinenbautechnik, N 2, 1955.

6. Лещенко В. А. К вопросу об истечении масла через щели дросселирующих золотников «Станки и инструмент», 1952, № 3.

7 Коган В. Я. Электронные моделирующие устройства и их применение для исследования систем автоматического регулирования. Госиздат, 1959. Москва, стр. 300.

8. Веников В. А. Применение теории подобия и физическое моделирование в электротехнике. Госэнергоиздат, Москва 1948.

9. Теумин И. И. Справочник по переходным электрическим процессам. Связьиздат, 1952, Москва, 410 стр.

10. Цукерман М. А. Эмпирические формулы. Госэнергоиздат, 1932.

11. Подвидз Л. Г Теоретическое и экспериментальное исследование работы поршневого насоса на жидкостях с газовой составляющей. Гидромашиностроение. Машгиз, 1949, Москва.

12. Ермаков В. В. Основы расчета гидропривода. Машгиз, 1951. Москва, стр. 250.

13. Ачеркан Н. С. Определение степени неравномерности подачи роторных гидромашин. Вестник машиностроения № 9, 1950.

14. Богданович Л. Б. Гидравлические механизмы поступательного движения. Машгиз, 1958. Киев, 151 стр.

15. Ермаков В. В. Табличные расчеты основных параметров и отдельных элементов гидрофицированных машин. ЦБТИ Тракторного и сельскохозяйственного машиностроения, 1959.

16. Ермаков В. В. Реверсирование в шлифовальных станках. — Передачи в машиностроении. Машгиз, 1951. Москва.

17. Ермаков В. В. Исследование процесса реверсирования в приводе вращения. — Исследования в области станкостроения. Машгиз, 1961. Москва.

18. Туричин А. М. Электрические измерения неэлектрических величин. Госэнергоиздат, 1951, Москва.

19. Захаров Ю. Е., Баранов В. Н. Шампо И. Я. Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках управления гидравлических сервомеханизмов. — «Станки и инструмент» № 3, 1962.

20. Решетов Д. Н. и Левина З. М. Демпфирование колебаний в соединениях деталей машин. — Вестник машиностроения № 12, 1956.

21. Вейс В. Л., Дондошанский В. К. и Чиряев В. И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. Машгиз, 1959. Ленинград.

22. Крымский А. Н. Изучение неравномерности вращения высокомоментных радиально-плунжерных гидромоторов со звездообразными направляющими (Труды ВНИИстройдормаш. ЦБТИ, 1958. Москва).
23. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления при входе потока в каналы и протекание через отверстия. Промышленная аэродинамика Сб. № 2, БНТ, НКАП, 1944. Москва.
24. Зайченко И. З. и Васильев Н. В. Исследование и расчет новых конструкций дросселей. Станки и инструмент № 7, 1960.
25. Ермаков В. В. Гидравлический привод. ОНТИ, 1937. Москва, 258 стр.
26. Ермаков В. В. Диафрагмы и катаракты, их расчет и применение в гидрофицированных станках (Труды Московского станкоинструментального института, т. 9) Машгиз, 1940.
27. Литвин-Седой М. З. Гидравлический привод в системах автоматики. Машгиз, 1956.
28. Коробочкин Б. Л. Сравнительная оценка схем гидравлических копировальных устройств. Станки и инструмент № 10, 1952.
29. Коробочкин Б. Л. Гидравлические следящие системы копировальных станков и основы их проектирования. — Автоматизация в машиностроении. Машгиз, 1957.
30. Ривош У Е. Вычисление коэффициента расхода и подъемной силы золотника. Советское котлотурбостроение № 4, 1939.
31. Оппельт В. Основы техники автоматического регулирования. Госэнергоиздат, 1960, Москва.
32. Основы автоматического регулирования. Под ред. В. В. Солодовникова. М., Машгиз, 1954.
33. Васильев Д. В. и Чуич В. Г Расчет систем автоматического регулирования. Машгиз, 1959.
34. Санников К. А. Расчет усилий и моментов в счетно-решающих механизмах. Оборонгиз, 1948. Москва.
35. Солодовников В. В. Введение в статистическую динамику систем автоматического регулирования. Гостехиздат, 1952, Москва.
36. Солодовников В. В. О применении трапецеидальных частотных характеристик к анализу систем автоматического регулирования. Автоматика и телемеханика № 5, 1949.
37. АН СССР. Комитет технической терминологии. Сборник рекомендуемых терминов. Гидропривод. Терминология. Изд-во восточной литературы. М., 1961.
38. Информационные материалы по гидрооборудованию станков (насосы). ЦБТИ ЭНИМС, 1958.
39. Руководящие материалы по гидрооборудованию станков. ЦБТИ ЭНИМС, 1958.
40. Руководящие материалы по гидрооборудованию. Гидроаппаратура ЦБТИ ЭНИМС, 1958.
41. Дудников Е. Г. Основы автоматического регулирования тепловых процессов. Госэнергоиздат, 1956, Москва.
42. G. F. Berg. Hydraulische Standard Elemente und ihre Anwendung. Maschinenbautechnik, 1956, Heft 10.
43. Коробочкин Б. Л., Левин А. И. О влиянии сухого трения в направляющих на устойчивость гидравлических следящих систем. Автоматика и телемеханика № 9, 1961.
44. Ганулич А. К. Электронные моделирующие устройства. Госэнергоиздат, 1961. Москва.
45. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения. Гостехтеоретиздат 1950. Москва, 320 стр.
46. Жоховский М. К. Теория и расчет приборов с неуплотненным поршнем. Машгиз, 1959. Москва, 281 стр.
47. Максвелл Д. К., Вышнеградский И. А., Стодола А. С. Теория автоматического регулирования (линеаризованные задачи). Изд-во АН СССР, 1949. Москва.
48. Макаров Н. А. Влияние температурных деформаций гидросуппорта ГС-1 на погрешность обработки. Ленинградская промышленность № 4, 1958.

