



Я.Э. МАЛАХОВСКИЙ А.А. ЛАПИН
Н.К. ВЕДЕНЕЕВ

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

М А Ш Г И З

Я. Э. МАЛАХОВСКИЙ, А. А. ЛАПИН, Н. К. ВЕДЕНЕЕВ

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Под редакцией
д-ра техн. наук проф. А. А. ЛИПГАРТА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1962

В книге приводятся сведения, необходимые для проектирования карданов и карданных передач автомобилей.

Книга предназначена для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и транспорта.

*Редакция литературы по автомобильному
и транспортному машиностроению
Зав. редакцией инж. И. М. БАУМАН*

ОТ РЕДАКТОРА

Настоящая монография, посвященная карданным передачам, является продолжением серии выпусков по проектированию автомобильных трансмиссий.

Общее построение монографии аналогично принятому в уже вышедших выпусках, т. е. основное внимание уделено не детальному описанию отдельных конструкций, а принципиальным и конструктивным схемам карданных передач и карданов, теоретическим и расчетным вопросам, которые возникают в процессе проектирования, и фактическим материалам по выполненным конструкциям.

Как известно, карданная передача представляет собой один из элементов трансмиссии, жесткость которого в значительной мере определяет колебательные характеристики привода, однако указать параметры карданной передачи, необходимые с точки зрения благоприятного спектра частот, нельзя без рассмотрения параметров всей трансмиссии в целом. Поэтому данному вопросу будет посвящен специальный выпуск.

Д-р техн. наук проф. А. А. ЛИПГАРТ

ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К АВТОМОБИЛЬНЫМ КАРДАНЫМ ПЕРЕДАЧАМ, И КЛАССИФИКАЦИЯ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ И КАРДАНОВ

Механизмы трансмиссии современного автомобиля крепятся непосредственно к раме или кузову или подвешиваются к ним на упругих элементах. Для связи между этими механизмами, валы которых могут быть расположены в разных плоскостях и, кроме того, могут менять свое положение при движении автомобиля, необходимо иметь такой механизм, который, не меняя передаточного отношения, допускал бы передачу крутящего момента между валами, расположенными под постоянными или переменными углами. Таким механизмом в трансмиссии автомобиля является карданная передача.

Карданная передача служит также для компенсации несоосности валов между закрепленными на раме агрегатами.

Карданные передачи используют для связи двигателя с коробкой передач при ее раздельной установке, для соединения коробки передач с раздаточной коробкой и последней с ведущими мостами (передними и задними), для привода ведущих колес при их независимой подвеске, для привода ведущих и управляемых колес и привода вспомогательного и специального оборудования (лебедки, самосвалных механизмов и т. п.).

В зависимости от назначения карданной передачи она или постоянно работает при движении автомобиля или включается при необходимости (например, карданные передачи передних ведущих мостов, для привода лебедок и т. п.).

Условия работы карданных передач и требования к ним различны и зависят от того, для привода каких механизмов трансмиссии использованы передачи.

К основным специфическим требованиям, которые необходимо учитывать при проектировании карданных передач, относятся следующие:

1. Углы наклона карданных валов должны быть по возможности минимальными, так как при этом карданная передача будет работать с более высоким к. п. д. и с меньшей неравномерностью вращения валов (при отсутствии условий, обеспечивающих синхронность вращения).

Однако назначение очень малых углов нежелательно, особенно для карданов с игольчатыми подшипниками, так как это вызывает бринеллирование последних.

2. Динамические нагрузки, вызванные неравномерностью вращения и несбалансированностью вала, особенно для карданных передач, работающих с высоким числом оборотов, должны быть минимальными.

3. Жесткость карданной передачи, являющейся одним из упругих звеньев трансмиссии, надо выбирать с учетом динамических характеристик всех элементов трансмиссии. Собственные частоты крутильных колебаний трансмиссии должны лежать вне эксплуатационных режимов автомобиля.

4. Критические числа оборотов карданной передачи должны быть выше чисел оборотов максимально возможных по условиям эксплуатации.

5. Трущиеся поверхности карданных шарниров и компенсирующие устройства (скользящие шлицевые соединения¹⁾ карданных валов, требующие смазки, следует хорошо защищать от вытекания смазки и от проникновения влаги, грязи и пыли.

При проектировании карданных передач многоприводных автомобилей желательна унификация узлов и деталей.

Элементами карданной передачи являются: карданы, карданный вал (или валы), промежуточная опора и упругие муфты, начинающие распространяться в последнее время. Из этих элементов карданы и упругие муфты, отличающиеся большим разнообразием конструкций, в наибольшей степени влияют на характеристику карданной передачи.

Основными классификационными признаками карданной передачи являются: назначение, тип, наличие или отсутствие промежуточной опоры и компенсирующего устройства.

По назначению карданные передачи делятся на основные и вспомогательные. К основным передачам относятся передачи, используемые для механизмов привода ведущих колес, а к вспомогательным — для привода различного рода подсобных механизмов (например, лебедки, насоса самостоятельной установки, механизма переключения передач и т. п.).

Тип карданной передачи определяется как ее расположением относительно агрегатов автомобиля, так и типом карданов и наличием или отсутствием компенсирующего устройства.

Если карданная передача проходит внутри одного из механизмов автомобиля, например заключена в карданную трубу или в картер ведущей оси, то она называется закрытой. В противном случае передача будет открытой.

Если карданная передача компенсирует сравнительно большие осевые перемещения между центрами карданов, то она называется

¹ В настоящей работе шлицевое соединение, обеспечивающее изменение межцентрового расстояния между карданами, называется компенсирующим устройством.

универсальной, а при отсутствии компенсации — простой. К простым передачам относятся также передачи, в которых использованы полукарданы с упругим элементом, допускающие некоторые осевые перемещения за счет упругих свойств этих элементов.

Тип кардана определяет основные параметры карданной передачи, ее кинематику, максимально допустимые углы наклона валов, влияет на частоты крутильных колебаний (упругие карданы), а при установке универсальных карданов обеспечивает и компенсацию осевых перемещений.

По кинематическим свойствам карданная передача может быть синхронной или асинхронной. Синхронность карданной передачи обеспечивается или соответствующей установкой двух асинхронных карданов или применением специальных типов карданов, так называемых синхронных или равных угловых скоростей.

В случае установки промежуточной опоры необходимо применять передачу с двумя валами и несколькими карданами (тремя или четырьмя).

За основной классификационный признак карданов¹ принята их кинематика. По этому признаку карданы делятся на две основные группы: асинхронные и синхронные (фиг. 1).

Асинхронные карданы, в свою очередь, делятся на две основные группы: полукарданы и полные карданы.

Полукардан не имеет физических осей качания и допускает взаимное отклонение валов только под небольшим углом. По конструкции полукарданы могут быть жесткими (например, зубчатая муфта) или упругими.

Дальнейшее конструктивное деление упругих полукарданов определяется формой упругого элемента (диск, звено, втулка, сучарь) и наличием или отсутствием центрирующего устройства.

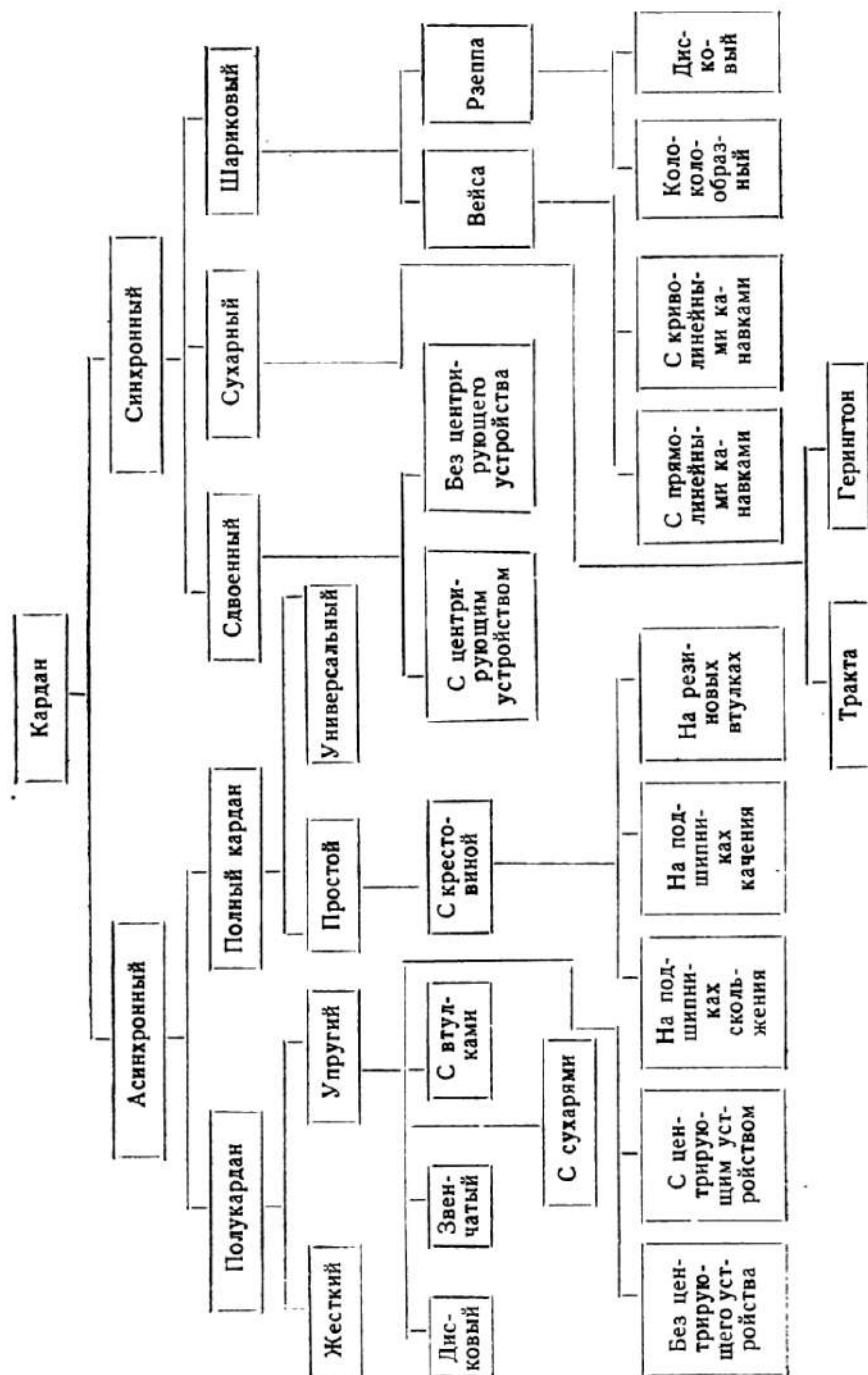
Полный кардан, включающий элементы шарнирного соединения деталей, имеет физические оси качания и обеспечивает передачу усилий при сравнительно больших углах между валами. Если конструкция полного кардана допускает осевые перемещения внутри кардана, то он называется универсальным, в противном же случае — простым.

К простым карданам, которые широко применяются в автостроении, относятся карданы с крестовиной. Другие типы карданов применяются крайне редко и не включены в классификацию.

Основное отличие разнообразных конструкций карданов с крестовиной заключается в опорах цапф крестовины, для которых используются подшипники скольжения (втулки), качения (игольчатые подшипники) или резиновые втулки.

Универсальные карданы в настоящее время используются редко. Их конструктивные признаки не отражены в классификации, хотя описание последних конструкций этих карданов приводится.

¹ Карданы по терминологии деталей машин представляют собой разновидности муфт. В книге сохранен принятый в автостроении термин «кардан».



Фиг. 1. Классификация карданов.

Синхронные карданы применяются в автостроении для привода ведущих и управляемых осей. Эти карданы могут быть выполнены из элементов простых карданов с крестовиной или представлять собою оригинальную конструкцию. Карданы первой группы относятся к так называемым сдвоенным карданам, а второй группы — к специальным. Сдвоенный кардан представляет собою совокупность двух карданов с крестовиной, у которых карданный вал заменен промежуточным звеном. Сдвоенные карданы могут не иметь центрирующего устройства.

За классификационный признак специальных типов карданов принят тип звена, передающего усилия полумуфтам. Если таким звеном является сухарь, то соответствующая группа карданов относится к сухарным, если шарики — то к шариковым. Классификация этих карданов приведена на фиг. 1.

Что касается классификационных признаков промежуточной опоры, то они определяются числом подшипников (один или два) и характером установки этих подшипников (жестким или упругим подвесом).

В последнее время в трансмиссиях легковых автомобилей с передним расположением двигателя и задними ведущими колесами взамен карданной передачи иногда применяют гибкий вал¹. Для увеличения гибкости вала при одновременном обеспечении передачи момента от двигателя коробка передач (или гидротрансформатор) блокируется с главной передачей на заднем мосту. Термин «гибкий вал» следует понимать в том смысле, что компенсация взаимных перемещений связываемых валом агрегатов осуществляется за счет упругих деформаций вала. Применяемые валы сплошные круглого сечения, работают в докритической области во всем диапазоне изменения рабочих чисел оборотов. Последнее, учитывая малый диаметр (10—20 мм) вала, достигается установкой промежуточных опор.

Передача с гибким валом не содержит кинематических шарниров и не является карданной передачей, хотя и выполняет функции последней, поэтому этот вид передачи не включен в классификацию и в дальнейшем не рассматривается.

¹ Такой гибкий вал применен на автомобиле Понтиак.

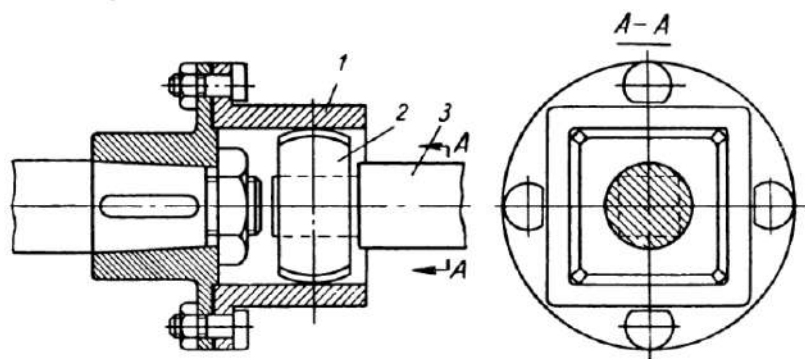
КОНСТРУКЦИЯ КАРДАНОВ И КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ

АСИНХРОННЫЕ КАРДАНЫ

Полукарданы

Жесткие полукарданы

Жесткий полукардан представляет собой муфту, допускающую незначительное угловое отклонение осей валов и некоторое их продольное перемещение.



Фиг. 2. Схема жесткого полукардана:

1 — колокол; 2 — кулак; 3 — вал.

Жесткие полукарданы использовались в тех случаях, когда угол между соединяемыми валами имел весьма небольшую величину ($1-2^\circ$).

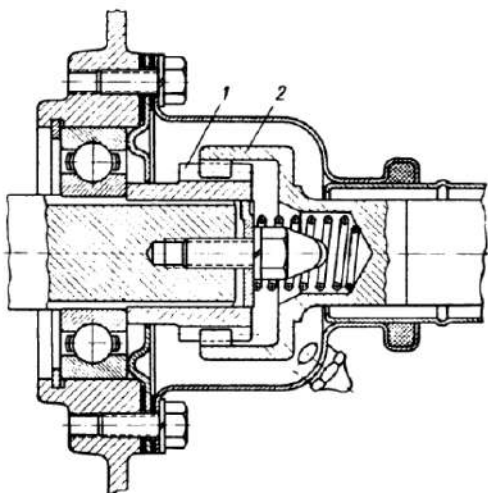
На фиг. 2 приведена схема жесткого полукардана кулачного типа, основными элементами которого являются колокол 1 и кулак 2, входящий в колокол.

На фиг. 3 показана конструкция зубчатого полукардана, применявшаяся на автомобиле ГАЗ-АА в узле соединения вторичного вала коробки передач с промежуточным карданным валом. Обойма 2 имеет короткие зубья специального профиля, которые входят в зацепление с шлицевым венцом 1, обеспечивая передачу крутящего момента при углах перекоса валов до $1,5^\circ$ и осевые перемещения в пределах длины шлицев на венце 1.

Большие удельные давления в местах контакта звеньев жестких полукарданов, технологическая трудоемкость, быстрый износ соединения — все эти недостатки привели к вытеснению жестких полукарданов другими конструкциями муфт. В настоящее время жесткие полукарданы в автостроении не применяются.

Упругие полукарданы

Названием «упругие полукарданы» охватывается большое число муфт, служащих для передачи движения между валами, оси которых составляют угол до 2° . Передача момента со стороны фланца или вилки ведущего вала ведомому осуществляется упругим элементом или звеном, имеющим то или иное конструк-



Фиг. 3. Зубчатый полукардан автомобиля ГАЗ-АА.

тивное исполнение. Вид упругого элемента в полукардане и определяют его тип. Надежность конструкции, отсутствие необходимости в уходе при эксплуатации, хорошие динамические характеристики определили широкое распространение упругих полукарданов в автомобилестроении.

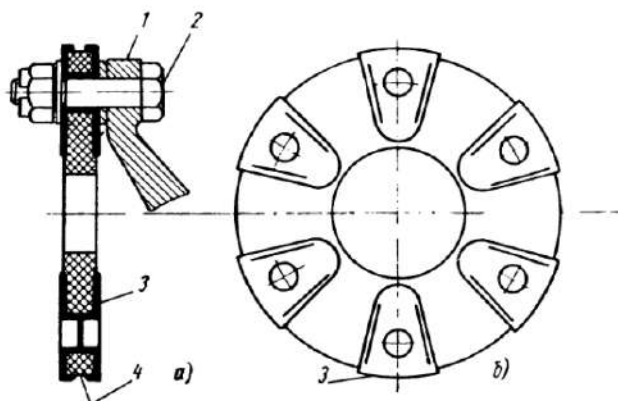
Развитие конструкций полукарданов привело к созданию упругих муфт, допускающих необходимые для практики углы установки валов. Ниже рассмотрены наиболее распространенные типы упругих полукарданов.

Дисковый полукардан. Упругим звеном, осуществляющим передачу момента от ведущего вала к ведомому в конструкциях этого типа, является резино-тканевый или резино-кордный диск или шайба. Гибкость диска при деформации его обеспечивает возможность передачи движения между пересекающимися под небольшим углом валами и допускает незначительные осевые перемещения валов. С другой стороны, жесткость в плоскости диска обеспечивает передачу полукарданом значительных крутящих моментов.

Диск установлен между ведущей и ведомой вилками (двух- или трехлапчатыми) и прикреплен к ним болтами. Дисковые полукарданы для возможности лучшей балансировки выполняют иногда с центрирующим устройством того или иного типа.

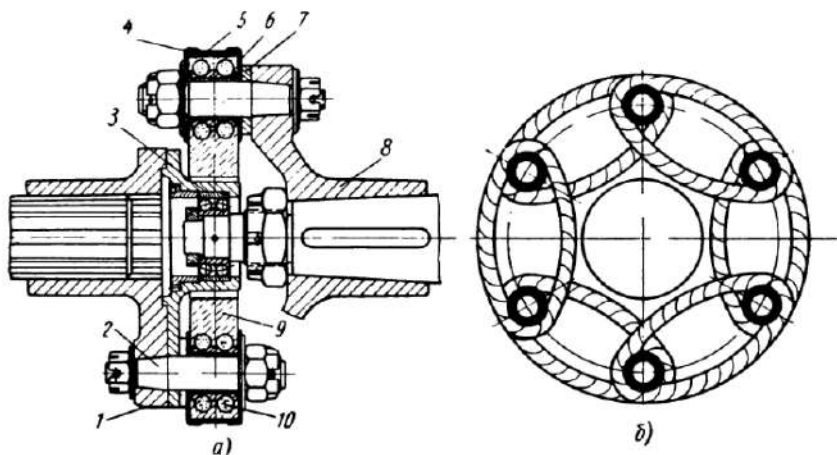
На фиг. 4 показана конструкция дискового полукардана для трехлапчатой вилки без центрирующего устройства. В конструкции, приведенной на фиг. 5, в качестве центрирующего устрой-

ства использован двухрядный сферический шарикоподшипник, установленный в гнезде фланца, прикрепленного к вилке.



Фиг. 4. Дисковый полукардан:
а — диск с вилкой в сборе; б — диск; 1 — вилка; 2 — болт;
3 — втулка; 4 — диск.

Диск полукардана обычно представляет собою многослойную (от 4 до 12 слоев) резино-тканевую конструкцию, армированную присоединительными металлическими деталями. Необходимая мо-



Фиг. 5.

а — дисковый полукардан с центрирующим устройством; б — схема расположения петель из троса для трехплечной вилки; 1 и 8 — вилки; 2 — болт с конической цапфой; 3 — сферический шарикоподшипник; 4 — опорная пластина; 5 — прорезиненная лента; 6 — металлическая втулка; 7 — шайба; 9 — диск; 10 — трос.

нолитность достигается вулканизацией под давлением в закрытой пресс-форме. Для изготовления дисков применяются как прорезиненная ткань квадратного переплетения типа чефера, так и резино-кордные слои.

При наложении последовательных слоев нити в слоях должны быть направлены так, чтобы обеспечивалось наиболее рациональное восприятие нитями действующих усилий при сохранении необходимой гибкости при деформации диска из плоскости. Обычно это обеспечивается поворотом при сборке диска каждого последующего слоя ткани на угол $\frac{2\pi}{n}$, где n — число слоев. При применении резино-кордных слоев элементы получают более гибкими, в меньшей степени подвержены износу и расслоению. Необходимо обращать особое внимание на защиту нитей от воздействия внешней среды резиной, что существенно влияет на срок службы элемента. Набухание нитей (особенно из вискозы и хлопчатника) под воздействием атмосферной влаги резко снижает их прочность.

Все металлические детали, контактирующие с резиной, должны быть надежно провулканизированы.

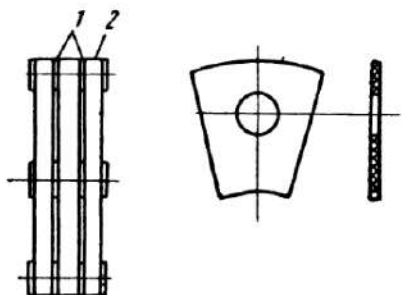
Применяемые в настоящее время диски различаются диаметром и толщиной (числом слоев ткани).

При выборе типоразмера диска полезно иметь в виду следующие качественные соотношения. При прочих постоянных параметрах увеличение диаметра диска приводит к незначительному увеличению жесткости соединения при передаче крутящего момента и увеличивает податливость при изгибе пропорционально квадрату диаметра. Увеличение толщины (числа слоев) диска пропорционально увеличивает жесткость передачи крутящего момента, при этом податливость при изгибе падает пропорционально кубу толщины.

Срок службы диска в большой степени зависит от состояния отверстий для соединительных болтов. При износе или повреждении поверхностей отверстий диски быстро выходят из строя. Во избежание быстрого износа отверстий необходимо, чтобы удельное давление на опорную поверхность отверстия не превышало определенной величины и равномерно распределялось по всей поверхности, для чего в отверстия вставляют металлические втулки 6 (фиг. 5). Кроме того, применение втулок регламентирует сжатие диска гайкой при сборке соединения (см. фиг. 4, а), что весьма важно, так как чрезмерное сжатие, так же как и недостаточный натяг, вызывает ускоренный износ дисков.

Под торцовые поверхности вилок и гаек установлены опорные пластины 4 со скругленными кромками, чтобы не повредить защитный резиновый слой поверхности диска.

При применении набора более тонких дисков повышается упругость шарнира. В этом случае между дисками 2 (фиг. 6) в ме-



Фиг. 6. Набор упругих дисков.

стах отверстий под болты устанавливают прокладки 1 из резины или прорезиненной ткани.

Болты должны быть установлены в отверстия вилки без зазоров, так как при наличии зазоров увеличиваются отверстия

в вилке и ускоряется износ дисков. Рекомендуется применять болты с посадкой на конус, как это показано на фиг. 5.

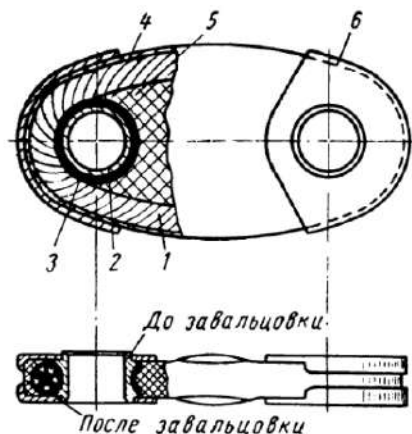
Опорная поверхность вилки должна обеспечивать возможность деформации диска при изменениях углов наклона валов. Иногда для этого под вилки устанавливают шайбы 7 (фиг. 5).

При отсутствии шлицевого компенсирующего устройства осевое перемещение за счет упругости диска не должно превышать 0,5—1,0 мм (в зависимости от размера диска).

Для повышения прочности дисков их иногда армируют тросом 10, как это показано на фиг. 5. В этом случае конструкция приближается к конструкции звена звенчатого полукардана.

Фиг. 7. Звенья звенчатого полукардана.

1 — трос; 2 — металлическая втулка; 3 — резиновое покрытие; 4 — лента; 5 — резина; 6 — опорная пластина.

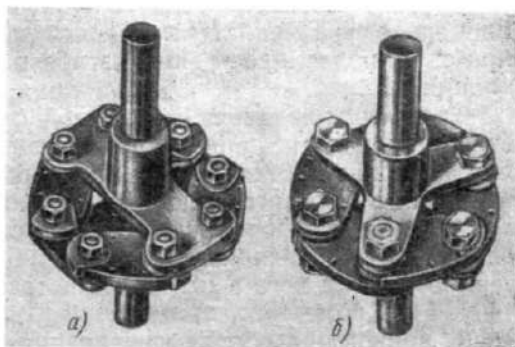


Звенчатый полукардан. Полукардан состоит из отдельных звеньев (фиг. 7), которые устанавливают на болты вилки. Окруж-

ное усилие передается тросом 1, опоясывающим стальные втулки 2, покрытые слоем 3 из резины. Полость внутри кольца троса заполнена резиной 5, а трос защищен лентой 4 из прорезиненной ткани. С обеих сторон звена в месте прохода болтов расположены фасонные металлические опорные пластины.

На фиг. 8 показан общий вид звенчатых карданов с двух- и трехлапчатыми вилками.

Конструктивное их различие состоит не только в количестве лап, но и в способе крепления звеньев. На фиг. 8, а все звенья лежат в одной плоскости,

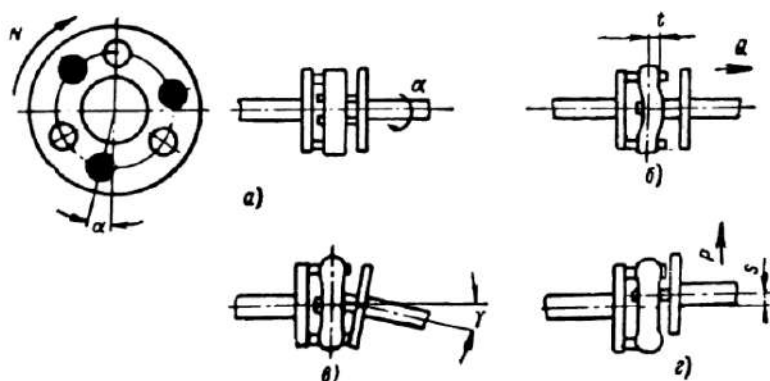


Фиг. 8. Общий вид двухзвенчатых полукарданов.

а — с двухлапчатой вилкой; б — с трехлапчатой вилкой.

для чего каждая лапа вилки имеет по два отверстия для болтов. На фиг. 8, б звенья располагаются в двух плоскостях и каждый болт проходит через два звена.

Для правильной работы шарнира, особенно при тяжелых и длинных карданных валах, у которых оси смещаются уже под действием собственного веса, рекомендуется применять центрирующие устройства, которые особенно важны для валов, вращающихся с большим числом оборотов.



Фиг. 9. Возможные деформации упругих элементов полукарданов.

Полукарданы с предварительно напряженными элементами. В этих полукарданах упругий элемент подвергается при установке в соответствующие обоймы или на вилки и фланцы предварительной деформации, величина которой зависит от типоразмера кардана.

Упругие элементы полукарданов изготовляют из резины в виде втулок, фасонных пластин или сухарей. Наименование кардана определяется формой упругого элемента.

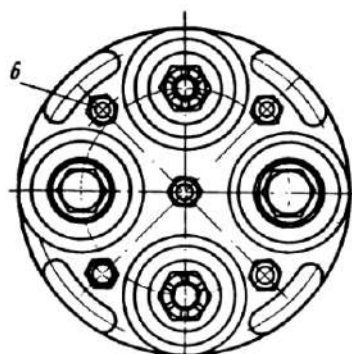
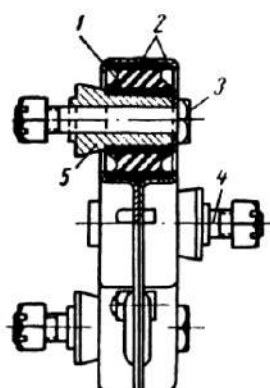
Карданы с упругими элементами за счет их деформации допускают:

1. Угловое смещение α лап вилок в плоскости действия крутящего момента (фиг. 9, а).

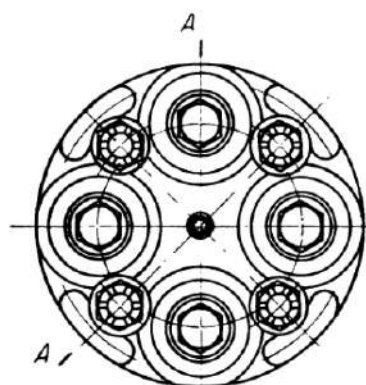
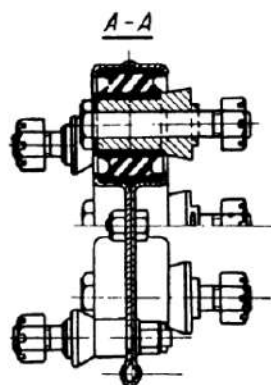
Слева на фиг. 9, а показано расположение цапф вилок при передаче крутящего момента в направлении стрелки N , причем зачерненные на фигуре цапфы связаны с ведущим валом.

2. Осевое смещение t вилки под действием силы Q (фиг. 9, б).

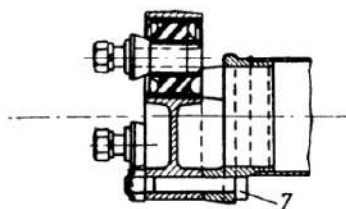
3. Отклонение валов на угол γ (фиг. 9, в).



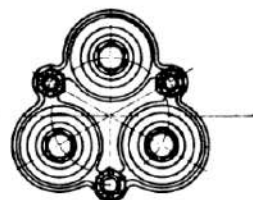
a)



b)



b)

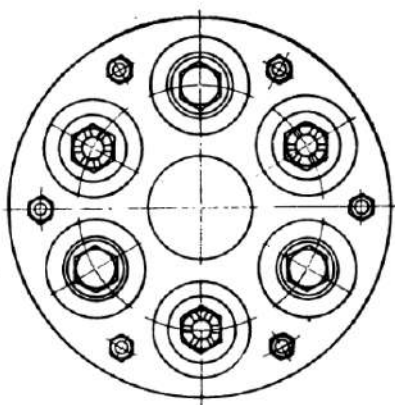
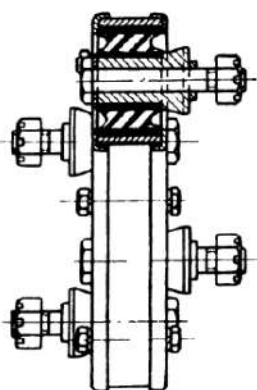


Фиг. 10. Полукарданы

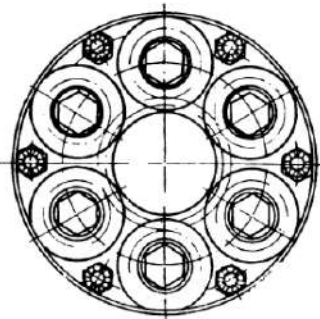
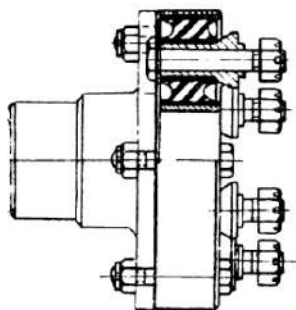
4. Компенсацию несоосности s валов под действием силы P (фиг. 9, z).

Допускаемые значения этих величин зависят от размеров упругих элементов, их геометрии и материала.

Полукарданы с резиновыми втулками. Упругими элементами этих полукарданов являются резино-металлические втулки, аналогичные втулкам, применяемым в качестве резино-металлических шарниров (фиг. 10, a).



z)



∂)

с резиновыми втулками.

Армирование резины 1 может осуществляться как металлическими втулками, так и сеткой, изготовленной из качественной стальной проволоки.¹

Втулки монтируют с предварительным натягом в гнезда штампованной стальной обоймы, имеющей разъем в поперечной плоскости. Предварительный натяг осуществляется или в процессе изготовления втулки, или при сборке. Половинки обоймы 2 стягивают болтами 6.

Для крепления полукардана к фланцу трансмиссии и к карданному валу используют болты 3 и 4, проходящие через металлические втулки 5 с коническим торцом.

На базе одного типоразмера упругого элемента путем различного комбинирования элементов в конструкции полукардана можно получить ряд шарниров с различными жесткостными и силовыми характеристиками.

На фиг. 10 приведены различные полукарданы с резиновыми втулками фирмы Лайроб, отличающиеся один от другого числом втулок и характером передачи крутящего момента. В конструкции, приведенной на фиг. 10, а, применено четыре упругих элемента, два из которых связаны с ведущим, а два с ведомым фланцами шарнира, т. е. крутящий момент передается двумя параллельно установленными упругими элементами и двумя последовательно включенными группами элементов. Иными словами, в конструкции применена компоновка упругих элементов из двух последовательных групп по два параллельно включенных элемента в группе.

При нагружении, вызывающем одинаковую деформацию всех упругих элементов шарнира, параллельное их включение приводит к сложению жесткостей элементов, а последовательное к сложению податливостей.

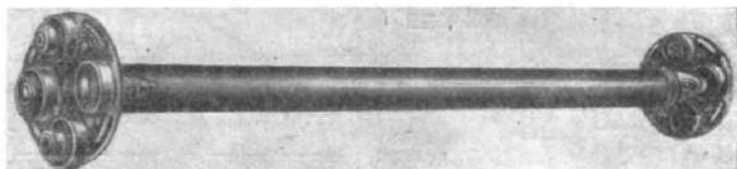
Полукардан, представленный на фиг. 10, г, содержит две последовательно включенные группы, каждая из трех параллельно установленных упругих элементов. При прочих равных условиях жесткость при передаче крутящего момента его в 1,5 раза выше, чем в конструкции, изображенной на фиг. 10, а.

Полукарданы, приведенные на фиг. 10, б, в и д, имеют соответственно четыре, три и шесть упругих элементов, включенных параллельно в одной группе. Ведомый (или ведущий) фланец вала жестко соединен с обоймой полукардана посредством болтов 7, расположенных между втулками. Полукарданы, приведенные на фиг. 10, а и г, могут передавать меньшие моменты, но допускают большие углы между валами за счет их меньшей жесткости. Полукарданы, приведенные на фиг. 10, б, в и д, обладают большей угловой жесткостью, допускают меньшие углы между валами, но рассчитаны на большие крутящие моменты при примерно тех же габаритных размерах.

¹ Каталог фирмы Лайроб.

На фиг. 11 показана карданная передача с полукарданами с резиновыми втулками в сборе.

Величина передаваемого полукарданом крутящего момента зависит не только от числа, метода соединения и размеров резиновых втулок, но и от характера передаваемого момента. При отсутствии пульсирующих нагрузок через полукардан можно передать значительно большие крутящие моменты.



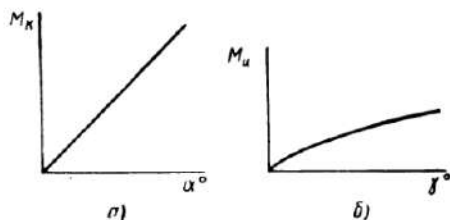
Фиг. 11. Карданная передача с полукарданами с резиновыми втулками.

Полукарданы с резиновыми втулками допускают не только угловое, но и осевое смещение соединяемых ими валов и обладают свойством снижать ударную нагрузку при резком изменении крутящего момента и гасить крутильные колебания в трансмиссии автомобиля.

Вследствие того, что полукарданы с резиновыми втулками допускают осевые перемещения за счет деформации втулок, их устанавливают на карданные передачи без шлицевого соединения на валу.

Одним из положительных качеств этих полукарданов является то, что их не требуется смазывать.

Качественная характеристика полукардана с резиновыми втулками приведена на фиг. 12. На фиг. 12, а показана зависимость между крутящим моментом M_k и углом закручивания вала α , а на фиг. 12, б — между изгибающим моментом M_u и углом наклона валов γ .



Фиг. 12. Характеристика полукардана с резиновыми втулками.

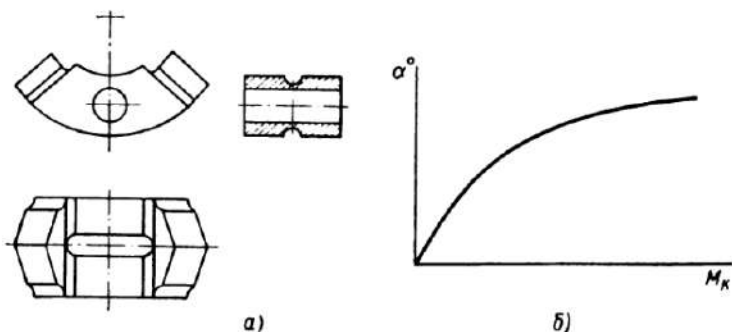
Технические данные по полукарданам с резиновыми втулками фирм Лайроб и Боге приведены в разделе «Карданные передачи».

Полукарданы с резиновыми сухарями. Полукарданы с предварительно напряженными резиновыми сухарями фирмы Юрид состоят из двух металлических обойм, двух фасонных двухплечих лопастей (фиг. 13), выполненных как одно целое с валами или с валом и фланцем, и четырех резиновых сухарей.

При сборке полукардана сухари закладывают в обоймы, которые оттягиваются болтами, проходящими через сухари. В пере-

даче крутящего момента в одном направлении участвуют только два сухаря.

Величина предварительной деформации сухарей определяется как их габаритными размерами, так и размерами обойм и лопа-



Фиг. 13. Характеристика полукардана с резиновыми сухарями:

a — упругий элемент полукардана с сухарями; *b* — зависимость между угловым смещением валов и крутящим моментом полукардана с сухарями.

стей, причем сухарям придана такая форма, при которой выпучивание резины будет минимальным. Предварительное сжатие сухарей устраняет взаимное перемещение на поверхностях соприкосновения сухарей и лопастей.



Фиг. 14. Упругий элемент шестиугольной формы.

Размеры и вес сухарей строго регламентированы. Сухари разбиты на весовые группы. На данную карданную передачу устанавливают сухари только одной весовой группы.

Сухари являются сильно нагруженными деталями, поэтому к их материалу предъявляют высокие требования в части химического состава, твердости и режима вулканизации.

При центровке валов используют шаровую опору обычного типа.

Полукарданы с сухарями допускают длительную работу при углах

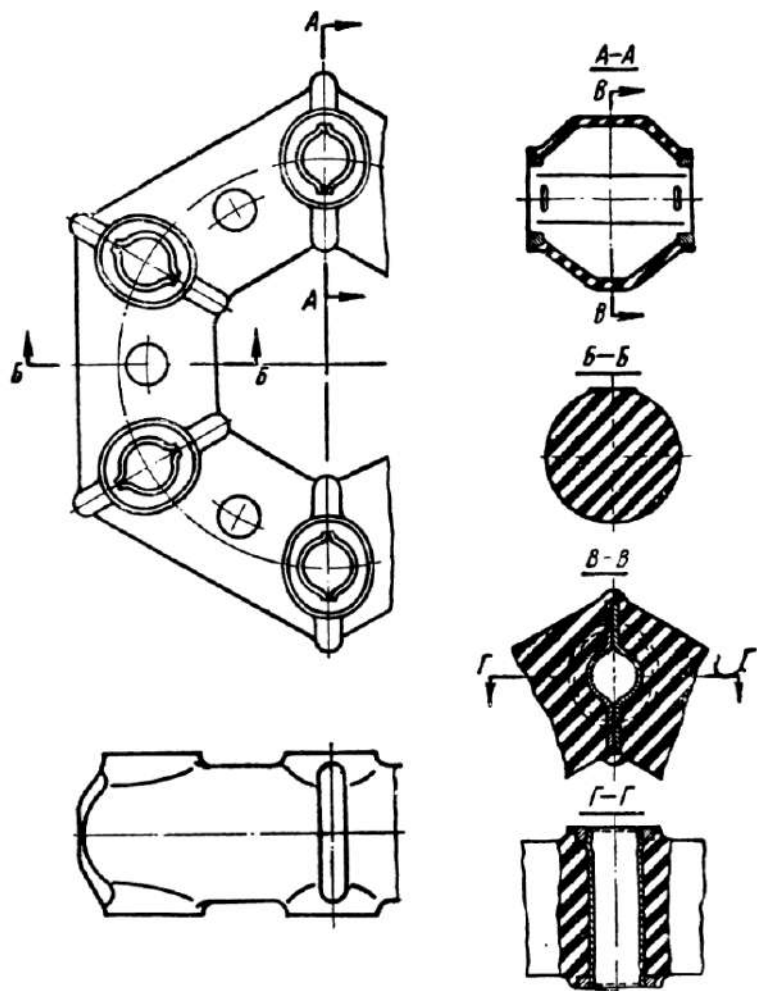
отклонения валов 3—4°. Максимально допустимый угол между валами до 8°.

Характер зависимости между углом закручивания полукардана и крутящим моментом показан на фиг. 13, б.

Карданы с сухарями также не требуется смазывать.

Увеличение угла отклонения валов полукардана с резиновыми сухарями может быть получено при изготовлении концов лопастей цилиндрической формы и установке их в игольчатых под-

шипниках, зажатых между сухарями. В этом случае упругий элемент разгружается от сдвига, вызванного угловым отклонением валов, которое происходит за счет качания концов лопастей в под-



Фиг. 15. Конструкция упругого элемента шестиугольной формы.

шипниках. Эти полукарданы допускают длительную работу при смещении валов до 8° и максимальное отклонение валов до 15° .

При применении игольчатых подшипников требуется обеспечить их смазкой, которая должна быть защищена от вытекания и попадания извне влаги и пыли.

Полукарданы с шестиугольными резиновыми элементами.
В этих полукарданах между ведущей и ведомой деталями установлен упругий элемент шестиугольной формы.

Внешний вид упругого элемента показан на фиг. 14, а конструкция его на фиг. 15. Упругий элемент, изготовленный из резины, имеет круглое сечение (А—А).

В углах стыка сторон упругого элемента завулканизированы металлические пластины, образующие в средней части втулку (Б—Б) (В—В).

Болты для крепления вилки пропущены через втулки, которые могут быть стальными или из алюминиевого сплава. Иногда, во избежание проворачивания болтов, во втулки установлены

Фиг. 16. Упругий элемент шестиугольной формы с эллиптическими вкладышами.

стальные эллиптические вкладыши (фиг. 16). Болты расположены по окружности, центр которой лежит на оси полукардана. Это обеспечивает равномерную нагрузку на все грани упругого элемента.

Упругий элемент монтируют на фланцы с предварительным сжатием; элемент работает на растяжение и сжатие. Наличие предварительного сжатия приводит к тому, что до определенной величины крутящего момента стороны упругого элемента, работающие на растяжение, разгружаются от усилий, возникающих вследствие предварительного сжатия.

При определенной величине крутящего момента стороны упругого элемента, работающие на растяжение, будут полностью разгружены от этих усилий (фиг. 17, а). Таким образом, при дальнейшем увеличении крутящего момента стороны, работающие на растяжение, будут нагружены меньшими силами, чем стороны, работающие на сжатие (фиг. 17, б).

В табл. 1 и 2 приведены основные данные по трансмиссиям некоторых автомобилей с полукарданами с упругим элементом шестиугольной формы.

Табл. 1 содержит основные данные по автомобилям, а табл. 2 — размеры упругих элементов и их рабочие параметры. Максимальный крутящий момент, передаваемый упругим элементом, опреде-

Таблица 1

Данные по автомобилям с полукарданами, имеющими упругий элемент шестиугольной формы

Автомобиль	Двигатель					Максимальное передаточное число коробки передач i_1	Максимальный крутящий момент, передаваемый элементом в кгс·м	Место установки полукардана
	Число цилиндров	Максимальная мощность в л. с.	Число оборотов в минуту при максимальной мощности	Максимальный крутящий момент в кгс·м	Число оборотов в минуту при максимальном крутящем моменте			
Икетта	1	9,5	4500	140	4000	$i_1 = 4,423$	620	За коробкой передач. Один полукардан
Лянча Ау- релия (спор- тивная)	6 (V-об- разный двигатель)	118	5000	1850	3000	—	1850	До коробки передач. Один полукардан на промежуточном валу и два на главном валу. Вали с центровкой
Москвич- 410*	4	35	4200	710	2400	$i_{з.х} = 4,61$	3280	Между коробкой передач и раздаточной коробкой. Один полукардан и один кардан с крестовиной. Вал с центровкой
Симка Аронд	4	45	4800	842	2700	$i_{з.х} = 4,67$	3920	За коробкой передач. Один полукардан и один кардан с крестовиной

лен как произведение максимального крутящего момента двигателя и наибольшего передаточного числа трансмиссии.

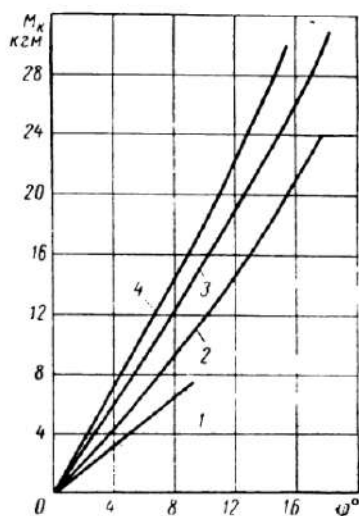
На фиг. 18 даны характеристики карданных передач с полукарданами рассматриваемого типа для некоторых автомобилей.

Для выявления влияния твердости резины упругого элемента на его конструктивные данные можно воспользоваться (твердость по Шору указана на соответствующей кривой) графиками, приведенными на фиг. 19. Графики относятся к упругому элементу фирмы Готце, имеющему диаметр описанной окружности $B=118$ мм (см. фиг. 19), диаметр расположения болтов $D=84$ мм и толщину $b=36$ мм. Максимальный крутящий момент, передаваемый упругим элементом, установленным на автомобиле, равен 800 кгсм, а максимальная твердость по Шору 70.