49. Гушин В. Ф. Точность токарной обработки при применении гидросуппортов. Станки и инструмент № 12, 1961.
50. Коробочкин Б. Л. Выбор оптимальных параметров гидравлических следящих систем копировальных станков. Станки и инструмент № 6, 1956.
51. Жуковский Н. Е. О реакции вытекающей и втекающей жидкости. Математический сборник, т. 12, Москва 1886.
52. Жуковский Н. Е. О реакции втекающей и вытекающей жидкости. Журнал Физико-Химического Общества. Т. 14, Москва 1887.
53. Пермяков А. И. Пароходы, приводимые в движение струей воды. Бюллетень Политехнического Общества № 6, Москва 1908.
54. Погоржельский Н. В. Сила реакции жидкости. Бюллетени Политехнического Общества № 1, 1909, Москва.
55. Щегляев А. В. Регулирование паровых турбин. ОНТИ, 1938.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие

Глава I. **Основные положения** 7

§ 1. Принцип работы гидропривода 7
§ 2. Рабочие жидкости в гидроприводах 8

Глава II. **Трубопровод гидравлической системы станка** 13

§ 3. Расчет трубопровода 13
§ 4. Выбор труб и монтаж трубопровода 17
§ 5. Некоторые вопросы электроаналогии и моделирования 35
§ 6. Деформация трубопровода 38

Глава III. **Насосы** 46

§ 7. Основные положения 46
§ 8. Разновидности объемных роторных насосов 50
§ 9. Некоторые вопросы надежности 51
§ 10. Весовые характеристики насосов и применение методов подобия 56
§ 11. Радиальные роторно-поршневые насосы 61
§ 12. Конструктивные размеры радиального роторно-поршневого насоса 68
§ 13. Действующие силы в радиальных роторно-поршневых насосах 70
§ 14. Аксиальные (осевые) роторно-поршневые насосы 70
§ 15. Некоторые вопросы торцового распределения масла 78
§ 16. Шиберные насосы 84
§ 17. Шестеренные насосы 85
§ 18. Эксплуатация насосов 88

Глава IV **Силовые цилиндры и гидромоторы** 99

§ 19. Существующие схемы силовых цилиндров 99
§ 20. Конструкция силового цилиндра 105
§ 21. Средства уплотнений гидроаппаратов и силовых поршней 112
§ 22. Статика силового цилиндра 124
§ 23. Статика гидромотора 127
§ 24. Динамика силового цилиндра 129
§ 25. Торможение силового поршня 134
§ 26. Динамика гидромотора 143