Таблица 2

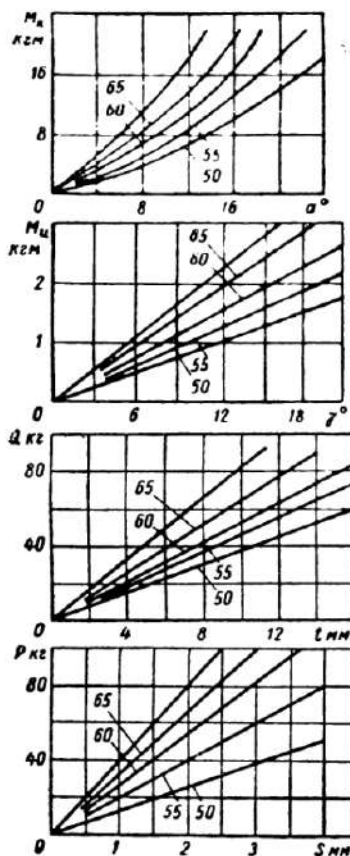
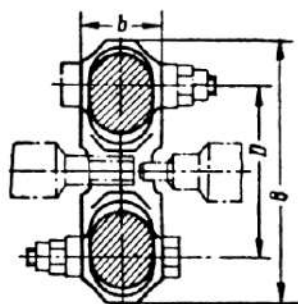
Данные по полукарданам с шестиугольными резиновыми элементами
(см. фиг. 16)

Автомобиль	Максимальный крутящий момент, передаваемый элементом, * в кгсм	Размеры в мм								Твердость по Шору
		A	B	C	d	d ₁	d ₂	d ₃	D	
Изетта	620	102	117	34	25	16	—	—	84	—
Лянчия Аурелия (спортивная)	1850	113	132	41	32	16	—	—	92	54—57
„Москвич-410“	3280	130	150	45	35	21	15	12	100	65—70
Симка Аронд	3920	130	150	45	35	21	15	12	100	51—55
Автомобиль	Материал втулки	Предварительное скатие элемента при монтаже в мм			Угол закручивания кардана при максимальном крутящем моменте в град.			Допускаемый угол отклонения валов в град.		Допускаемое осевое перемещение в мм
Изетта	Сталь	2,0			8°20'			2—3		1—1,5
Лянчия Аурелия (спортивная)	Алюминий	25			14°55'			3—5		1—2
„Москвич-410“	Сталь (втулки и вкладыши)	2,5			13°20'			2—3		1—2
Симка Аронд	То же	2,5			18°15'			2—3		1—2
* На данном автомобиле.										



Фиг. 18. Характеристики карданных передач с полукарданами шестиугольной формы автомобилей:

1 — Исетта; 2 — Лянча Аурелия; 3 — Симка Арона; 4 — „Москвич-410“.



Фиг. 19. Упругий элемент фирмы Готце и его характеристики.

Полные карданы

Существует сравнительно большое число различных конструкций полных карданов, т. е. карданов, имеющих физические оси качения, пересекающиеся в одном центре, и допускающих отклонение валов на значительные углы. В автостроении преимущественное распространение имеют полные карданы с крестовиной, применяемые для привода основных и вспомогательных механизмов трансмиссий.

Простые карданы

Жесткие карданы с крестовиной. Основными деталями этих карданов являются две вилки, крестовина, опоры для цапф крестовины и уплотняющие устройства опор.

Форма вилок может быть разнообразной (с наконечником, с фланцем и т. п.), но она не влияет на существо рабочего процесса кардана.

Основное конструктивное различие в карданы с крестовиной вносит выполнение опор цапф крестовины, для которых могут быть использованы подшипники скольжения или качения.

В настоящее время для автомобильных трансмиссий не применяют карданы с подшипниками скольжения, а для привода вспомогательных механизмов они еще используются.

На фиг. 20 приведена конструкция кардана с подшипниками скольжения (со втулками), использовавшегося для привода масляного насоса. Для уменьшения трения в цапфах крестовины втулки стали заменять подшипниками качения. Однако шариковые подшипники, вследствие сравнительно больших размеров получили весьма малое применение.

Использование игольчатых подшипников дало более положительные результаты благодаря следующим их преимуществам: малым потерям на трение (к. п. д. 98—99%), ничтожному нагреву и незначительной утечке смазки из-за колебаний давления и температуры. Кроме того, запас смазки может быть значительно меньшим и периоды смазки более длительными.

В настоящее время наиболее широко применяются карданы с установкой цапф крестовины на игольчатых подшипниках. На фиг. 21 показана конструкция такого кардана, применяемого на отечественных автомобилях.

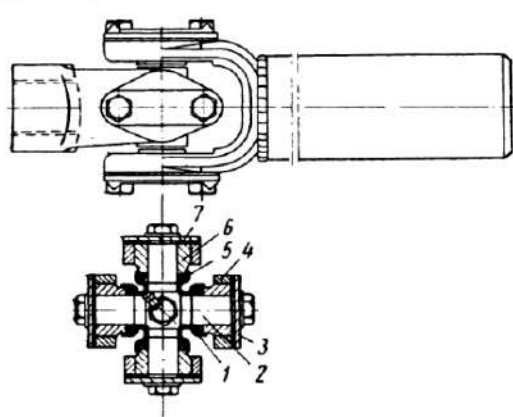
Радиальные усилия в этих передачах воспринимаются наружными торцами крестовины 3, которые упираются в чашки 2. Положение чашки фиксируется стопорным кольцом 5, которое также нагружается радиальным усилием.

На фиг. 22 показана конструкция кардана, у которого стопорное кольцо заменено накладкой 3. При передаче радиальных усилий наружный торец крестовины 4 упирается в чашку 6, а чашка в накладку 3.

В рассмотренных выше конструкциях карданов с крестовиной иголки установлены без сепараторов и использованы вилки с не-

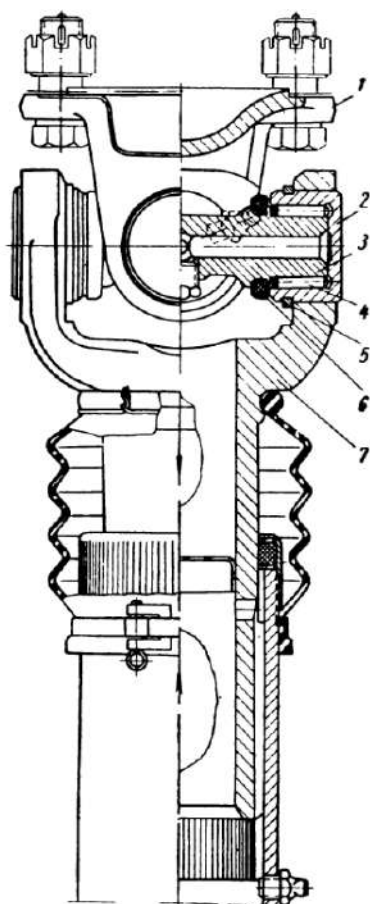
разборными гнездами. Вместе с тем, имеются конструкции вилок, у которых гнездо под подшипник состоит из двух половин или представляет собою отдельную деталь.

На фиг. 23 приведена конструкция кардана с разъемными гнездами у вилок 1. Гнезда под подшипники закрыты крышками 4,



Фиг. 20. Кардан с крестовиной на подшипниках скольжения:

1 — обойма сальника; 2 — крестовина; 3 — крышка кардана; 4 — вилка; 5 — сальниковые кольца; 6 — втулка; 7 — стопорная шайба.



Фиг. 21. Кардан с крестовиной на игольчатых подшипниках и с фиксацией чашки стопорным кольцом:

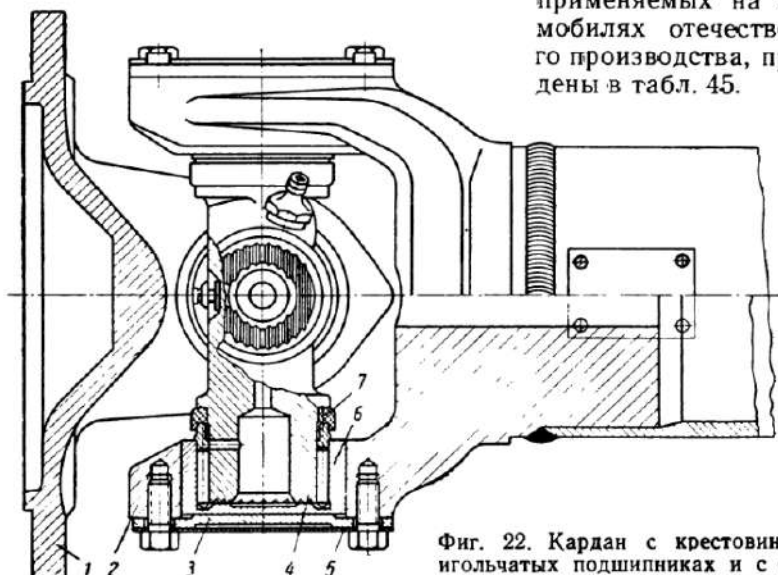
1 — вилка с фланцем; 2 — чашка; 3 — крестовина; 4 — игольчатый подшипник; 5 — стопорное кольцо; 6 — уплотнение; 7 — вилка.

притягиваемыми болтами (наподобие крышек подшипников). Радиальные усилия воспринимаются торцами крестовины 2, буртиками чашки 3 и передаются на вилку 1 и крышку 4. В сильно нагруженных карданах цапфы крестовины у их основания делают конической формы (как это показано на фиг. 23), а иголки помещают в сепаратор 5, препятствующий их перекосу.

Со съемными гнездами для цапф крестовины выполняют карданы, показанные на фиг. 24, а. Вилка у этих карданов имеет фланец со срезанными боками (фиг. 24, б). Гнездо снабжено выступом, который входит в паз вилки. Получается своего рода шпоночное соединение, служащее для передачи крутящего момента. Наружная цилиндрическая поверхность гнезда центрируется по пояску вилки, гнездо закреплено двумя болтами.

В рассмотренных карданах с крестовиной осевая компенсация обеспечивается наличием шлицевого соединения на карданном валу.

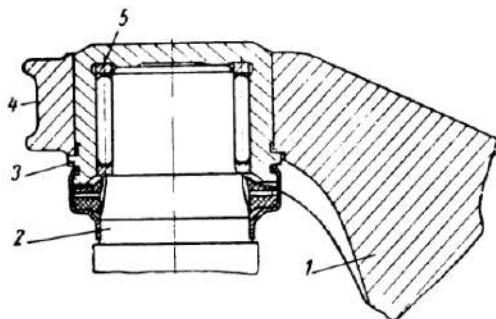
Сведения о размерах карданов с крестовиной приведены в разделе «Карданные передачи». Данные по металлам и термообработке деталей карданов с крестовиной на игольчатых подшипниках, применяемых на автомобилях отечественного производства, приведены в табл. 45.



Фиг. 22. Кардан с крестовиной на игольчатых подшипниках и с фиксирующей чашкой стопорной планкой:

1 — вилка с фланцем; 2 — вилка; 3 — накладка; 4 — крестовина; 5 — игольчатый подшипник; 6 — чашка; 7 — уплотнение.

Карданы с крестовиной на резиновых втулках. В последнее время появились карданы с крестовиной на резиновых втулках, которые при соответствующей жесткости кардана дают возможность существенно изменить колебательные характеристики трансмиссии в целом, обеспечив защиту от возможных резонансных явлений в рабочей области.



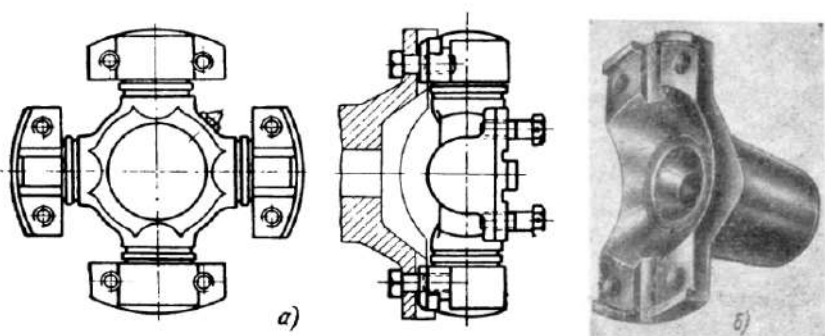
Фиг. 23. Кардан с разъемными гнездами у вилок:

1 — вилка; 2 — крестовина; 3 — чашка; 4 — крышка; 5 — сепаратор игольчатого подшипника.

К цапфам крестовины 1 (фиг. 25, а) кардана привулканизированы конические резиновые втулки 2, заключенные в тонкую металлическую обойму 3. Втулки и обоймы имеют продольную про-

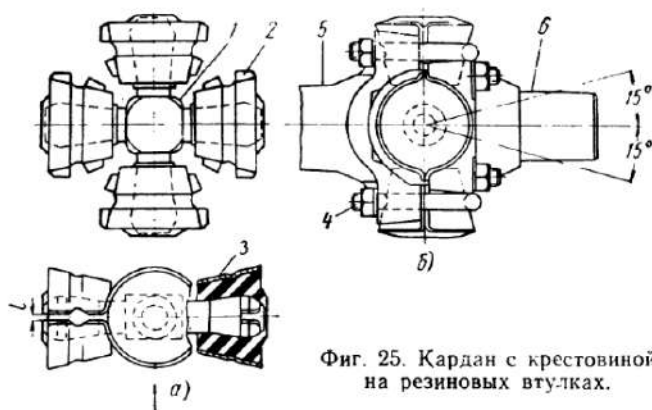
резь шириною 1. Крестовина прикреплена к вилкам с помощью U-образных хомутов 4 (фиг. 25, б), проходящих через отверстия

вилок 5 и 6. При стягивании хомутов втулки получают предварительно натяг, который лимитируется величиной зазора.



Фиг. 24. Кардан со съемными гнездами.

На фиг. 25, б показан кардан в сборе. Кардан допускает максимальный угол наклона валов за счет упругих свойств резины до



Фиг. 25. Кардан с крестовиной на резиновых втулках.

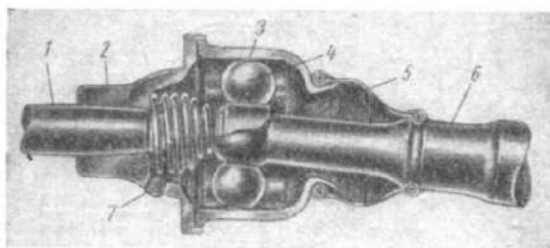
15°. Осевая компенсация в карданных передачах с такими карданами обеспечивается шлицевым соединением.

Универсальные карданы

К универсальным карданами относятся карданы, конструкция которых допускает относительное осевое перемещение карданного вала. Такие карданы, выполняемые обычно по типу карданов с колоколом, применялись в более ранних конструкциях автомобильных трансмиссий и в некоторых случаях сохранились еще в приводе полуосей при независимой подвеске колес.

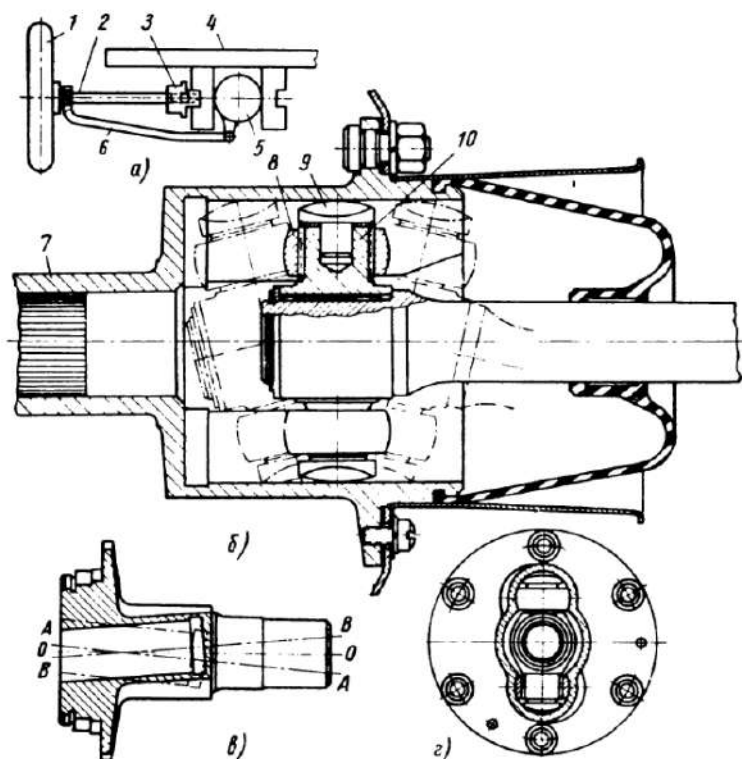
На фиг. 26 приведена конструкция универсального кардана с шариками. На ведущем валу 1 установлена крышка с фланцем 2,

к которой прикреплена обойма 3, с направляющими пазами. Ведомый вал 6 заканчивается сферой, через центральное отверстие



Фиг. 26. Универсальный кардан с шариками.

которой проходит палец. На выступающие из сферы концы пальца надеты шарики 4. Пружина 7 оказывает сопротивление осевым пе-

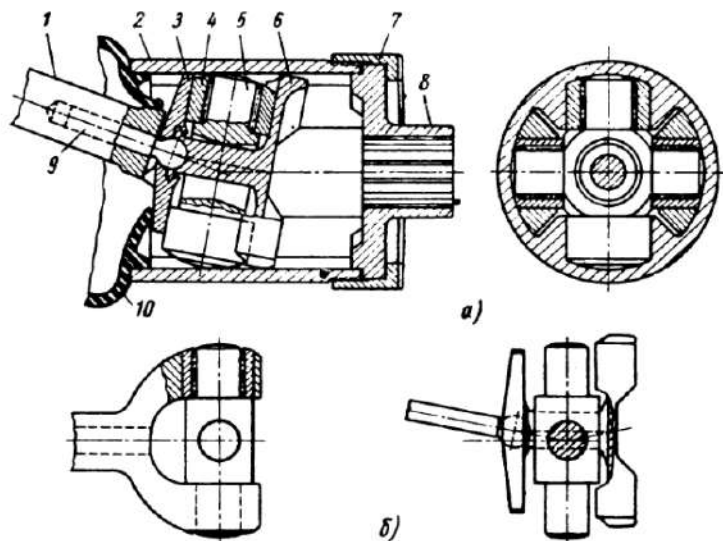


Фиг. 27. Универсальный кардан в приводе полуосей ведущего моста.

ремещениям ведущего вала. Защитная манжета 5 препятствует вытеканию смазки и попаданию пыли и влаги.

На фиг. 27, б показана конструкция универсального кардана¹, рекомендуемого для привода полуосей ведущего моста, а на фиг. 27, а схема его установки. Колесо 1 установлено на полуоси 2 и через кардан 3 связано с полуосевой шестерней дифференциала, помещенной в картере 5, который закреплен на раме 4. Полуось опирается на подшипник реактивной штанги 6.

Качания колеса относительно центра О вызывают осевые перемещения полуоси внутри кардана, которые использованы для создания сопротивлений подъему или опусканию колеса.



Фиг. 28. Универсальный кардан синхронного типа.

Колокол 7 шлицевым концом надет на шлицы валика полуоси. Внутри колокола имеются продольные пазы, расположенные под углом, как это показано на фиг. 27, в. Ось ОО горизонтальна, ось АА принадлежит верхнему пазу, показанному условно, а ось ВВ нижнему пазу. Профиль пазов виден на фиг. 27, г. На конце полуоси 2 имеются шлицы, на которые посажена ступица 10 с двумя цапфами под игольчатые подшипники 8, наружные поверхности обойм которых сферические. Сферический сухарь 9, запрессованный в торцы цапф, входит в пазы стакана. Штрих-пунктирными линиями показаны два крайних положения полуоси.

При осевых перемещениях полуоси вследствие расположения пазов под углом она несколько поворачивается, при этом возникают силы сопротивления, которые препятствуют подъему или опусканию колеса.

Дальнейшее развитие конструкции кардана с колоколом направлено на то, чтобы сделать его синхронным. На фиг. 28 пока-

¹ Английский патент № 2898750 от 11 августа 1959 г.

зана конструкция по патенту США № 2.917.911 класс 64-21. Для получения синхронности передачи между крестовиной 5 (фиг. 28, а) и ведомым валом 1 введен делительный механизм сухарного типа, состоящий из двух фасонных сухарей 3 и 6 и шарового пальца 9.

При отклонении одного вала относительно другого делительный механизм устанавливает центр кардана *O* в биссекторной плоскости, перпендикулярной к плоскости валов, причем ведомые элементы кардана располагаются симметрично относительно биссекторной плоскости.

Фланец 8 имеет выступы, которые входят в пазы колокола 2 и служат для передачи крутящего момента. Фланец притянут к колоколу гайкой 7. Колокол вместе с фланцем надет на конец выходного вала трансмиссии. Колокол имеет продольные сквозные пазы, в которые входят обоймы 4 игольчатых подшипников цапф крестовины 5.

На другие две цапфы надета вилка карданного вала (фиг. 28, б), которая может качаться на игольчатых подшипниках.

На фиг. 28, в показан делительный механизм, установленный на крестовине, лишенной игольчатых подшипников. Сухарь 3, надеваемый на шаровой палец 9, вставленный в отверстие вала 1, упирается в наружную обойму игольчатого подшипника. Сухарь 6 имеет цапфу, которая проходит через центральное отверстие крестовины и своим ласточкиным хвостом входит в соответствующее гнездо сухаря 3. Таким образом, делительный механизм и крестовина представляют собою как бы одно целое, надетое на шаровой палец ведомого вала. Со стороны ведомого вала внутренняя полость колокола закрыта резиновой манжетой 10.

СИНХРОННЫЕ КАРДАНЫ

К синхронным карданам, используемым главным образом для привода управляемых и ведущей осей, относятся карданы, обеспечивающие равные скорости вращения ведущего и ведомого валов. Равные скорости вращения ведущего и ведомого валов могут быть получены или путем спаривания двух асинхронных карданов, образующих дввоенный кардан, или создания специальных конструкций карданов.

Кроме дввоенных карданов было разработано значительное число различных конструкций, обеспечивающих постоянную угловую скорость вращения валов. К этим конструкциям относятся синхронные карданы поводкового типа, а также асинхронные карданы, включающие корректирующее устройство для превращения переменной скорости в постоянную. Из-за значительной сложности конструкции последние в автостроении не применяются. Исключение составляет кардан Рзеппа.

Для обеспечения синхронности карданы поводкового типа должны удовлетворять следующим требованиям: ведущие и ведомые

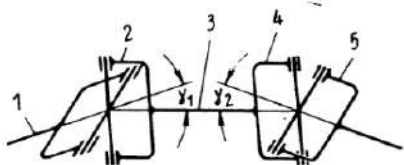
детали должны быть расположены симметрично относительно третьего элемента, средняя плоскость которого должна проходить через центр кардана, быть перпендикулярной кобщей плоскости валов и делить угол между валами пополам. К карданах этого типа относятся: сухарные карданы (Тракта и Харингтон) и шариковые (Вейс).

Сдвоенные карданы

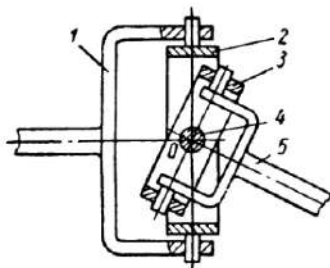
Сдвоенные карданы создают на базе жестких карданов с крестовиной.

Конструктивно это возможно потому, что элементы двух карданов соединяются между собой определенным образом, при этом может быть получен сдвоенный кардан с одним или двумя центрами качания.

Однако независимо от того, будет ли один или два центра качания для получения синхронности, необходимо, чтобы сдвоенные карданы удовлетворяли следующим требованиям: вилки 2 и 4 (фиг. 29) лежали в одной плоскости и углы γ_1 и γ_2 были равны.



Фиг. 29. Схема сдвоенного кардана с двумя центрами качания:
1, 2, 4 и 5 — вилки; 3 — карданный вал или промежуточное звено.



Фиг. 30. Схема сдвоенного кардана с одним центром качания:
1 и 5 — вилки; 2 и 3 — кольца (крестовины); 4 — палец.

Длина вала 3 в сдвоенном кардане с одним центром качания доводится до нуля, а в кардане с двумя центрами качания делается минимальной или вал заменяется промежуточным звеном.

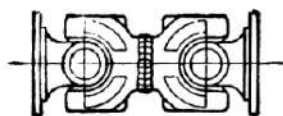
На фиг. 30 дана принципиальная схема сдвоенного кардана с одним центром качания. В гнезда вилки 1 установлены шипы кольца 2, выполняющего роль крестовины. Вилка 5 имеет шипы, которые входят в гнезда кольца 3, наружный диаметр которого меньше внутреннего диаметра кольца 2. Палец 4 соединяет между собой кольца 2 и 3. Оси шипов пересекаются в центре О кардана. Палец, соединяющий оба кольца, проходит через центр кардана и перпендикулярен плоскости расположения шипов.

Конструкция сдвоенного кардана, у которого вал, соединяющий вилки, доведен до минимума (практически отсутствует) приведена на фиг. 31.

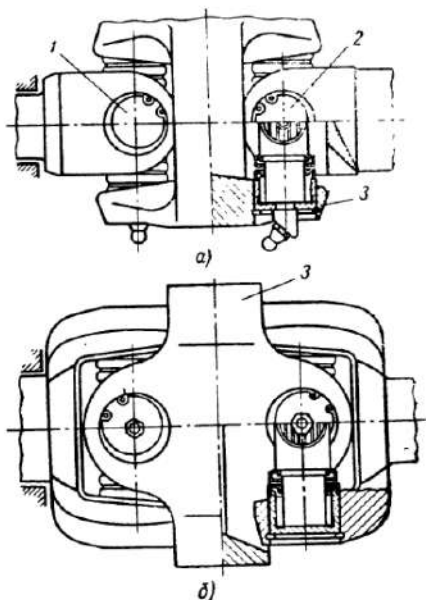
Сдвоенные карданы с промежуточным звеном различаются между собой конструктивным выполнением отдельных деталей, характерным для одинарных карданов, и наличием или отсутствием центрирующего устройства.

На фиг. 32, *а* и *б* приведены конструкции сдвоенных карданов с промежуточным звеном 3, представляющим собой кольцо с двумя боковыми фланцами с каждой стороны, в которые входят крестовины 1 и 2, опирающиеся на игольчатые подшипники.

На фиг. 33 показана конструкция сдвоенного кардана с центрирующим устройством. Крестовины сделаны составными, две их цапфы заменены пальцами 2, которые проходят через проушины валов 1 и 4. Цапфы крестовины и пальцы установлены на игольчатых подшипниках 3. Центрирующее устройство состоит из сферического сухаря 7, надетого на конец вала 4, и сферической обоймы 6, установленной в фасонном конце вала 1. Центрирующее устройство защищено от пыли и влаги резиновой оболочкой 5. Необходимость иметь защитную оболочку, которая сравнительно легко может быть повреждена в эксплуатации, яв-



Фиг. 31. Сдвоенный кардан с минимальным по длине валом.



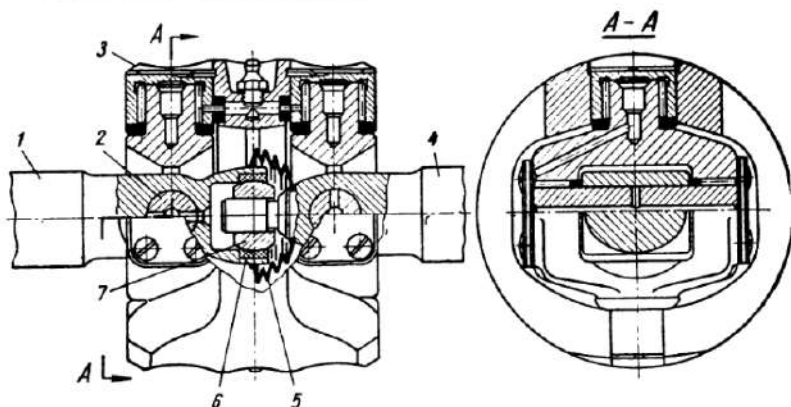
Фиг. 32. Сдвоенный кардан с промежуточным звеном:
1 и 2 — крестовины; 3 — промежуточное звено.

ляется недостатком этих карданов, так как при повреждении оболочки выходит из строя не только центрирующее устройство, но и кардан, а работа по смене защитной оболочки трудоемкая.

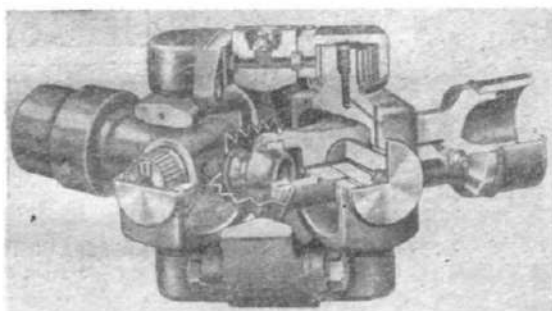
На разрезе по АА показана установка пальца 2 и вскрыты каналы для смазки.

На фиг. 34 показано взаимное расположение деталей сдвоенного кардана с центрирующим устройством при некотором угле между валами. Конструкция сдвоенного кардана со съемными гнездами под подшипники приведена на фиг. 35.

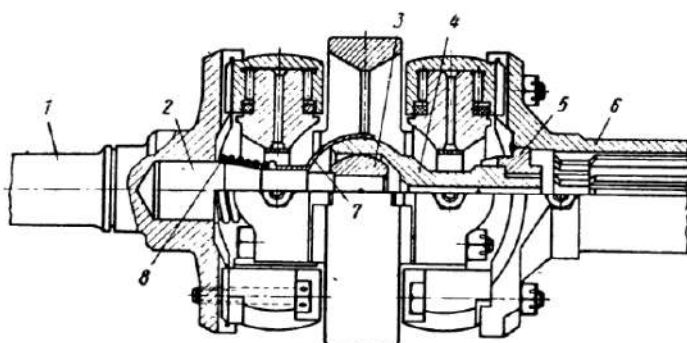
Центрирующее устройство представляет собой дополнительный механизм, который устанавливают при необходимости. В вилку 1 запрессована цапфа 2, на конец которой надет сухарь 3 со сферической наружной поверхностью, которая входит в цилиндрическое отверстие цапфы 4. Опорой цапфы 4 служит гнездо 5, запрессованное в вилку 6.



Фиг. 33. Сдвоенный кардан с центрирующим устройством:
1 и 4 — валы; 2 — лалец; 3 — игольчатый подшипник; 5 — резиновая оболочка;
6 — сферическая обойма; 7 — сферический сухарь.



Фиг. 34. Сдвоенный кардан с центрирующим устройством.



Фиг. 35. Сдвоенный кардан со съёмными гнездами:
1 и 6 — вилки; 2 и 4 — цапфы; 3 — сухарь; 5 — гнездо; 7 — металлический кожух;
8 — пружина.

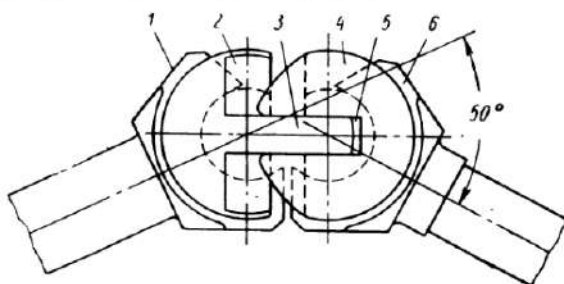
Защитное устройство сферического типа выполнено в виде металлического кожуха 7, сферический раструб которого надет на сферический конец цапфы 4. Кожух 7 поджимается пружиной 8.

Сведения по типоразмерам сдвоенных карданов с крестовиной приведены в разделе «Карданные передачи».

Конструктивные особенности сдвоенных карданов состоят в том, что вилки карданов представляют одно целое с валами (полуосями). Фирма GWB обычно изготавливает валы из следующих металлов: 42 Cr V6, 41 Cr 4 (по DIN) с пределом прочности после улучшения 100—120 кг/мм² или 20 Мп Cr 5. В последнем случае опорные шейки цементируют. Для остальных деталей используются те же металлы, что и для обычных карданов с крестовиной.

Сухарные карданы

Конструкция кардана приведена на фиг. 36. Валы заканчиваются вилками 1 и 6, которые входят в соответствующие канавки

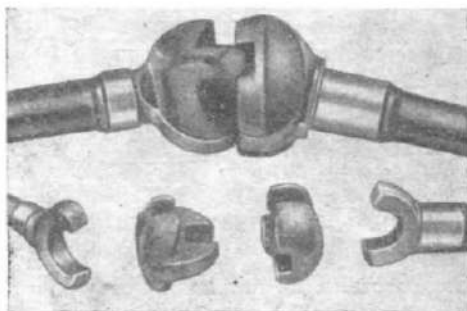


Фиг. 36. Сухарный кардан Тракта:

1 и 6 — валы с вилками; 2 и 4 — сухари; 3 — шип; 5 — паз.

в сухарях 2 и 4. Один из сухарей имеет шип 3, а другой паз 5, в который входит шип. При этом плоскости шипа и паза перпендикулярны плоскостям канавок сухарей и вилкам валов. Этот

кардан допускает угол γ между валами до 50°. На фиг. 37 показан кардан в сборе и отдельные его детали.



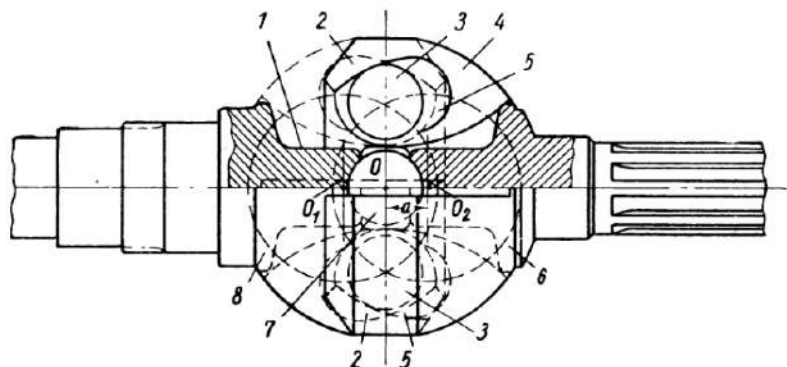
Фиг. 37. Общий вид и детали сухарного кардана Тракта.

С технологической точки зрения сухарные карданы обладают тем преимуществом, что для их производства почти не требуется специального оборудования. Отдельные детали карданов невзаимозаменяемы, поэтому карданы поставляют только в сборе.

Шариковые карданы

Карданы Вейса и Рзеппа основаны на принципе деления угла, составляемого валами, биссекторной плоскостью, в которой расположены точки контакта деталей, передающих усилие от одного вала другому.

Кардан Вейса. Конструкция кардана приведена на фиг. 38. Вала *1* и *4* заканчиваются вилками, в каждой из которых во взаимно-перпендикулярных плоскостях сделаны четыре канавки.



Фиг. 38. Шариковый кардан Вейса:

1 и *4* — вала с вилками; *2* и *5* — канавки; *3* — шарик; *7* — центральный шарик; *6* и *8* — траектории движения шариков.

В каждой канавке между вилками расположено по одному шару *3*. В передаче усилия в соответствующем направлении участвуют только два шарика. Центры O_1 и O_2 канавок радиуса R смещены относительно центра кардана O на величину a .

Траектория движения шариков представляет собой окружность. Так как даже небольшое осевое смещение одной вилки относительно другой вызывает резкое изменение траектории движения шариков, то вилки кардана должны быть зафиксированы одна относительно другой от осевого перемещения. Это достигается установкой центрального шарика *7*, сидящего на оси. Кардан может работать при углах между валами до 40° .

В первоначальной конструкции кардан Вейса выполнялся с прямолинейными канавками и допускал угол отклонения валов до 20° .

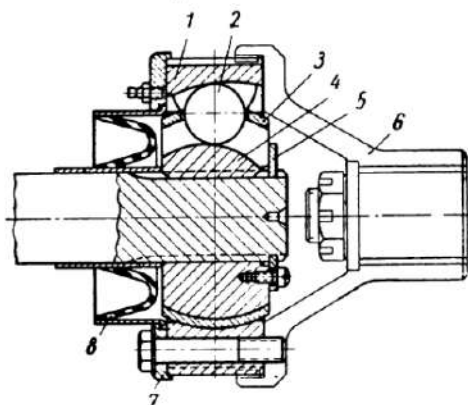
Оба вала должны быть установлены в подшипниках, способных воспринимать радиальные и осевые усилия. При установке валов на подшипниках скольжения (втулках) средний шарик можно нагружать некоторым осевым усилием.

Осевые усилия сравнительно большой величины воспринимаются буртиками вилок.

В производстве эти карданы более сложны, чем сухарные карданы Тракта и требуют специального оборудования.

Кардан собирается с предварительным натягом, который зависит от типоразмера кардана. Для получения предварительного натяга, контролируемого моментом, потребным для поворота одного кулака относительно другого, шарики по диаметру разбивают на несколько групп и подфигируют в соответствии с размерами вилок.

Карданы Рзеппа. Карданы изготавливают двух типов: дискового и колоколообразного. Имея взаимозаменяемые внутренние детали,



Фиг. 39. Дисковый кардан Рзеппа:

1 — наружная обойма; 2 — шарик; 3 — сепаратор; 4 — внутренняя обойма; 5 — стопорное кольцо; 6 — фланец; 7 — крышка; 8 — резиновая манжета.

карданы отличаются формой наружной обоймы и устройством уплотнения.

На фиг. 39 приведена конструкция дискового кардана. Наружная обойма 1 цилиндрической формы имеет шесть внутренних меридиональных канавок (для шариков 2), размещенных в сепараторе 3. Внутренняя обойма 4 снабжена наружными канавками и шлицевым отверстием для вала, который удерживается стопорным кольцом 5. Шесть сквозных отверстий в наружной обойме позволяют крепить к ней с одной стороны

фланец 6 с наружными шлицами, с другой крышку 7. Маслостойкая резиновая манжета 8, допускающая отклонение валов, а иногда и лабиринтовые канавки создают необходимое уплотнение. Дисковые карданы допускают угол отклонения валов до 15° . Манжеты должны допускать несколько больший угол отклонения валов (примерно до 18°).

Хорошая центровка деталей кардана дает возможность применять их для трансмиссий, в которых недопустимо возникновение вибраций.

В первых конструкциях дисковых карданов канавки для шариков делались концентричными, но наличие сепаратора не позволяло шарикам перемещаться независимо один от другого.

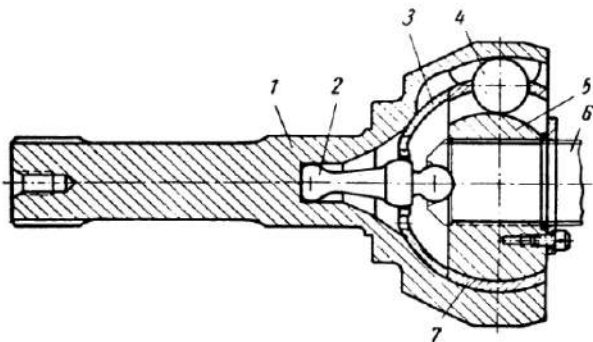
В настоящее время канавки делают не с одним, а с двумя симметрично расположенными центрами. В результате этого канавки сходятся к одной стороне кардана, устанавливая шарики с помощью только сепаратора в положение, обеспечивающее синхронность.

Колоколообразные карданы в первоначальном конструктивном выполнении имели концентричные канавки для шариков, что при больших углах отклонения валов не обеспечивало синхрон-

ности (см. стр. 96). Этот дефект в известной мере был устранен в последующих конструкциях карданов со смещенными центрами канавок и делительным механизмом.

Колоколообразные карданы (фиг. 40) имеют фасонную наружную обойму 1, состоящую из сферической части, открытой с одной стороны, и хвостовика.

На наружной 1 и внутренней 5 обоймах сделано по шести меридиональных канавок, в которые входят шарики 4, заключенные в сферический сепаратор 3. Плоскости, в которых располагаются оси канавок, проходят через ось вала и обоймы. Так как



Фиг. 40. Колоколообразный кардан Рзеппа:

1 — наружная обойма; 2 — делительный рычажок; 3 — сепаратор; 4 — шарик; 5 — внутренняя обойма; 6 — вал; 7 — сепаратор.

при перекатывании шариков возможно их защемление в одних канавках и выпадение из других, то для устранения этого явления и обеспечения расположения центров шариков в одной плоскости (для получения синхронности) между обоймами был установлен сепаратор 7 с делительным рычажком 2 и сферической опорной шайбой.

В передаче крутящего момента в обоих направлениях вращения участвуют все шесть шариков. Кардан может воспринимать осевые усилия в обоих направлениях. Только один вал (ведущий или ведомый) требуют опоры. Собранный кардан представляет собою законченный узел.

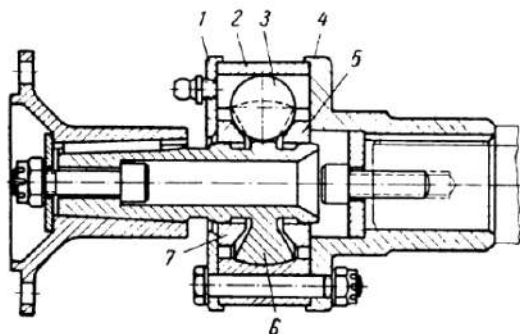
Максимальный (рабочий) угол отклонения валов 35° , а шарнира до 37° .

Число шлицев на хвостовике вала должно быть кратным шести (6, 12 или 18 шлицев) для того, чтобы расположить их симметрично относительно шести канавок под шарики. Форма шлицев может быть любой.

С технологической стороны карданы Рзеппа сложны, требуют специального оборудования и большого объема шлифовальных работ. Конструктивные данные по карданам приведены в табл. 22.

Повышение числа оборотов валов двигателей и трансмиссий привело к развитию новых типов карданов, рассчитанных на передачу больших нагрузок при высоких числах оборотов.

Один из таких карданов изображен на фиг. 41.



Фиг. 41. Шариковый кардан с малыми потерями на трение:

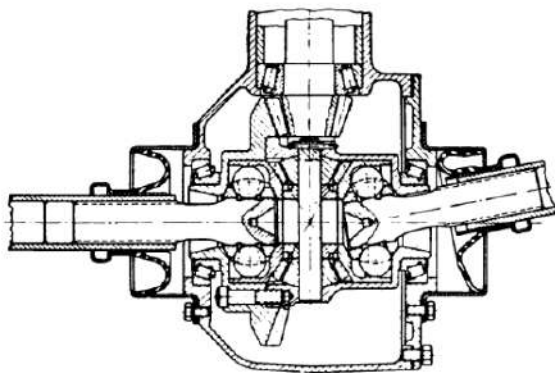
1 — крышка; 2 — наружная обойма; 3 — шарик; 4 — фланец; 5 и 7 — направляющие кольца; 6 — внутренняя обойма.

Наружная обойма 2 цилиндрическая и внутренняя обойма 6 сферическая имеют ряд прямых канавок, в которых расположены шарики 3. Направляющие кольца 5 и 7 коническими поверхностями опираются на шарики, а внутренними отверстиями — на сферические выступы обоймы 6.

При отклонениях вала кольца перемещаются в противоположных на-

правлениях и устанавливают ширины в биссекторной плоскости, вследствие чего кардан работает синхронно.

Эти карданы обладают малым внутренним трением, их легко сбалансировать и они могут работать при высоких числах оборотов.



Фиг. 42. Шариковый кардан в приводе полуосей при независимой подвеске колес.

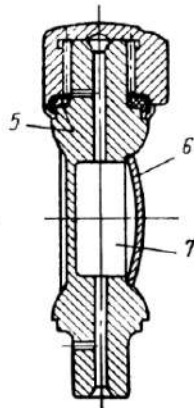
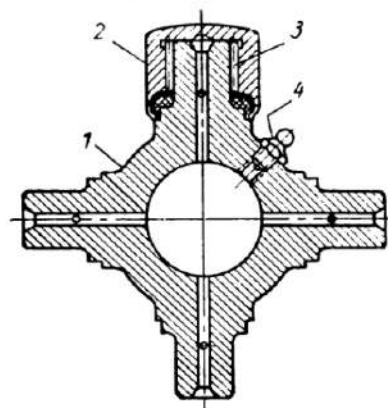
Для высокооборотных установок эти карданы проектируются для углов наклона валов $7-9^\circ$. Когда требуются меньшие скорости вращения, но большие рабочие углы, угол наклона валов может быть увеличен примерно до 12° за счет некоторых конструктивных изменений в направляющих деталях.

На фиг. 42 показано использование кардана аналогичной конструкции для привода полуосей при независимой подвеске колес.

Карданы установлены в картере главной передачи, причем наружные обоймы изготовлены как одно целое с полуосевыми шестернями. В этом случае обеспечивается максимальная длина полуосей, что особенно важно при независимой подвеске ведущих колес, так как вследствие этого уменьшается угол наклона валов, связываемых карданом.

Смазка

У карданов с крестовиной смазки требуют торцовые и наружные поверхности цапф, опирающиеся на втулки или игольчатые подшипники. Смазка подается к этим местам по осевым и радиальным каналам, просверленным в крестовине 1 (фиг. 43). Смазку запол-



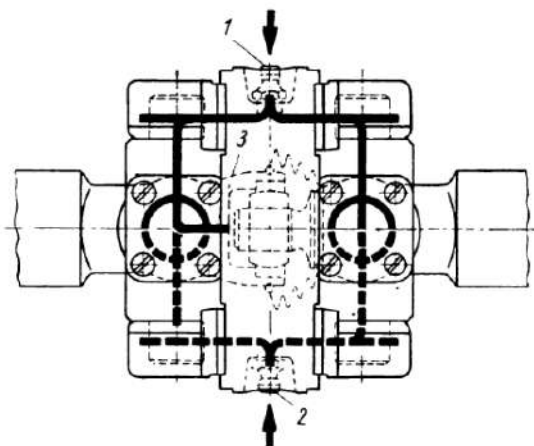
Фиг. 43. Расположение каналов для смазки игольчатых подшипников:

Фиг. 44. Клапан (сапун).

1 — крестовина; 2 — чашка; 3 — иголка; 4 — пресс-масленка; 5 — уплотнение; 6 — заглушка; 7 — карман для смазки.

няют через пресс-масленку 4, установленную в крестовине (в наиболее доступном месте). Смазка подается в карман 7, закрытый заглушкой 6. Чтобы избежать выдавливания смазки воздухом или парами масла, устанавливают специальный клапан (сапун), показанный на фиг. 44.

Схема смазки двоянных карданов с центрирующим устройством изображена на фиг. 45. Заполнение смазкой происходит через две пресс-масленки, противоположно расположенных. Подача смазки через пресс-



Фиг. 45. Схема смазки двоянных карданов.

масленку 1 показана сплошными линиями, а через пресс-масленку 2 — штриховыми. В центрирующее устройство смазка подается по продольному каналу 3.

Для карданов с игольчатыми подшипниками требуется такая смазка, которая предупреждает быстрый износ подшипников и шипов крестовин.