Глава V **Регулирование скорости силового поршня и числа оборотов гидромотора** 159

§ 27. Способы регулирования скорости силового органа 159
§ 28. Объемное регулирование скорости силового органа 161
§ 29. Некоторые способы объемного регулирования скорости силового органа 173
§ 30. Дроссельное регулирование скорости силового органа 184
§ 31. Расчет сечения проходного отверстия дросселя 189
§ 32. Расчет сечений проходных отверстий регулирующих органов 193
§ 33. Моделирование процессов дросселирования 198
§ 34. Синхронизация скоростей силовых органов 201

Глава VI. **Автоматическое регулирование скорости силового органа** 205

§ 35. Основные положения 205
§ 36. Гидравлический усилитель и следящая система 212
§ 37. Типы управляющих золотников следящих систем 217
§ 38. Реактивное действие струи, вытекающей из отверстия 232
§ 39. Некоторые вопросы стабилизации скорости силового органа 238

Глава VII. **Некоторые схемы слежения при копировальных работах и конструкции гидравлических усилителей** 246

§ 40. Гидравлические суппорты-приставки к токарным станкам 246
§ 41. Следящая система конструкции ЭНИМС к вертикально-фрезерному станку с программным управлением 253
§ 42. Гидроусилитель для непрерывного слежения 257
§ 43. Гидроусилитель к регулируемому аксиальному роторно-поршневому гидравлическому приводу вращения 260
§ 44. Схема автоматического регулирования скорости стола пропорционально силе резания 273
§ 45. Гидравлическая схема приспособления для отвода сверла при глубоком сверлении 275

Глава VIII. **Вспомогательные гидравлические устройства** 278

§ 46. Командоаппараты 278
§ 47. Гидравлическое управление фрикционной муфтой 285
§ 48. Гидравлическое переключение зубчатых колес коробок скоростей 286

Глава IX. **Проектирование гидросистем** 291

§ 49. Общие положения. Разработка принципиальной схемы 291
§ 50. Некоторые гидравлические схемы 309
§ 51. Советы конструктору о расположении органов управления и окраске оборудования 316

Приложение. Таблица для перевода единиц системы МКГСС в систему СИ 319

Литература 320

Редактор издательства *А. Ф. Баландин*

Технический редактор *В. Д. Элькинд* Корректор *Р. Ф. Цветкова*

Переплет художника *А. П. Рыбакова*

Сдано в производство 23/XI 1962 г. Подписано к печати 18/VI 1963 г. Т-08048
Тираж 13000 экз. Печ. л. 20,25. Бум. л. 10,13. Уч.-изд. л. 20,5
Формат бумаги 60×90¹/₁₆. Зак. 1219. Цена 1 р. 13 к.

Типография № 6 УЦБ и ПП Ленсовнархоза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
17	18-я сверху	$p \leqslant 320$ *кГ/см²* (см. табл. 13 и 14)	$p \leqslant 50$ *кГ/см²* (см. табл. 3 и 9).
23	6-я снизу	табл. 10	табл. 7
40	Табл. 13, 2-я графа	29,5	49,5
42	16-я сверху	табл. 8	табл. 14
100	2—1-я снизу	не применяются	применяются
107	Табл. 21, 2-я графа, 2-я снизу	35	3,5
181	19-я снизу	(96)	(176)
181	20-я	$\frac{\pi}{2} d^2 zn$	$\frac{\pi}{2} rd^2 zn$
203	1-я	γ	ν
221	11-я	F_2	F_1
223	11-я	(см стр. 224),	(см. стр. 220),
232	5-я сверху	[54], [58]	[54]
267	3-я снизу (в знаменателе ф-лы)	JTp_4	JTp^4
267	8-я снизу	α_{n3}—	α_{n2}—
267	11-я	JT_p^4	JTp^4
268	3-я сверху	[50],	[12],
282	4-я	$\dot{p}$	P

ПОПРАВКА

На стр. 7 второй абзац снизу следует читать так: «Насос создает напор в рабочей жидкости за счет затраты механической энергии. Гидродвигатель (силовой орган) предназначается для преобразования напора, созданного насосом, в механическую энергию. Напор насоса обеспечивает гидродвигателю необходимую силу, а поток жидкости необходимую скорость».

В. В. Ермаков, зак. 1219.