Для карданов отечественных автомобилей рекомендуется применять как летом, так и зимой нигрол (применение солидола и консистентных смазок запрещается) или не очень вязкое другое трансмиссионное масло, так как вязкое масло может закупорить узкие и длинные каналы. При незначительной вязкости масла повышается его расход.

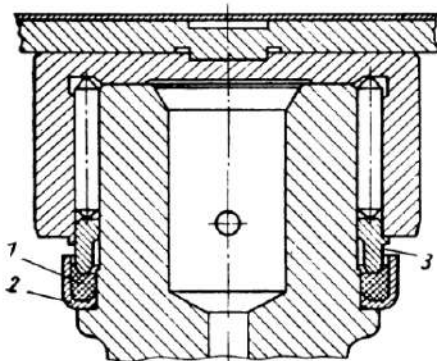
Масло должно быть нейтральным и не вызывать коррозии.

Фирма GWB рекомендует производить смазку карданов через 500 рабочих часов или примерно через 10 000 км пробега. Для автомобилей, работающих в тяжелых условиях, особенно, когда возможно попадание в карданы воды (например, при преодолении брода), смазка должна производиться более часто.

В зарубежной практике рекомендуется пользоваться маслами по типу SAE 90 и SAE 140, имеющими вязкость по Энглеру при 99°С (210° F) соответственно в пределах 2,249—3,467 и 3,467—5,707.

Масло SAE 90 рекомендуется для карданов небольших размеров, а масло SAE 140 — для больших размеров.

Для удержания смазки используют уплотняющие (сальниковые) устройства.



Фиг. 46. Уплотнение из прессованной пробки.

Уплотняющие устройства

Уплотняющее устройство должно препятствовать вытеканию смазки, выдавливанию ее наружу и попаданию внутрь воды и пыли.

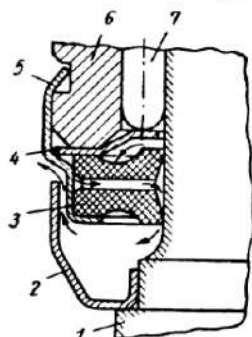
В карданах с крестовиной наиболее простым является уплотняющее устройство, представляющее собой кольцо 1 из прессованной пробки (фиг. 46), помещенное в обойму 2. Торец втулки 3 упирается в пробковое кольцо, чем и достигается герметичность.

Такое же уплотняющее устройство с пробковым кольцом применяют для крестовин на игольчатых подшипниках, в частности, на отечественных автомобилях.

В последнее время распространяются уплотняющие устройства с резиновыми манжетами вместо пробковых колец.

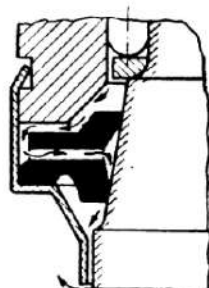
Конструкция такого уплотняющего устройства с двухворотниковой резиновой манжетой приведена на фиг. 47. Тарелка 4 с за-

зором надета на цапфу крестовины 1. Манжета 3, установленная в обойме 5, расположена под тарелкой. Для удержания обоймы в определенном положении края ее завальцованы в проточку чашки подшипников. Пылезащитный металлический колпак 2 напрессован на нижний буртик цапфы большого диаметра. Верхний



Фиг. 47. Уплотняющее устройство с двух-воротниковой манжетой:

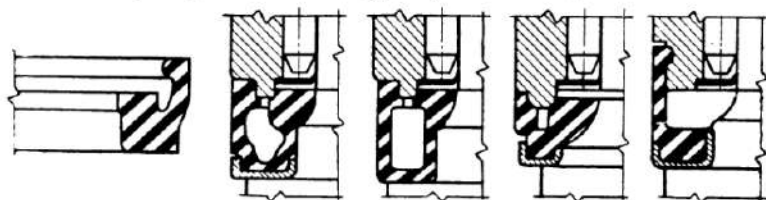
1 — крестовина; 2 — пылезащитный колпак; 3 — манжета; 4 — тарелка; 5 — обойма; 6 — чашка; 7 — иглолка.



Фиг. 48. Уплотняющее устройство на коническом основании цапфы.

воротник манжеты 3 препятствует вытеканию смазки из гнезда игольчатого подшипника, а нижний воротник защищает смазку от попадания пыли и влаги извне.

Для выпуска воздуха в процессе смазки предусмотрены специальные радиальные каналы, по которым воздух попадает в кольцевое пространство между воротниками, отжимает нижний



Фиг. 49. Уплотняющие устройства с масляными карманами различной формы.

край воротника и через пылезащитный колпак выходит наружу. На фиг. 48 движение воздуха показано линиями со стрелками.

Через эти же каналы удаляется лишняя смазка, причем как воздух, так и смазка выжимаются наружу только после полного заполнения смазкой подшипника.

На фиг. 48 показано такое же уплотняющее устройство, установленное на коническом основании цапфы и не имеющее пылезащитного колпака.

Манжеты изготавливают из синтетической резины, противостоящей действию низких (-35°C) и высоких ($+85^{\circ}\text{C}$) температур, и маслястойкой.

В запатентованных конструкциях резиновых манжет предусматриваются масляные карманы различной формы (фиг. 49). Карман заполняется маслом, которое защищает игольчатый подшипник от коррозии. Вследствие капиллярности между воротником манжеты и стаканом в месте, где манжета с ним соприкасается, образуется масляная пленка, препятствующая проникновению извне пыли и воды.

Манжету надевают с предварительным натягом. Карданы с таким уплотняющим устройством хорошо работают в тяжелых эксплуатационных условиях.

КАРДАНЫЙ ВАЛ

Карданный вал является элементом карданной передачи. Он используется для соединения между собой двух карданов или кардана с одним из агрегатов трансмиссии.

Карданный вал, хотя и представляет собою самостоятельную деталь, но тесно связан с карданами, особенно в тех случаях, когда одна из деталей кардана, например вилка, одновременно принадлежит валу и кардану.

Конструкция карданного вала в основном зависит от конструкции карданов, с которыми он сочленяется (и это сказывается на форме вилок, фланцев и хвостовиков), величины и стабильности расстояния между центрами карданов и нагрузочного режима, определяющего размеры и формы деталей вала.

Карданный вал обычно состоит из нескольких отдельных частей: центральной части (собственно вала) и деталей для присоединения его к карданами или механизмам трансмиссии.

Центральная часть карданного вала может быть сплошной или трубчатой.

Сплошные валы применяются в основном для привода вспомогательных механизмов или при синхронных карданах, где они выполняют функции полуосей.

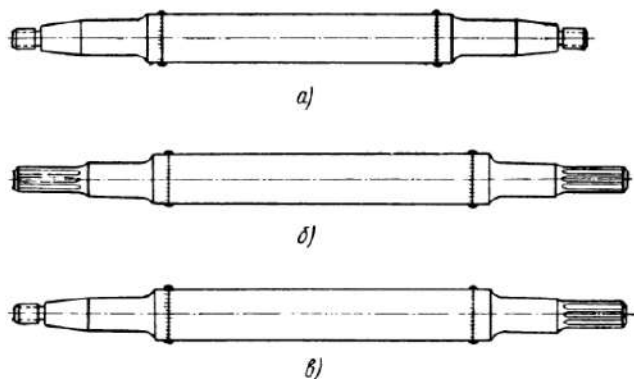
Трубчатые валы, вследствие того, что они при меньшем весе, чем сплошные, допускают передачу того же крутящего момента, распространены более широко.

На фиг. 50 приведены наиболее простые конструкции трубчатых валов с различными хвостовиками для установки деталей. Хвостовики имеют направляющую часть, которая входит в трубу и приваривается к ней.

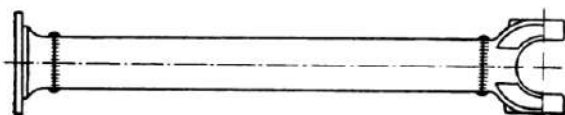
Карданный вал с фланцем и вилок показан на фиг. 51. Возможно изготовление вала с двумя вилками или фланцами.

Если фланец или вилка должны быть съемными, то карданный вал делается с коническим или шлицевым хвостовиком и с резьбовым наконечником для крепления детали (фиг. 52).

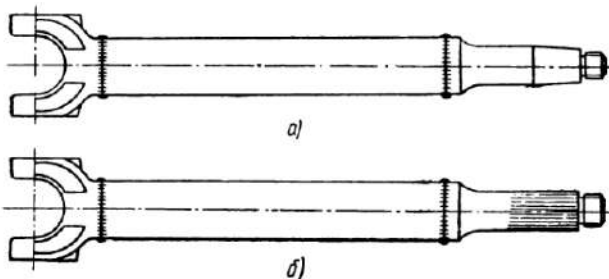
Наиболее распространенная конструкция карданного вала с осевой компенсацией приведена на фиг. 53. Вал состоит из хвостовика 1 со шлицами, трубы 2 и вилки 3. Вилка 4 с внутрен-



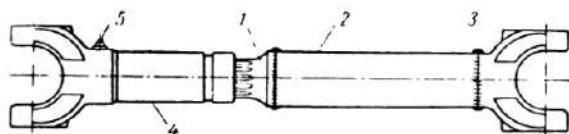
Фиг. 50. Трубчатые карданные валы с различными хвостовиками:
а — с коническими; *б* — с шлицевыми; *в* — с коническими и шлицевыми.



Фиг. 51. Карданный вал с фланцем и вилок.



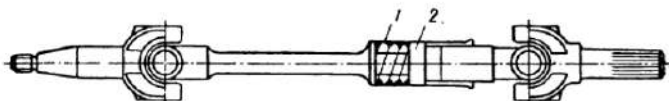
Фиг. 52. Карданный вал для съемных фланцев и вилок:
а — конический хвостовик; *б* — шлицевый хвостовик.



Фиг. 53. Карданный вал с осевой компенсацией:
1 — хвостовик; *2* — труба; *3* и *4* — вилки; *5* — пресс-масленка.

ними шлицами относится к кардану. Смазка шлицевого соединения осуществляется через пресс-масленку 5.

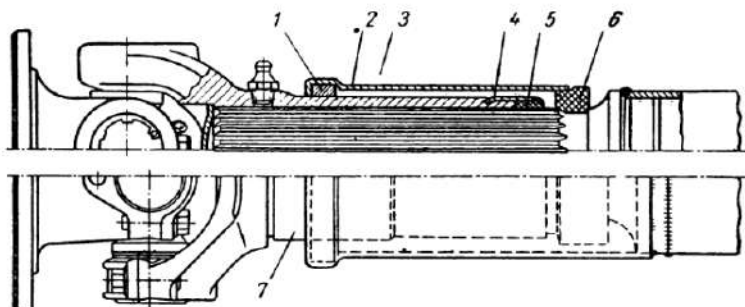
В некоторых случаях в приводе передних ведущих мостов применяют упругие осевые компенсирующие устройства (фиг. 54), у которых осевое перемещение вала вызывает сжатие пружины 1, помещенной внутри защитной обоймы 2.



Фиг. 54. Упругое осевое компенсирующее устройство.

При открытых карданных передачах компенсирующие устройства подвержены значительному загрязнению, поэтому шлицевые соединения должны быть защищены от попадания пыли, воды и грязи.

Наиболее простой способ защиты компенсирующего устройства от пыли и влаги — это применение войлочных или фетровых колец (см. фиг. 21).



Фиг. 55. Защитное устройство с металлической манжетой:

1 и 5 — войлочные кольца; 2 — отверстие для связи с атмосферой; 3 — обойма; 4 — гильза; 6 — резиновое кольцо; 7 — вилка.

В тех случаях, когда возможно значительное загрязнение шлицевого соединения, а следовательно, и повышенный износ его, рекомендуется ставить дополнительные резиновые гофрированные манжеты или металлические защитные устройства.

Применение резиновой гофрированной манжеты было показано на фиг. 21. Конструкция металлического защитного устройства дана на фиг. 55. Последнее состоит из трубчатой металлической обоймы 3, войлочного кольца 1, заложенного в обойму и надетого на вилку 7, и удерживающего резинового кольца 6, надетого с предварительным натягом на хвостовик карданного вала.

Кроме того, на конец вилки надета и завальцована гильза 4, в которую заложено войлочное кольцо 5 для защиты шлицев. Для связи с атмосферой предусмотрено отверстие 2.

По сравнению с гофрированными манжетами из резины или кожи металлическое защитное устройство обладает тем преимуществом, что при нем под влиянием центробежных сил смазка не скапливается в одном месте и тем самым не нарушается балансировка вала. Кроме того, оно обладает более высокой прочностью.

Напряженность на участках вала в условиях эксплуатации неодинакова, поэтому отдельные детали изготовлены из различных металлов.

Среднюю трубчатую часть вала обычно изготавливают из ленточной малоуглеродистой стали (сталь 10; 15 или 20), свариваемой встык. Горьковский автозавод изготавливает карданные валы из электросварных волооченных труб (сталь 15, ГОСТ 1050-57).

Для изготовления наконечников в отечественном автостроении используют обычно сталь 40.

ПРОМЕЖУТОЧНАЯ ОПОРА КАРДАННОГО ВАЛА

Длинные карданные валы, рассчитанные по определенному крутящему моменту, могут выходить из строя из-за того, что их критические числа оборотов будут ниже допустимых. Кроме того, при длинных валах усложняется удовлетворение некоторых технических требований. Поэтому возникает необходимость или в увеличении размеров карданного вала, или в уменьшении его длины путем деления вала на две части и установки промежуточной опоры.

Промежуточные опоры устанавливают также на многоприводных автомобилях (например 6×6), когда агрегаты трансмиссии не могут быть соединены одним валом.

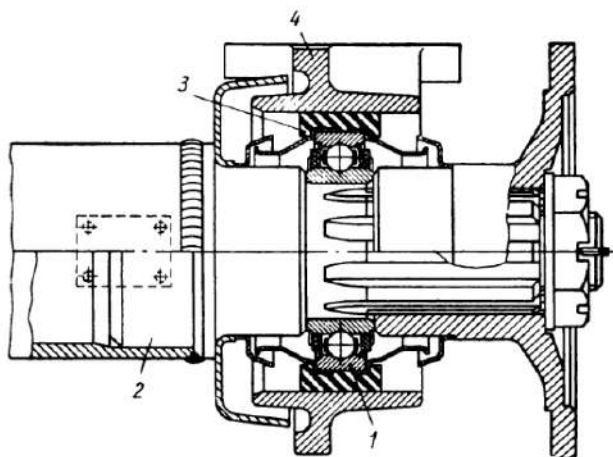
В легковых автомобилях промежуточные опоры карданных валов используют не только для уменьшения длины вала, но и для того, чтобы при его качании вал незначительно выходил или совсем не выходил за габарит рамы. Это позволяет снизить высоту выступа в полу кузова, или совсем его ликвидировать.

Кроме того, при наличии промежуточной опоры отпадает необходимость делать большие отверстия в центральной части поперечины рамы для прохода карданного вала или изгибать ее.

Для крепления опоры у двухосных автомобилей используют одну из поперечин рамы. На трехосных автомобилях промежуточную опору устанавливают или на картере первого заднего моста или на лонжероне рамы.

При установке промежуточной опоры на крестовине или поперечине рамы передний конец карданного вала соединен через кардан со вторичным валом коробки передач или с валом раздаточной коробки, а задний конец расположен в подшипнике опоры, что приводит к трехшарнирной карданной передаче. В этом случае подшипник промежуточной опоры из-за применения упругой подвески агрегатов силовой передачи должен обеспечивать незначительное угловое покачивание карданного вала, что требует при-

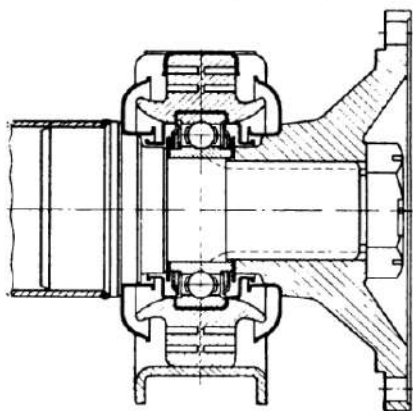
менения самоустанавливающегося подшипника. В современных конструкциях автомобилей самоустанавливающиеся шарикоподшипники заменены радиальными шарикоподшипниками в резино-



Фиг. 56. Промежуточная опора карданного вала с подшипником на упругом основании:

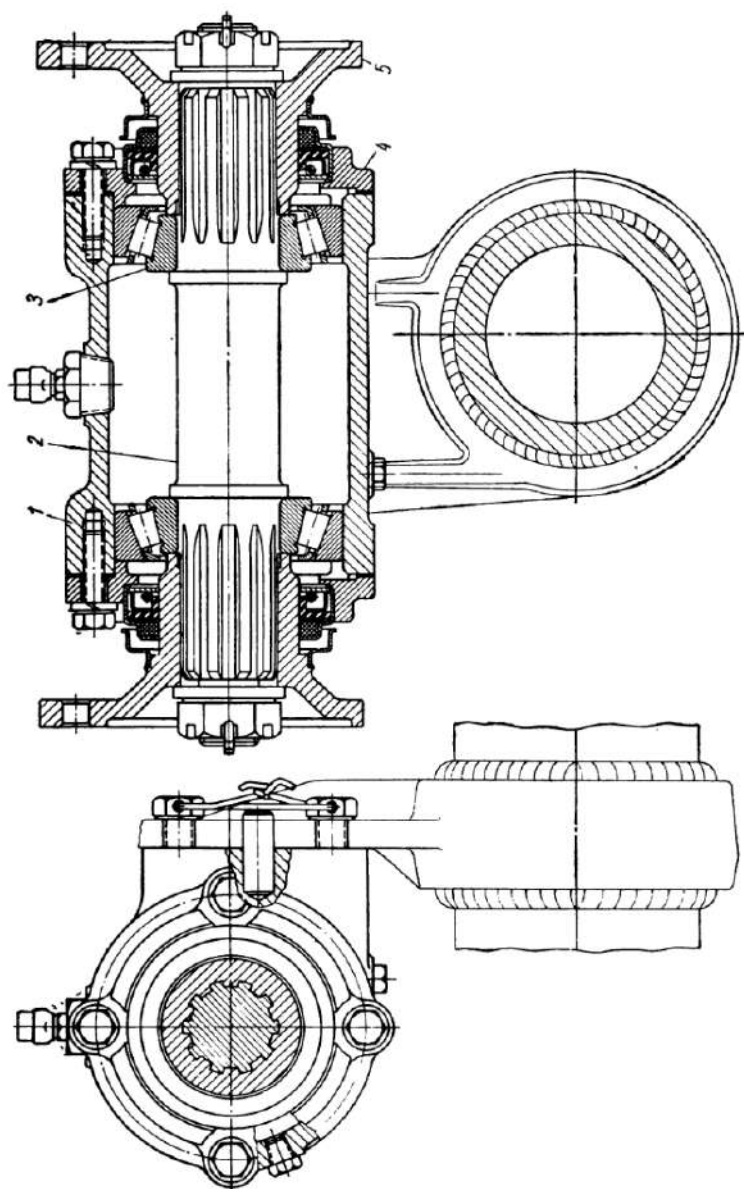
1 — шарикоподшипник; 2 — хвостовик карданного вала; 3 — резиновая обойма; 4 — кронштейн.

вых обоймах, у которых угловые перемещения вала происходят за счет упругих свойств резины (фиг. 56). Применение резиновых обойм вполне допустимо, так как они воспринимают сравнительно небольшие радиальные силы. Осевое усилие, достигающее значительной величины, передается через карданный вал и карданы или на вторичный вал коробки передач, или на вал раздаточной коробки.



Фиг. 57. Низкочастотная промежуточная опора карданного вала.

На фиг. 56 показана промежуточная опора карданного вала с одним подшипником на упругом основании. Шарикоподшипник 1 закрытого типа надет на хвостовик 2 карданного вала. Резиновая обойма 3 удерживается на подшипнике с помощью буртиков. Подшипник с резиновой обоймой в сборе монтируют в кронштейн 4 с предварительным натягом. Пылезащитное устройство состоит из ряда лабиринтовых втулок, надетых на хвостовик, вилку и на наружное кольцо шарикоподшипника.



Фиг. 58. Промежуточная опора карданного вала с двумя подшипниками:
 1 — картер; 2 — промежуточный вал; 3 — подшипник; 4 — крышка с уплотняющим устройством; 5 — фланец.

Конструкция аналогичной промежуточной опоры, но со значительно более толстым слоем резины, дана на фиг. 57. Опора гасит колебания низкой частоты.

Промежуточные опоры с двумя подшипниками (фиг. 58) устанавливают при значительных относительных перемещениях агрегатов трансмиссии, соединяемых карданным валом, или при невозможности соединить агрегаты одним валом (например для привода второго заднего моста трехосного автомобиля 6×6 (фиг. 63)).

Иногда для промежуточной опоры используют конические роликоподшипники.

Осевые силы, возникающие в шлицевых соединениях с обеих сторон опоры, достигают значительных величин и требуют надежного крепления опоры. В некоторых конструкциях такие опоры устанавливают на центрирующих штифтах.

Так как промежуточная опора находится под кузовом автомобиля, то надо обращать особое внимание на защиту подшипников от проникновения влаги и грязи.

При установке подшипника на упругом основании защитное устройство должно допускать перемещения подшипника, обеспечивать сохранность смазки и герметичность.

У промежуточных опор с двумя подшипниками используются такие же уплотнения, как у коробок передач, раздаточных коробок и т. п. механизмов.

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Принципиальные и конструктивные схемы

Под карданной передачей понимается комплекс механизмов, служащий для передачи крутящего момента без изменения его величины от одного агрегата трансмиссии к другому.

Как уже указывалось выше, карданные передачи используют в автомобилях для связи двигателя с коробкой передач при ее самостоятельной установке, для соединения коробки передач с раздаточной коробкой и последней с ведущими мостами (передними и задними), для привода ведущих колес при независимой их подвеске, для привода ведущих и управляемых колес и для привода вспомогательного или специального оборудования (лебедки, самосвальные механизмы и т. п.).

Карданная передача постоянно работает при движении автомобиля или включается временно.

Таким образом, на автомобиле может быть несколько самостоятельных карданных передач, работающих при различных нагрузочных режимах и эксплуатационных условиях. Поэтому невозможно установить единые требования для всех карданных передач.

Общие требования, которые можно распространить на все карданные передачи, следующие: синхронность вращения валов агрегатов, связанных карданной передачей (если это необходимо

по условиям работы); обеспечение минимально возможных углов между валами с тем, чтобы иметь максимальный к. п. д.; рациональная унификация карданов и отдельных деталей (фланцев, вилок и т. п.); обеспечение минимального момента инерции, минимального дисбаланса (статическая и динамическая уравновешенность передачи) и определенной податливости; возможность установки карданной передачи без демонтажа или частичной разборки смежных агрегатов; легкость смазки и обслуживания.

Конструкция карданной передачи определяется используемыми для ее компоновки механизмами (карданами, карданными валами и промежуточными опорами). Так как конструкции этих механизмов были рассмотрены выше, поэтому ограничимся только рассмотрением наиболее типовых схем и конструкций карданных передач.

Имеются две принципиальные схемы карданных передач. Применение той или другой схемы зависит от принятого способа передачи толкающих и скручивающих усилий от ведущего моста на раму или несущий кузов автомобиля. При передаче усилий с помощью реактивных труб или штанги обычно устанавливают один кардан (фиг. 59, а). Если эти усилия воспринимаются деталями подвески или реактивными штангами, длина которых значительно меньше длины карданного вала, то требуется установка двух карданов (фиг. 59, б). При этом в связи с тем, что расстояние между центрами карданов во время движения автомобиля изменяется, должна быть предусмотрена возможность определенных осевых перемещений. Это достигается использованием универсального кардана или карданного вала с осевой компенсацией в виде подвижного шлицевого соединения.

Для этих карданных передач обычно применяют карданы 1 и 2 с крестовиной (фиг. 59, б).

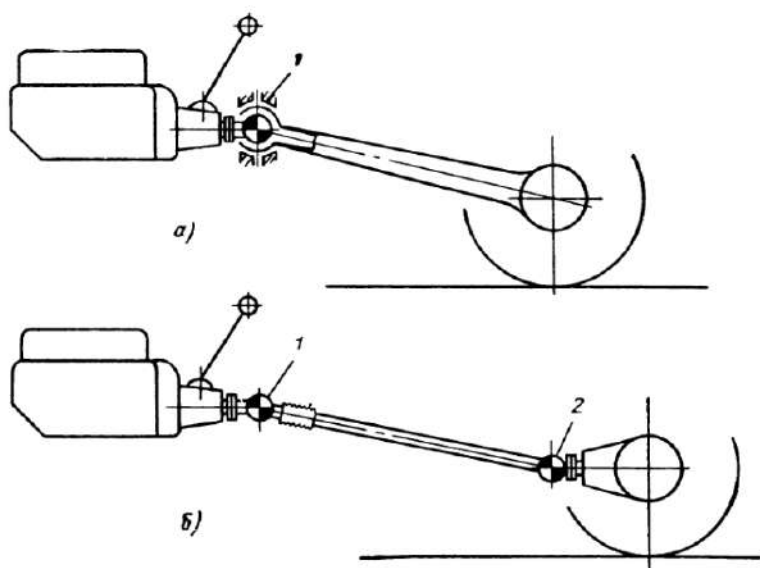
При длинных валах или при невозможности установить вал по одному направлению используют промежуточные опоры, позволяющие один карданный вал заменить двумя карданными валами.

Кроме того, промежуточная опора может быть использована для изменения габаритов отклонений карданного вала.

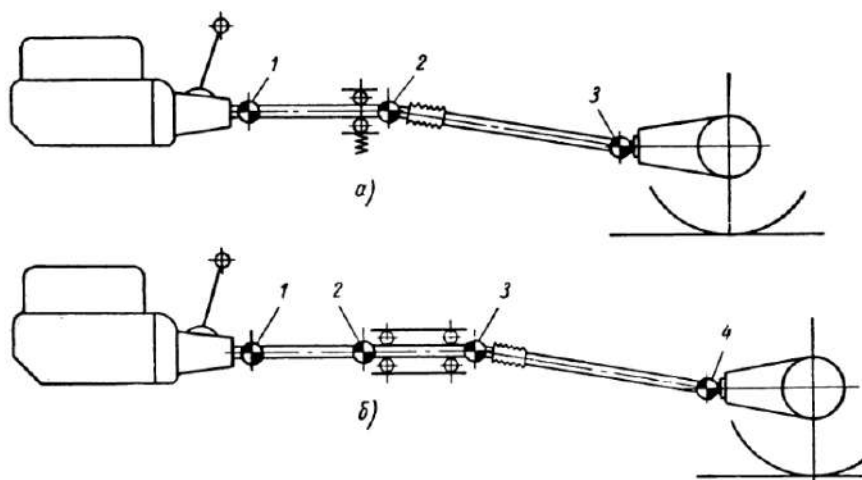
Установка промежуточной опоры требует увеличения числа карданов. На фиг. 60 приведены две схемы карданных передач с промежуточными опорами. На фиг. 60, а показана карданная передача с промежуточной опорой и тремя карданами. Установка трех карданов в данном случае возможна, так как валы расположены в одной плоскости, а подшипник промежуточной опоры, установленный на упругом основании, допускает некоторые смещения вала.

На фиг. 60, б показана схема карданной передачи с промежуточной опорой, вал которой расположен на двух подшипниках. В этом случае промежуточный карданный вал должен иметь два кардана.

Кардан 1 (фиг. 60, а), работающий при малых углах между валами, может по конструкции отличаться от карданов 2 и 3



Фиг. 59. Схема карданной передачи двухосного автомобиля с одной ведущей осью.

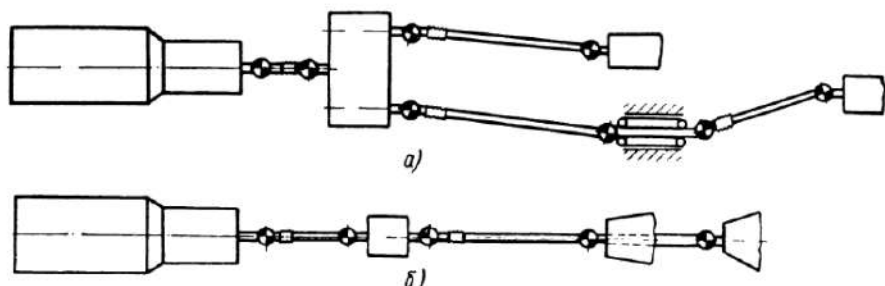


Фиг. 60. Схема карданной передачи с промежуточной опорой:
1—4 — карданы.

Например, он может быть сделан с упругим диском, тогда как карданы 2 и 3 ставят обычно с крестовиной.

При схеме карданной передачи, показанной на фиг. 60, б, карданы 1 и 2 по указанным выше соображениям могут отличаться по конструкции от карданов 3 и 4, которые обычно ставят с крестовиной.

Использование в схемах (фиг. 60) двух различных конструктивных типов карданов объясняется не только тем, что стоимость карданов, работающих при меньших углах между валами, несколько ниже, но и потому, что в этом случае могут быть использованы карданы с упругими элементами.



Фиг. 61. Схема трансмиссии трехосного автомобиля с двумя ведущими осями.

У многоприводных автомобилей (4×4 , 6×4 , 6×6 и т. п.) схема карданной передачи значительно усложняется не только вследствие общего увеличения числа ведущих осей, но и из-за необходимости обеспечения в приводе ведущих и управляемых колес синхронности их вращения.

На фиг. 61 приведены схемы трансмиссий автомобилей (6×4). На фиг. 61, а показана схема трансмиссии с индивидуальным приводом каждого заднего моста, а на фиг. 61, б — со сквозным приводом мостов.

Хотя первая схема получается более сложной (большее число карданов и наличие промежуточной опоры), но она имеет некоторые преимущества; при неисправности одной из карданных передач ведущего моста работа другого моста не нарушается, карданные передачи передают примерно одинаковые крутящие моменты.

На фиг. 62 показана схема установки карданных передач в трансмиссии автомобиля ЯАЗ-210Г (6×4).

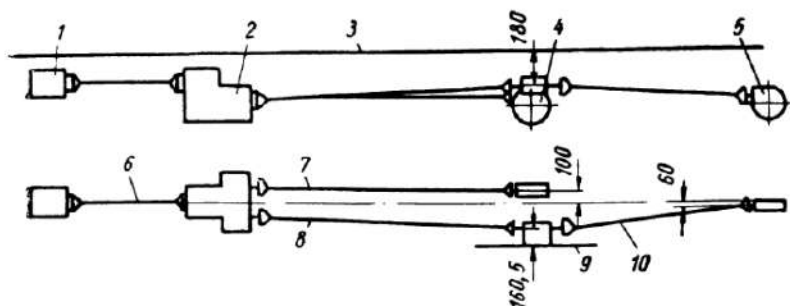
У автомобилей со всеми ведущими осями (4×4 и 6×6) устанавливают еще карданные передачи для привода передней оси (от раздаточной коробки к главной передаче передней оси) и для привода ведущих и управляемых колес (фиг. 63).

Передачи для привода передних осей принципиально не отличаются от карданных передач для привода задних осей.

На фиг. 63 показана установка карданных передач в трансмиссии трехосного автомобиля со всеми ведущими осями (6×6).

Для ведущей, но не управляемой оси при независимой подвеске также приходится использовать карданный привод колес. Принципиальная схема такого привода показана на фиг. 64. При этом картер главной передачи закреплен на поперечине рамы.

Карданные передачи для привода ведущих и управляемых колес должны обеспечивать синхронность вращения колес при



Фиг. 62. Схема установки карданных передач в трансмиссии автомобиля ЯАЗ-210Г:

1 — коробка передач; 2 — раздаточная коробка; 3 — верхняя полка лонжерона; 4 — средний мост; 5 — задний мост; 6 — основной промежуточный вал; 7 — вал среднего моста; 8 — промежуточный вал заднего моста; 9 — полка лонжерона; 10 — вал заднего моста.

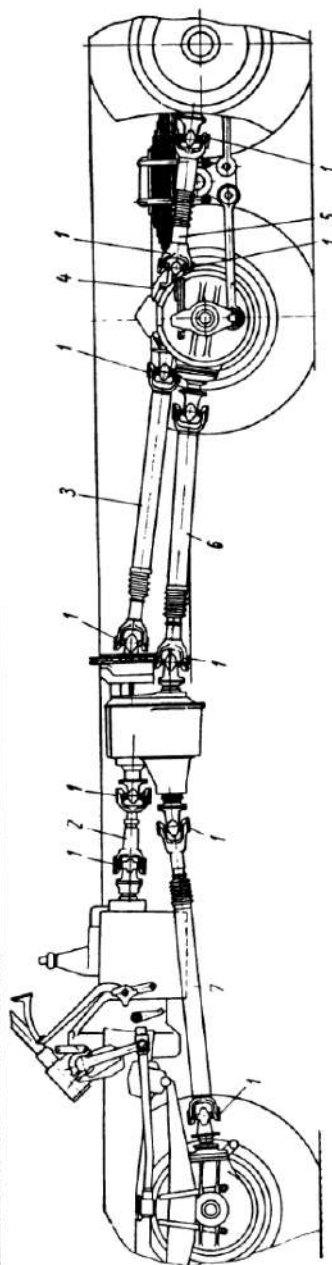
больших их угловых отклонениях. Принципиальные схемы этих передач зависят также от типа подвески колес ведущей оси. При зависимой подвеске колес достаточно одного синхронного кардана (сдвоенного или специального) между колесом и главной передачей, а при независимой подвеске необходимо иметь два кардана.

Способ установки сдвоенного кардана в приводе передней оси зависит от общей конструкции привода и тех кинематических связей, которые существуют между отдельными деталями и механизмами всего агрегата.

Для неразрезных осей при зависимой подвеске колес, когда отклонения карданного вала, связанного со ступицей колеса, происходят в горизонтальной плоскости, каждый карданный вал должен быть установлен при отсутствии центрирующего устройства в кардане на двух опорах (фиг. 65, а). Ось шкворня пересекает при этом ось валов в точке А, смещенной на величину y относительно центра кардана.

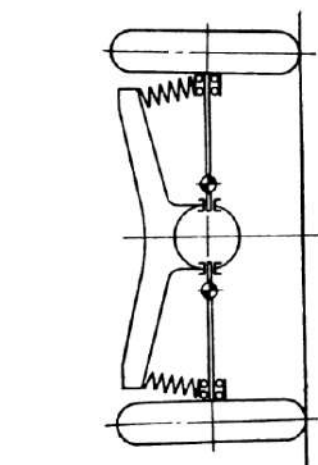
При наличии центрирующего устройства в кардане на двух опорах устанавливают только вал, связанный со ступицей колеса (фиг. 65, б).

Ось шкворня пересекает ось валов так же, как было указано выше, причем в этой же точке А должен лежать центр О центрирующего устройства.

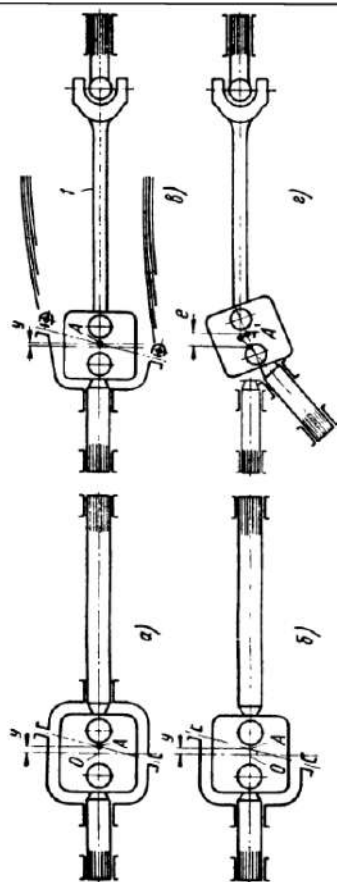


Фиг. 63. Карданные передачи трехосного автомобиля со всеми ведущими осями:

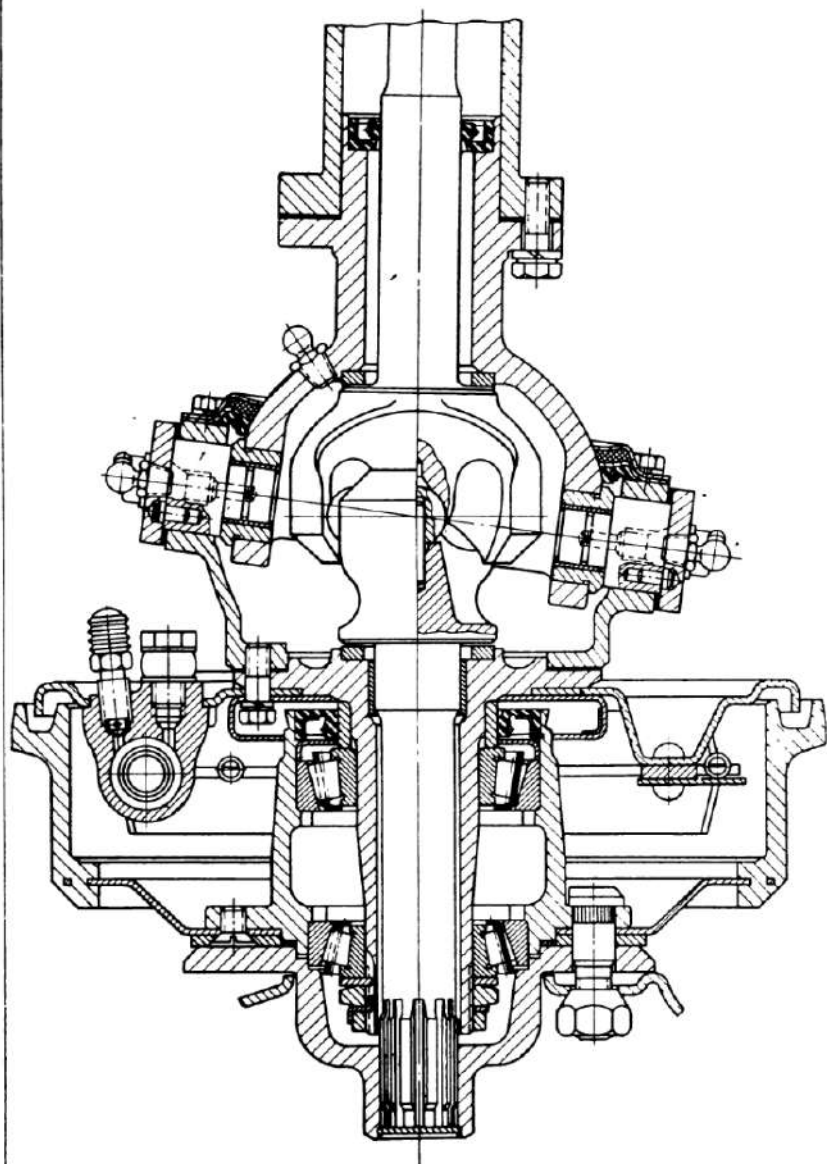
1 — карданы; 2 — передача от коробки передач к раздаточной коробке; 3 — передача от раздаточной коробки к промежуточной опоре; 4 — промежуточная опора; 6 — передача от промежуточной опоры к заднему мосту; 6 — передача от раздаточной коробки к среднему мосту; 7 — передача от раздаточной коробки к переднему мосту.



Фиг. 64. Схема карданной передачи для привода колес при независимой подвеске.



Фиг. 65. Установка двойного кардана в приводе передней оси.



Фиг. 66. Ведущая передняя ось с шариковыми карданами.

При разрезной оси схема привода колес меняется, так как вал *I* сдвоенного кардана (фиг. 65, в) из-за прогиба упругого элемента подвески будет перемещаться в вертикальной плоскости. Такое перемещение потребует установки со стороны дифференциала еще одного асинхронного кардана. На фиг. 65, в представлена схема привода оси с независимой подвеской ведущих и управляемых колес на двух поперечных полуэллиптических рессорах. Для такой схемы привода должны быть использованы карданы только с центрирующим устройством в кардане.

Как видно из фиг. 65; в две опоры установлены на карданном валу, связанном со ступицей. Ось шкворня проходит также через точку А.

В том случае, если центр центрирующего устройства смещен на величину *e* относительно точки А (фиг. 65, г), для получения синхронности карданный вал со стороны дифференциала должен быть расположен под небольшим углом. Величина смещения *e* не должна превышать половины расстояния между осью шипа крестовины и центром кардана.

Необходимое при сдвоенных карданах осевое перемещение одного из карданных валов обычно обеспечивается валом дифференциала, однако для схемы, приведенной на фиг. 65, а осевые перемещения может совершать вал колеса при зафиксированном от осевых перемещений вале дифференциала.

Во избежание поворота карданов на максимальный угол, допустимый конструкцией (поворот до упора), необходимо ограничивать поворот колес так, чтобы угол их поворота на 2—3° был меньше максимального угла поворота кардана.

Установка в приводе передних осей специальных конструкций сдвоенных карданов также зависит от типа подвески. При зависимой подвеске колес достаточно иметь по одному кардану в приводе каждого колеса, а при независимой — по два кардана.

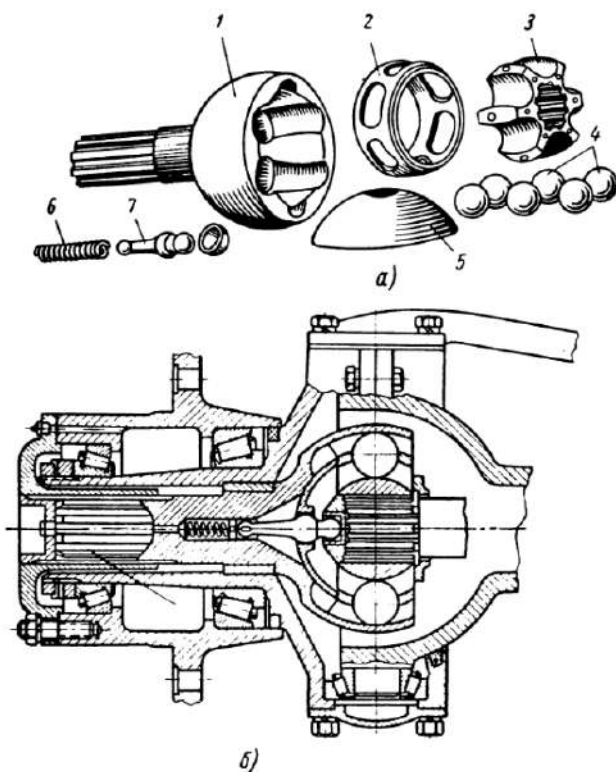
Привод колеса при независимой подвеске осуществляется с использованием двух сухарных карданов тракта, помещенных в сферические чашки, содержащие смазку. Наружная вилка кардана имеет на конце шлицы, на которые монтируют фланец, прикрепленный к ступице. Крутящий момент передается через шлицы и фланец на ступицу. От осевых перемещений вилку удерживает центральный болт.

Внутренние вилки установлены в подшипниках, размещенных в гнездах чашек. Левую вилку удерживает от осевых перемещений центральный болт, а правую — подшипник, внутреннее кольцо которого зафиксировано на вилке. Для осевых перемещений на правой вилке предусмотрены шлицы.

Конструкция передней оси с зависимой подвеской колес, привод которых осуществляется двумя шариковыми карданами (по одному кардану на колесо), показана на фиг. 66. Крутящий момент передается на ступицу колеса с помощью фланца, установленного

на шлицах на наружнойвилке и прикрепленного к ступице болтами. Вилка опирается на втулку.

На конце вала внутреннейвилки имеются шлицы, на которые надета полуосевая шестерня. Кардан заключен в сферическую чашку, служащую резервуаром для смазки. Осевые усилия вилок



Фиг. 67. Ведущая передняя ось с шариковыми карданами и делительным механизмом:

1 — корпус; 2 — обойма; 3 — звездочка; 4 — шарики; 5 — сферическая чашка; 6 — пружина; 7 — рычажок.

воспринимаются упорными шайбами и передаются на половинки сферических чашек.

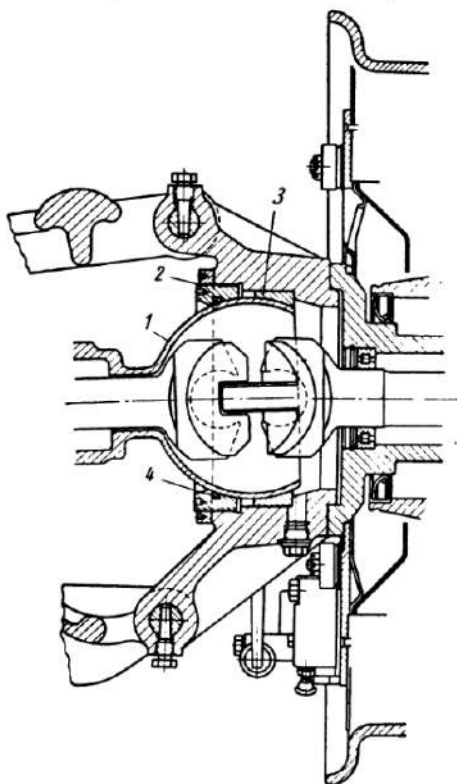
На фиг. 67, б показан привод колеса передней ведущей оси с зависимой подвеской колес, в котором использованы шариковые карданы и делительный механизм. Кардан помещен в сферической чашке 5 (фиг. 67, а). На шлицевой конец наружнойвилки надета втулка с фланцем, которая прикреплена к ступице колеса.

Уплотняющие устройства. Карданы, используемые обычно для привода ведущих осей, размещены или в общем картере, образующем балку оси, или в отдельном картере.

На фиг. 68 показана установка сухарного кардана в ведущей и управляемой оси автомобиля. Чулок картера заканчивается шаровой чашкой 1, которая является опорой для колеса. Шаровая чашка центрируется по шаровой гайке 2 и шаровому кольцу 3. Уплотнение обеспечивается кольцом 4, заложенным в кольцевую канавку гайки 2.

Уплотнение с резиновой манжетой и войлочным пылезащитным кольцом, примененное на ведущей и управляемой оси с шариковыми карданами, показано на фиг. 66. Во избежание утечки смазки из шаровой полости на полуоси установлено уплотнение с резиновой манжетой. Пополнение смазки происходит через пресс-масленку.

В приводе ведущей оси с независимой подвеской колес использованы резиновые манжеты, допускающие большие углы качания полуосей. Пылезащитное устройство применено общепринятого типа. Так как карданы размещены внутри картера главной передачи, то они смазываются так же, как и прочие ее детали.



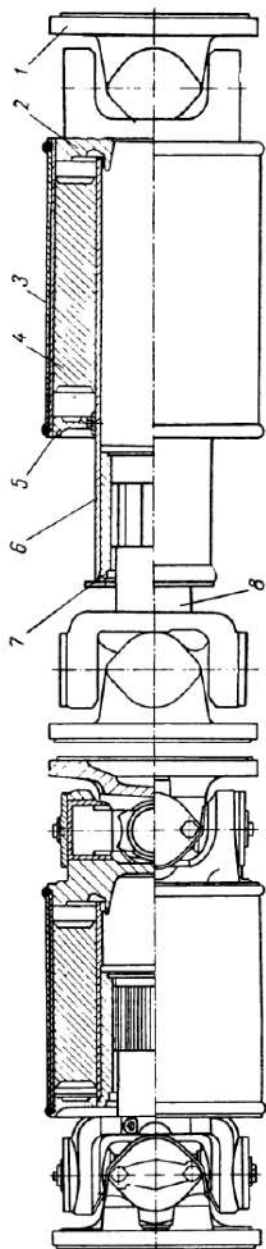
Фиг. 68. Сухарный кардан.

Гашение крутильных колебаний

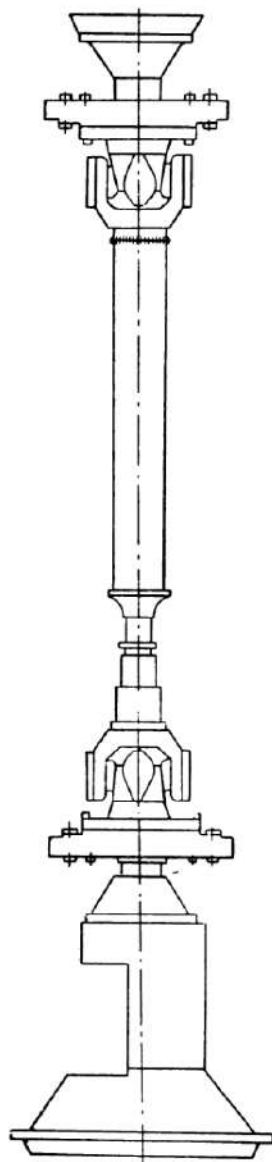
Для устранения вредных влияний крутильных колебаний в трансмиссиях автомобилей в последнее время на карданных передачах стали устанавливать упругие муфты и гасители колебаний.

Как известно, резонансные явления при крутильных колебаниях приводят к повышенным ударным действиям между деталями трансмиссии, сопровождающимися стуками и шумом, а в некоторых случаях и к поломке отдельных деталей. Поэтому необходимо, чтобы резонансные явления не возникали в диапазоне рабочего режима трансмиссии.

Конструкция карданной передачи с упругой муфтой фирмы Дана-Спайсер приведена на фиг. 69. Такие муфты используются в коротких и жестких карданных валах, например между двигателем и коробкой передач, или в автомобилях специального назначения.

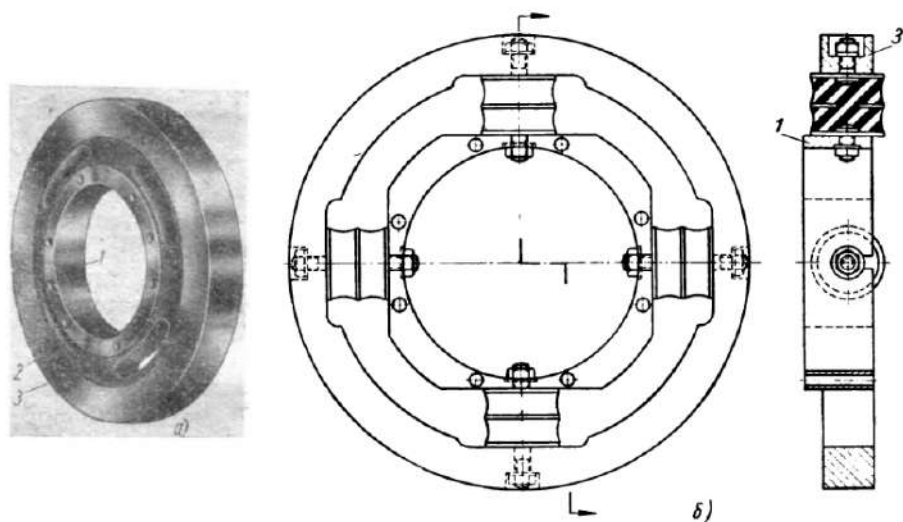


Фиг. 69. Карданная передача с упругой муфтой.



Фиг. 70. Карданная передача с двумя гасителями колебаний инерционного типа.

Как видно из фиг. 69, упругая муфта применена на карданной передаче с двумя карданами с крестовиной. Вилка 1, имеющая фланец, присоединяется к коробке передач или раздаточной коробке. К вилке 2 приварена труба 3, образующая наружную обойму муфты. С торца наружная труба закрыта защитным диском 5. Внутренняя труба 6, являющаяся второй обоймой муфты, приварена к шлицевой втулке 7. Между трубами с предварительным натягом вмонтирован упругий элемент 4 из резины. Хвостовик 8 со шлицами входит во втулку, обеспечивая тем



Фиг. 71. Гасители колебаний инерционного типа.

самым осевые перемещения. При передаче крутящего момента резиновый элемент, обладающий определенной упругостью и внутренним трением, служит гасителем крутильных колебаний.

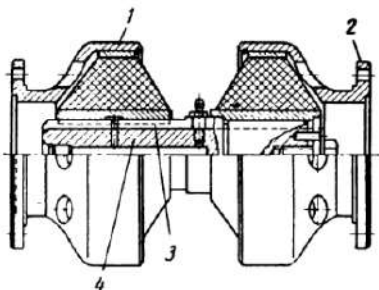
При применении таких карданных передач не только успешно решается вопрос о гашении крутильных колебаний, но и увеличивается межремонтный пробег агрегатов трансмиссии.

Кроме этого, для гашения крутильных колебаний в трансмиссии применяют инерционный гаситель колебаний, устанавливаемый на карданной передаче. Такой гаситель колебаний фирмы Металастик для легковых автомобилей монтируется на фланцы вилок со стороны агрегатов трансмиссии. На фиг. 70 показана установка двух инерционных гасителей колебаний на карданной передаче между коробкой передач и главной передачей.

Гаситель колебаний (фиг. 71, а) состоит из внутреннего кольца 1 с отверстиями для болтов или шпилек, резинового кольца 2 с продолговатыми отверстиями, вследствие чего между внутренним и наружным слоем резины образуются связывающие их перемычки, и массивного наружного кольца 3, обладающего

соответствующим моментом инерции (гасители колебаний такого типа применяются в двигателях). Резиновое кольцо привулканизировано к металлическим кольцам по наружной и внутренней поверхностям.

Гаситель колебаний другого конструктивного типа приведен на фиг. 71, б. Он отличается от гасителя предыдущего типа тем, что упругий элемент выполнен в виде отдельных стандартных блоков, которые прикреплены болтами к наружному 3 и внутреннему 1 кольцу.



Фиг. 72. Карданный вал с двумя упругими муфтами.

Продолговатые пазы, прорезанные для болтов внутреннего кольца, обеспечивают монтаж последнего без снятия блоков.

Необходимый предварительный натяг блоков получается за счет разности между высотой блоков и расстоянием между их опорными площадками на кольцах.

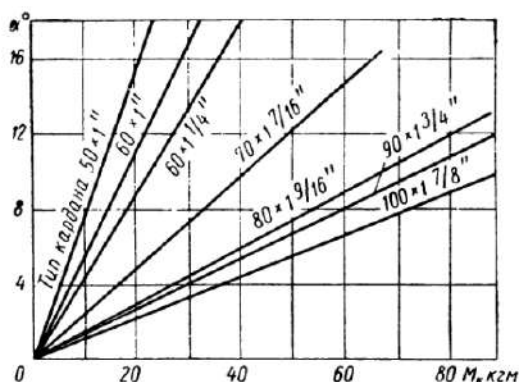
Фирма GWB поставляет карданные валы с двумя упругими муфтами (фиг. 72), которые рекомендуется применять при наличии значительной степени неравномерности возмущающих крутящих моментов (например на стендах для испытания двигателей внутреннего сгорания, для привода нагнетателей, компрессоров и т. п.). По конструкции упругий элемент подобен сайлентблоку (фиг. 72). Элементы запрессованы в чашки 1 с фланцами 2, которыми они прикреплены к соответствующим фланцам выходных валов. Одна из внутренних обойм 3 упругого элемента имеет шлицы, что позволяет устанавливать муфту на шлицевой конец 4 вала. Данные по карданным валам с упругими муфтами GWB приведены в табл. 26, а рекомендации по подбору валов в разделе «Проектирование и расчет карданной передачи».

Конструктивные данные по карданным передачам

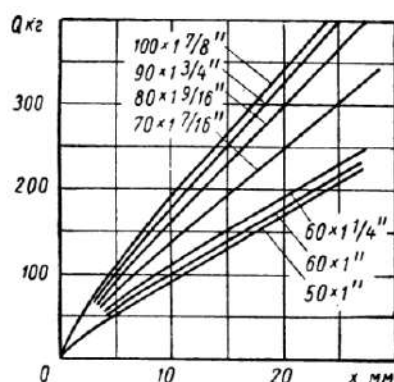
В настоящем разделе приведены основные конструктивные данные по некоторым отдельным элементам полукарданов и карданов и по карданным передачам в целом. (Размеры даны только для справок, так как при переводе из дюймовых размеров в метрические они были округлены).

Материалы по карданным передачам с полукарданами (табл. 3—7) включают: данные по упругим дискам, по звеньям для звенчатых полукарданов и по карданным передачам с резиновыми втулками, изготавливаемыми фирмами Боге и Лайроб. По последним передачам, кроме табличных данных, приведены графики (фиг. 73 и 74) зависимости между углом закручивания и крутящим моментом и между осевым перемещением и осевой нагруз-

кой для двух полукарданов с четырьмя втулками на каждом (полукардан собран из двух последовательных групп).



Фиг. 73. Зависимость угла закручивания от крутящего момента для полукарданов Лайроб.



Фиг. 74. Зависимость между осевым перемещением и осевой нагрузкой для полукарданов фирмы Лайроб.

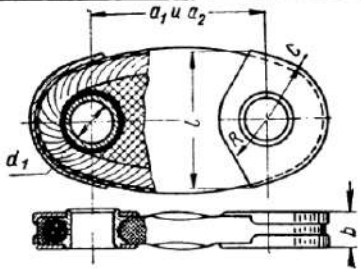
Данные по резиновым дискам с металлическим тросом для трехлапчатых вилок фирмы Юрид

Таблица 3

Крутящий момент в кгс·м	Диаметр диска в мм		Толщина диска в мм	Расстояние между центрами отверстий (по хорде) S в мм	Диаметр рас- положения болтов D ₁ в мм	Диаметр отверстия под болт d ₁ в мм
	наружный D	внутренний d				
1800	129	34	22	45	90	10
3500	145	36	26	50	100	12
7000	171	48	30	60	120	16
10 500	192	62	33	70	140	18
14 000	221	70	33	80	160	20
21 000	240	87	37	90	180	22
29 000	268	93	37	100	200	24
40 000	268	95	37	110	220	24
60 000	365	115	42	130	260	40

Таблица 4

Данные по звеньям для звенчатых полукарданов фирмы Юрид

							
Тип звена	Размеры в мм						
	a_1^*	a_2^{**}	b	c	R (не более)	l	d_1
I	44,7	45	11	17	14	40	10
II	49,6	50	13	20	16	46	12
III	59,5	60	15	23,5	18	52	16
IIIa	69,4	70	16,5	25,5	19	60	18
IV	79,4	80	16,5	27,5	21	66	20
IVa	89,3	90	18,5	28,5	22	70	22
V	99,3	100	18,5	31,5	24	76	24
VII	119,2	120	22	38	25	94	30
VIII	129,0	130	25,5	38	27	99	34

* a_1 — в свободном состоянии.
 ** a_2 — под нагрузкой.

Примечание. Нагрузки на звенья могут быть определены из данных табл. 5.

Таблица 5

Данные по звенчатым полукарданам фирмы Юрид, состоящим из шести звеньев и двух трехлапчатых вилок (см. фиг. 8, б)

Тип звена	Максимально-допустимый крутящий момент в кгм	Диаметр в мм			Ширина бо- бышки вилки в мм
		Расположения отверстий	Наружный ¹⁾	Внутренний ²⁾	
I	11,7	90	124	34	22
II	25,8	100	140	36	26
III	56,2	120	167	48	30
IIIa	90	140	191	62	33
IV	114,45	160	215	70	33
IVa	180	180	237	87	37
V	250,65	200	263	93	37
VII	400	240	316	108	50
VIII	550	260	338	128	54

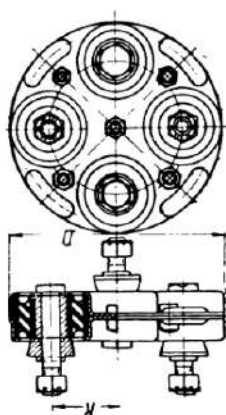
1) Диаметр описанной окружности, касательной к наружным элементам звена.
 2) Диаметр вписанной окружности, касательной к внутренним элементам звена.

Данные по полукарданам с четырьмя резиновыми втулками фирмы Боге

Обозначение размера полукардана	Крутящий момент в кгс·м		Максимальный диаметр обоймы D в мм	Диаметр отверстия вилки d в мм	Длина полукардана L в мм
	нормальный	повышенный*			
К 25-2/4	140	280	63,5	10-16	59
К 30-2/4	210	420	77	10-26	71
К 35-2/4	340	680	89	10-28	77
К 40-2/4	520	1040	100	19-30	104
К 50-2/4	1050	2100	132	24-42	118
К 60-2/4	1540	3080	153	24-46	155
К 65-2/4	2800	5600	167	36-54	166
К 70-2/4	3320	6640	178	40-60	179
К 80-2/4	4750	9500	204	40-60	203
К 90-2/4	6780	13560	228	45-72	248

* Повышенный крутящий момент допускается при равномерном вращении (без пульсирующих нагрузок).

Данные по полукарданам фирмы Лайроб с резиновыми втулками
(с четырьмя втулками, последовательное включение двух групп)



Обозначение размера полукардана	Крутящий момент в кгс·м		Передаваемая мощность при 100 об/мин* в л. с.	Максимальный диаметр обоймы D в мм	Размеры втулки в мм		Радиус R расположения болтов в мм
	нормальный	повышенный			наружный диаметр	длина	
50×1"	2300	2860	3,16	128	20,2	25,4	40,5
60×1"	3060	3840	4,23	152	23,0	25,4	48,4
60×1 1/4"	3840	4800	5,30	152	23,0	31,8	48,4
65×3/8"	6070	7600	8,37	168	32,5	31,8	52,4
70×7/16"	7500	9350	10,32	178	33,3	36,5	52,4
80×1 1/16"	11 100	13 900	15,31	203	39,7	39,7	62,7
90×15/16"	15 700	19 500	21,63	228	44,5	44,5	70,6
100×1 1/8"	19 300	24 200	26,65	254	46,0	47,6	78,6
120×1 1/8"	25 700	32 100	35,45	280	54,0	54,0	78,6

* Мощность соответствует нормальному значению крутящего момента.

Данные по карданным передачам с карданами с крестовиной на игольчатых подшипниках фирм GWB, Фаббри и Клейн приведены в табл. 8—20.

Кроме того, по этим передачам приведены сведения о фланцах карданов и даны их присоединительные размеры.

Сведения по синхронным карданным передачам и карданам помещены в табл. 21 и 22.

В табл. 21 приведены основные данные по карданам Вейс, изготовляемым по заказу различных автомобильных фирм, с учетом конструктивных особенностей ведущих мостов. Поэтому из приведенных в табл. 21 размеров только размеры A и B являются стандартными. Размеры шлицевых соединений и минимальный диаметр вала D_1 позволяют судить о соотношениях, которые существуют между ними и передаемым максимальным крутящим моментом. Что касается размеров C_1 и C_2 , то они не всегда равны между собою.

Данные по карданным валам с упругими муфтами приведены в табл. 23 и 24.

Для присоединения карданной передачи с крестовиной к соответствующим агрегатам трансмиссии используют обычно втулки с фланцами, устанавливаемые на шлицевые или шпоночные валы механизмов трансмиссии.

Данные по присоединительным размерам карданных передач фирмы GWB приведены в табл. 12.

Фирма GWB рекомендует при изготовлении втулок с фланцами придерживаться следующих допусков по DIN.

Диаметр посадочного буртика d_n (фиг. 75) изготовлять по шестому классу точности (посадка $h6$) для карданных передач, у которых число оборотов $n \geq 3000$ в минуту, и по седьмому классу точности (посадка $h7$), если число оборотов карданной передачи ниже 3000 в минуту.

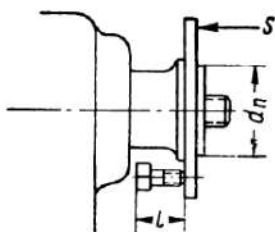
Радиальное биение (фиг. 75) диаметра d_n должно быть не более 0,04 мм.

Торцовое биение фланца (фиг. 75) на диаметре, близком к максимальному (отмечено стрелкой S), должно быть не более 0,04 мм.

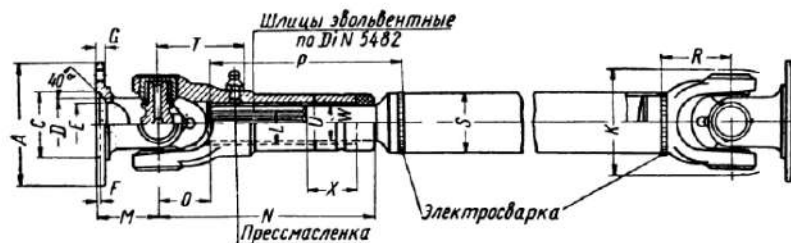
Диаметр расположения отверстий выдерживать с допуском $\pm 0,1$ мм.

Диаметр отверстий под болты (применение прецизионных болтов не рекомендуется) делать по двенадцатому классу точности (посадка $S12$). Шаг по дуге окружности расположения болтов выдерживать с допуском $\pm 0,05$ мм.

При определении длины карданной передачи необходимо учитывать наиболее распространенный случай монтажа, когда болты



Фиг. 75. Присоединительные размеры втулок фирмы GWB.



Типоразмер карданной передачи ¹⁾	Максимальный допустимый крутящий момент в кгм	Разрушающее значение крутящего момента в кгм	Момент инерции при длине карданной передачи L = 1000 мм в кгсмсек ²	Вес карданной передачи при длине L = 1000 мм в кг	Размеры трубы в мм	Максимальное перемещение вала по шлицам в мм	Размеры				
							A	B ²⁾	C	D	E
173/1	1350	4000	—	1,9	28×1,5	22	58	47	30	24	18
173/2	2250	6800	—	2,6	32×1,5	28	65	52	35	28	22
173/3	4000	12000	—	3,7	40×1,5	35	75	62	42	35	27
187/0	6300	20000	0,031	6,2	—	40	90	74,5	47	46	36
187/1	11200	36000	0,051	8	—	50	100	84	57	56	40
187/2	20000	65000	0,121	13,2	—	60	120	101,5	75	65	45
187/3	35500	112000	0,347	22	—	80	150	130	90	75	60
187/4	63000	195000	0,755	35	—	100	180	155,5	110	90	70
287/0	7550	23000	0,031	6,3	—	40	90	74,5	47	46	36
287/1	13500	42000	0,053	8,3	—	50	100	84	57	56	40
287/2	24000	76000	0,134	14	—	60	120	101,5	75	65	45
287/3	42500	132000	0,368	23	—	80	150	130	90	75	60
287/4	75000	230000	0,784	36,5	—	100	180	155,5	110	90	70

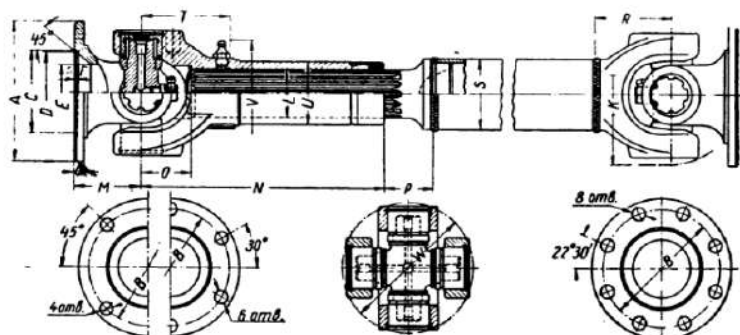
¹⁾ В числителе указан тип карданной передачи, а в знаменателе — ее размер.

²⁾ Диаметр расположения отверстий под болты на фланце.

³⁾ Диаметр отверстия под болт.

⁴⁾ Число отверстий во фланце под болты.

⁵⁾ Диаметр шейки, типоразмер 173/3 имеет сквозные шлицы.



в мм

F	G	H ²⁾	J ¹⁾	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	V	W ¹⁾
1,5+0,2	3,5	5	4	50	18×15	29	94	26	82	32	28	38	25	—	14
1,7+0,2	4	6	4	56	22×19	32	112	27	100	36	32	45	30	—	18
2+0,2	5,5	6	6	70	25×22	39	135	35	134	45	40	51	34	—	—
2,5	6	8	4	88	1 1/4"	40	140	33	46	50	50	59	40	74	81
2,5	7	8	6	97	1 3/8"	48	160	36	37	55	50	65	43	76	93
2,5	7	8	8	116	1 3/4"	56	205	40	45	65	60	75	56	86	110
2,5	9	10	8	148	2"	65	230	38	53	75	70	82	65	94	140
2,5	10	12	8	176	2 1/2"	75	270	40	51	90	90	102	80	106	170
2,5	6	8	4	88	32	40	140	33	38	50	50	59	40	74	81
2,5	7	8	6	97	35	48	175	36	36	55	50	65	45	76	93
2,5	8	10	8	116	45	56	205	40	47	70	70	75	56	86	110
3	9	12	8	148	52	65	230	38	53	80	80	82	65	94	140
3	12	14	8	176	65	78	275	48	46	90	100	102	80	110	170

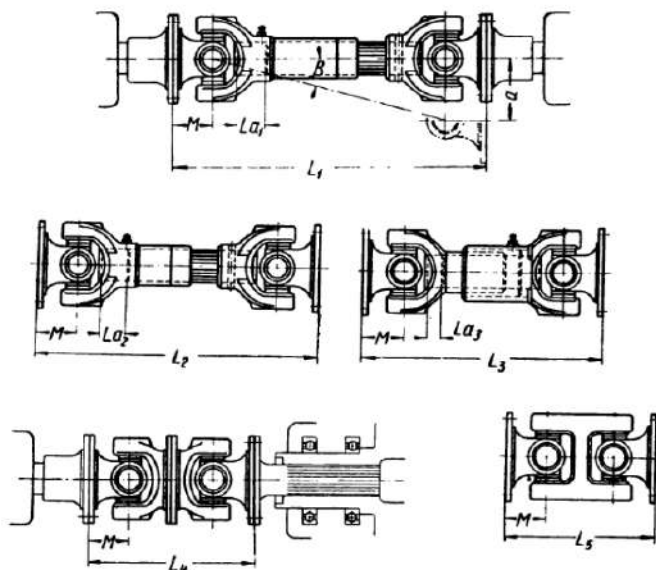
Примечания: 1. Карданные передачи типа 173 используются для автомобилей малой мощности, мотоциклов и для отбора мощности.

2. Данные для карданных передач типа 173 действительны при углах наклона валов не более 15°. При углах наклона валов 15—30° указанные в таблице величины должны быть снижены на 20%. Максимальный угол наклона валов $\gamma = 30^\circ$.

Для карданных передач типа 187 и 287 максимальный угол наклона валов $\gamma = 15^\circ$. Возможно увеличение угла γ до 20°.

Таблица 5

Данные по карданным передачам малой длины фирмы GWB



Тип карданной передачи	M	Длина в мм		Вес в кг	Длина в мм		Вес в кг	Длина в мм		Вес в кг	Длина в мм	Вес в кг	Длина в мм	Вес в кг	Угол наклона в °	γ _{max}
		L ₁	L _{a1} *	G ₁	L ₂	L _{a2} *	G ₂	L ₃	L _{a3} *	G ₃	L ₄	G ₄	L ₅	G ₅		
173/1	29	195	22	1,7	—	—	—	—	—	—	116	1,15	100	0,95	30	
173/2	32	220	28	1,95	—	—	—	—	—	—	128	1,4	120	1,2	30	
173/3	39	270	35	2,8	250	20	2,5	—	—	—	156	1,7	140	1,6	30	
187/0	40	285	40	4,5	265	20	4,0	240	15	3,8	160	3,5	135	3,0	15	
187/1	48	320	45	5,5	290	20	5,0	265	20	4,7	192	4,5	160	3,5	15	
187/2	56	400	65	10,0	365	30	9,0	325	20	8,5	224	7,5	200	6,0	15	
187/3	65	445	80	20,5	400	35	18,5	360	25	17,5	260	13,5	225	11,0	15	
187/4	75	530	100	28,5	480	50	25,5	440	30	24,5	300	22,5	260	17,5	15	
287/0	40	285	40	4,5	265	20	4,0	240	20	3,8	160	3,5	135	3,0	15	
287/1	48	335	55	5,5	300	25	5,0	280	20	4,7	192	4,5	160	3,5	15	
287/2	56	400	65	10,0	365	30	9,0	325	20	8,5	224	7,5	200	6,0	15	
287/3	65	445	80	20,5	400	35	18,5	360	30	17,5	260	13,5	225	11,0	15	
287/4	78	530	100	28,5	480	50	25,5	440	30	24,5	312	22,5	266	18,0	15	

* Размеры L_{a1} ; L_{a2} и L_{a3} — максимальные перемещения вала по шлицам.

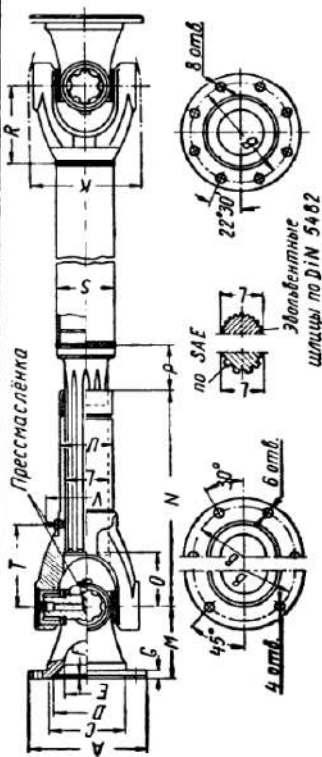
Примечания: 1. Другие технические данные и размеры см. в табл. 8.

2. Для размеров 4 (см. спуску 1 к табл. 8) при необходимости осевое смещение делается вне карданной передачи.

3. Максимальная длина карданной передачи для размеров 1,2 и 3 (см. спуску 1 к табл. 8) равна $L + L_a$.4. Размер a — максимальное смещение оси, определяется из выражения $a = (L_1 - 2M) \operatorname{tg} \gamma$.

Таблица 10

Данные по карданным передачам для больших углов между валами (до 35°)



Типораз- мер кардан- ной пере- дачи	Размеры в мм																			
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	V	J*
187/0	90	74,5	47	46	36	2,5	6	8	88	32	52	150	43	46	58	50	63	40	74	4
187/1	100	84	57	56	40	2,5	7	8	110	35	58	164	46	43	65	50	65	43	76	6
187/2	120	101,5	75	65	45	2,5	8	8	124	45	72	220	55	45	80	60	83	56	86	8
187/3	150	130	90	75	60	2,5	9	10	148	52	80	255	68	49	85	70	83	65	102	8
187/4	180	155,5	110	90	70	2,5	10	12	176	65	95	295	70	56	105	90	107	80	112	8
287/0	90	74,5	47	46	36	2,5	6	8	88	32	52	150	43	38	58	50	63	40	74	4
287/1	100	84	57	56	40	2,5	7	8	110	35	58	164	46	57	65	50	65	45	76	6
287/2	120	101,5	75	65	45	2,5	8	10	124	45	72	220	55	45	80	70	83	56	85	8
287/3	150	130	90	75	60	2,5	9	12	148	52	80	255	68	49	85	80	83	65	102	8
287/4	180	155,5	110	90	70	2,5	12	14	176	65	95	295	70	49	105	100	107	80	112	8

* Число отверстий во фланце под болты.

Примечание. Эти передатки особенно пригодны для автомобилей с большой деформацией упругих элементов подвески. Нагруженные валом привода в табл. 9, они действительны при перенесении углов между валами до 20°. При углах между валами 20–35° нагруженные данные должны быть снижены на 15%. При длительной работе с большими углами между валами особое внимание должно быть обращено на обеспечение долговечности вращающихся элементов.

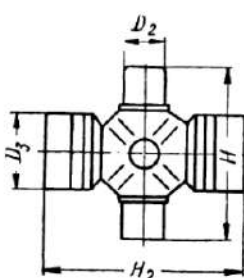
для крепления передачи вставляют в отверстия со стороны агрегата трансмиссии (полная длина болта должна быть меньше размера l).

Размеры C ; F ; B и H (табл. 12) выбраны так, что имеется возможность на один и тот же ведущий фланец вала трансмиссии монтировать разные по крутящему моменту карданы.

В табл. 13 приведены также данные по максимальным моментам затяжки для болтов с мелкой и с нормальной резьбой.

Таблица 11

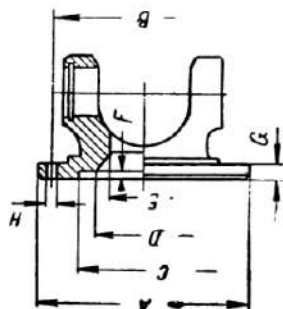
Размеры крестовин для карданов фирмы GWB

					
Типоразмер крестовины	Максимально допустимый крутящий момент в кгс·м	Размеры в мм			
		D_2	D_3	H	H_2
173/1	1350	8,88	17	37	42
173/2	2250	10,19	19	44	48
173/3	4000	12,72	22	54	59
273/3	4500	13,42	23	53,8	58,2
287/0	7550 (6300*)	15,12	26	62,8	69,8
287/1	13500 (11200*)	18,287	30	74,2	81,7
287/2	24000 (20000*)	22,25	35	89,8	96,8
287/3	42000 (35000*)	27,83	44	117,8	124,8
287/4	75000 (63000*)	32,44	50	143,8	152,8

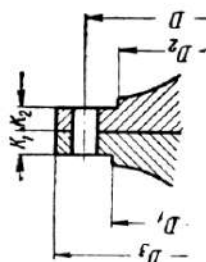
* Эти же крестовины используются и в карданах с меньшим крутящим моментом, который указан в скобках.

Размеры фланцев вилок карданов фирмы GVB

Типоразмер карданной передачи	Максимальный крутящий момент в кгс·м	Размеры в мм								Число отверстий J под болты
		A	B	C	D	E	F	G	H	
173/1	1350	58	$47 \pm 0,05$	30	24	18	$1,5 \pm 0,2$	3,5	5	4
173/2	2250	65	$52 \pm 0,05$	35	24	18	$1,7 \pm 0,2$	4,5	6	4
173/3	4000	75	$62 \pm 0,05$	42	35	27	$2 \pm 0,15$	5,5	6	6
287/0	7550	90	$74,5 \pm 0,1$	47	46	36	$2,5 \pm 0,15$	$6 - 0,5$	8	4
287/1	13500	100	$84 \pm 0,1$	57	56	40	$2,5 \pm 0,15$	$7 - 0,5$	8	6
287/2	24000	120	$101,5 \pm 0,1$	75	65	45	$2,5 \pm 0,15$	$8 - 0,5$	10	8
287/3	42000	150	$130 \pm 0,1$	90	75	60	$2,5 \pm 0,15$	$9 - 0,5$	12	8
287/4	75000	180	$155 \pm 0,1$	110	78	60	$2,5 \pm 0,15$	$10 - 0,5$	14	8



Крепежные данные для фланцев карданов GWB

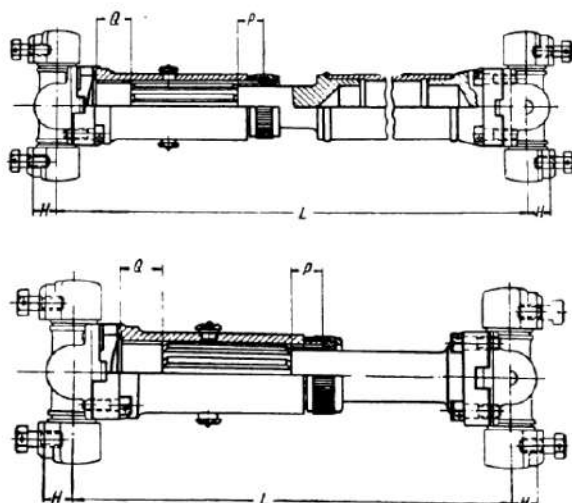


Типораз- мер кар- данной передачи	Диа- метр кар- болта в мм	Размеры в мм					Число отверстий для болтов	Максимальный момент затяжки в кг·м					
		D	D ₁	D ₂	D ₃	K ₁ = K ₂		Мелкая резьба*					
								8G	10K	12K	Нормальная резьба *		
173/1	5	47	37,6	35	58	3,5	4	0,7	1,0	1,2	0,6	0,9	1,1
173/2	6	52	41,6	39	65	4,5	4	1,3	1,7	2,1	1,1	1,5	1,8
273/2	6	62	51,6	48	75	5,5	6	1,3	1,7	2,1	1,1	1,5	1,8
187/0	8	74,5	60	56	90	6	4	3,0	4,0	5,0	2,5	3,4	4,3
187/1	8	84	69,5	66	100	7	6	3,0	4,0	5,0	2,5	3,4	4,3
187/2	8	101,5	87	84	120	7	6	3,0	4,0	5,0	2,5	3,4	4,3
187/3	10	130	112,3	106	150	9	8	5,8	7,8	9,5	4,7	6,5	8,3
187/4	12	155,5	135,8	128	180	10	8	9,5	13,5	16,0	7,8	11,3	14,0
287/0	8	74,5	60	56	90	6	4	3,0	4,0	5,0	2,5	3,4	4,3
287/1	8	84	69,5	66	100	7	6	3,0	4,0	5,0	2,5	3,4	4,3
287/2	10	101,5	84	81	120	8	8	5,8	7,8	9,5	4,7	6,5	8,3
287/3	12	130	110,3	103	150	9	8	9,5	13,5	16,0	7,8	11,3	14,0
287/4	14	155,5	132,5	125	180	12	8	14,0	20,0	24,0	12,0	17,5	21,5

* По DIN.

Таблица 14

Карданная передача фирмы Фаббри

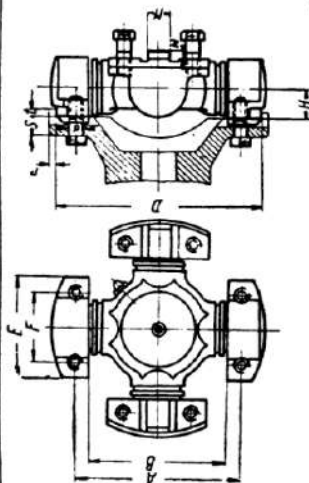


Карданная передача типов TST и TCT	Размеры в мм				
	Перемещение вала по шлицам		H	L* для валов	
	P	Q		сплошного	трубчатого
48	12	12	10	190	191
60	15	15	13,5	230	231
70	15	16,5	14,7	260	261
80	15	16,5	14,7	260	261
90	15	16,5	14,7	260	261
100	16	17,5	17,5	310	311
108	16	17,5	14,7	310	311
115	20	26	17,5	385	386
130	22	38	20,6	430	431
140	18	24	17,5	490	491
140A	18	24	20,6	520	521
148	18	24	20,6	520	521
155	18	24	20,6	520	521
180	20	25	23,5	550	551
200	18	22	28,5	580	581
246	18	22	27	580	581
246S	30	35	32,5	710	711

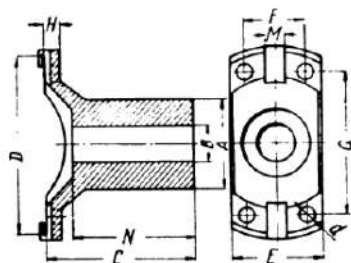
* Минимальный размер при указанных размерах P и Q.

Примечание. Основные данные по карданным приведены в табл. 15. Цифровое обозначение карданной передачи соответствует цифровому обозначению кардана.

Тип кардана CR	Крутящий момент в кгм макс- маль- ный	Максималь- ный угол наклона валов 1°	Присоединительные размеры в мм					Размеры в мм							
			r	S	t	Резьба	Диаметр отверстия под болт	Диаме- тр D	A	B	E	F	H	M	N
48	6	4	2	6	2	5 × 0,8	—	48	31	21	32	23	10	7	2,5
60	12	8	3	8	3,5	6 × 1	—	60	41	30	40	29	13,5	9,5	3
70	55	30	3	8	3,5	6 × 1	—	70	47	32	52	36,6	14,7	9,5	3
80	60	35	4	8	4	7 × 1	—	80	57	43	52	36,6	14,7	9,5	3
90	50	30	4	9	4	8 × 1	8,75	90	69,8	52	52	36,6	14,7	9,5	3
100	90	50	4	10	4	10 × 1	10,75	100	73	53	62	42,86	17,5	14,26	4
108	95	55	4	10	4	8 × 1	8,75	108	87,3	67,6	52	36,6	14,7	9,5	3
115	100	60	4	12	4	10 × 1	10,75	115	88,9	67	62	42,86	17,5	14,26	4
130	150	90	5	13	5	10 × 1	10,75	130	104	82	72	49,2	20,6	15,9	5
140	125	80	5	13	5	10 × 1	10,75	140,5	114,3	91	62	42,86	17,5	14,26	4
140A	160	100	5	13	5	10 × 1	10,75	140,5	112	89,6	72	49,2	20,6	15,9	5
148	150	90	5	13	5	12 × 1,5	12,75	148,4	117,5	91,4	72	49,2	20,6	15,9	5
155	230	150	5	13	5	10 × 1	10,75	155	128	106	72	49,6	20,6	15,9	5
180	450	280	5	15,5	5	12 × 1,5	12,75	180	146	120	83	60	23,5	15,9	5
200	900	550	6	20	6	16 × 1,5	16,75	200	158	126	102	72	28,5	22	6
206	230	150	6	14	6	16 × 1,5	12,75	206,34	174,6	147	72	49,2	20,6	15,9	5
246	900	550	6	20	6	16 × 1,5	16,75	246	212	180	100	72	27	22	5,5
246	1600	1000	6	22	6	16 × 1,5	16,75	246	198	160	115	82	32,5	22	6



Вилки типа FEFS к карданам фирмы Фаббри

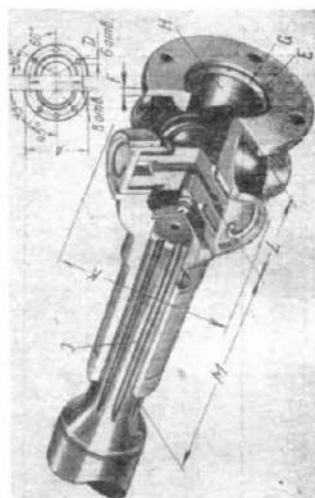


Тип вилки FEFS	Размеры в мм						
	D	E	F	G	H	M	d
48	48	32	23	31	6	7	5,75
60	60	41	29	41	8	9,5	6,75
70	70	52	36,6	47	8	9,5	6,75
80	80	52	36,6	57	8	9,5	7,75
90	90	52	36,6	69,8	9	9,5	8,75
100	100	62	42,86	73	10	14,26	10,75
108	108	55	36,6	87,3	10	9,5	8,75
115	115	62	42,86	88,9	12	14,26	10,75
130	130	72	49,2	104	13	15,9	10,75
140	140,5	65	42,86	114,3	13	14,26	10,75
140A	140,5	72	49,2	112	13	15,9	10,75
148	148,4	72	49,2	117,5	13	15,9	12,75
155	155	72	49,2	128	13	15,9	10,75
180	180	85	60	146	15,5	15,9	12,75
200	200	105	72	158	20	22	16,75
246	246	102	72	212	20	22	16,75
246	246	120	82	198	22	22	16,75

Примечание. Размеры A, B, C, N выбираются в зависимости от конструкции.

Таблица 17

Данные по карданах типа KN фирмы Клейн (конструкция для использования в условиях тропического климата)



Тип кардана KN	Размеры в мм										Размер J ¹⁾		Максимальный крутящий момент в кгс·м		Вес в кг	Число болтов
	A	D	E ²⁾	F	G	H	K ³⁾	L	M	SAE (10 шлицев) в дюймах	DIN 5482 в мм	SAE	DIN 5482			
30	75	6	42	5,5	35	27	65	37	120	1	25 × 22	4000	5000	5	6	
50	90	8	47	6	46	36	80	45	125	1	25 × 22	6000	6500	7	4	
60	90	8	47	6	46	36	80	45	140	1 1/4	28 × 25	7000	7500	8	4	
100A	90	8	47	6	46	36	95	48	154	1 1/4	28 × 25	13000	14000	9	4	
100B	100	8	57	6,5	56	40	95	48	154	1 1/4	28 × 25	13000	14000	9	6	
150	100	8	57	6,5	56	40	95	48	154	1 3/8	35 × 31	15000	16000	10	6	
200	120	8	75	7	65	45	126	57	204	1 3/4	—	12500	—	20	8	
210	120	10	75	8	65	45	126	57	207	—	126	45000	27000	21	8	
250	150	10	90	8	75	60	138	65	230	2	50 × 45	—	55000	27	8	
260	150	12	90	8	75	60	145	68	230	—	50 × 45	68000	72000	30	8	
300	180	12	110	10	90	70	165	80	280	2 1/2	65 × 60	—	—	43	8	

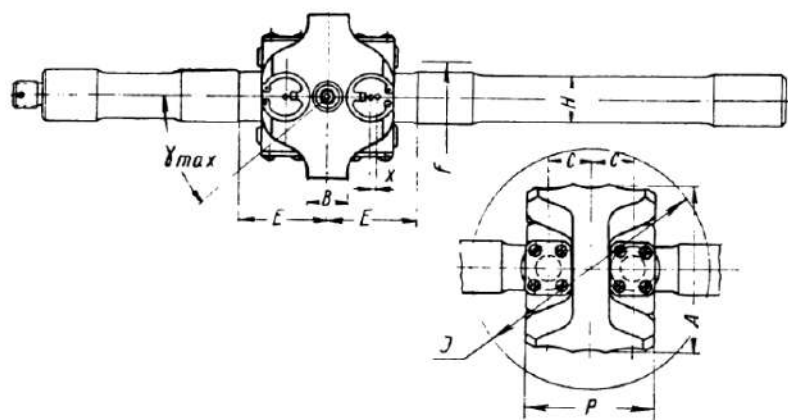
¹⁾ Допуск H7 для отверстия.

²⁾ Диаметр вращения точки, наиболее удаленной от центра кардана.

³⁾ Размеры шлицев.

Таблица 18

Данные по карданным передачам со сдвоенным карданом фирмы GWB



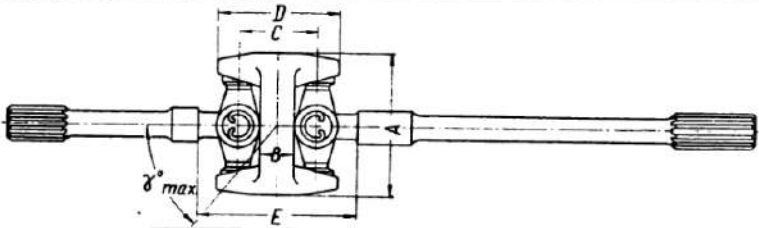
Типо-размер кардана	Максимально допустимый крутящий момент в кгс·м	Размеры в мм										Максимальный угол наклона валов γ	Вес кардана в кг
		A	B	C	D	E ¹⁾	F	H ²⁾	J ³⁾	X ⁴⁾			
169/0	8000	102 ⁵⁾	28	26	84	43,5	45	25	143	3,2	40	2,2	
169/1	14 000	112	27	29,5	90	48	50	30	158	3,74	40	3,8	
169/1			32	31,5	94	50			168	6,17	48	4,1	
169/2	24 000	128	36	35	105	56	60	36	180	4,49	40	5,7	
169/2			46	37	109	58			192	6,98	48	6,1	
169/3	35 000	138	43	38	116	65	70	—	202	4,75	40	8,0	
169/3			49	40	120	67			210	8,60	48	8,6	

¹⁾ Минимальный размер.²⁾ Минимальный диаметр вала для стали 42CrV 6, улучшенной, $\sigma_{вР} = 100 \div 120 \text{ кг/мм}^2$.³⁾ Минимальный внутренний диаметр кожуха.⁴⁾ Величина перемещения центра кардана при максимальном угле наклона валов γ°.⁵⁾ Для типа 169/0 размер A дан по пресс-масленке.

Примечание. Размеры и формы валов определяются в соответствии с конструкцией ведущей оси.

Таблица 19

Данные по карданным передачам фирмы Клейн



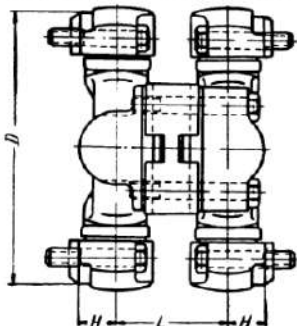
Тип кардана KND	Максимально допустимый крутящий момент в кгс·м	Размеры в мм					Радиус вращения максимально удаленной точки при $\gamma=40^\circ$
		A	B	C	D	E*	
15	15 000	105	27	58	90	122	156
20	25 000	120	30	65	105	135	175
25	45 000	130	36	72	117	148	190
35	60 000	160	42	85	134	170	228

* Минимальный размер для шеек опор и сопряженных деталей.

Примечание. Размеры и форма валов делаются в соответствии с конструкцией ведущей оси.

Данные по карданным передачам фирмы Фаббри

Таблица 20



Тип кардана DG	Крутящий момент в кгс·м		Максимальный угол наклона валов γ°	Размеры в мм		
	максимальный	средний		D	H	L
80	50	30	14	80	14,7	43—80
90	40	24	14	90	14,7	43—80
100	73	43	14	100	17,5	50—90
115	85	51	14	115	17,5	50—90
130	138	83	14	130	20,6	58—100
140	112	67	14	140,5	17,5	50—90
140A	148	89	14	140,5	20,6	58—100
148	131	79	14	148,4	20,6	58—100
155	212	127	14	155	20,6	58—100
180	420	252	12	180	23,5	70—130
200	850	510	12	200	28,5	85—140
246	841	505	12	246	27	85—140
246,5	1460	875	10	246	32,5	100—150

Данные по карданам Вейса.

Крутящий момент в кгс·м

Первая передача	Прямая передача ¹⁾
-----------------	-------------------------------

Максимальный угол наклона валов γ°

Размеры¹⁾ в мм

Асф	В	С ₁	С ₂	Д	Д ₁ (шлицев)	Д ₂	Д ₃	Л ²⁾	Вес в кг
-----	---	----------------	----------------	---	-------------------------	----------------	----------------	-----------------	----------

Примечание

По эскизу I

14700	4400	32	104,7	98,5	49,0	23,8	35,0	33,0	46,0	54,0	345	4,0	Передний привод и привод в автомобилях 4×4
18000	5250	37	112,7	109,5	54,0	49,3	35,6	35,0	—	54,0	605	6,3	То же
21000	7600	30	115,9	111,1	66,5	66,5	38,1	35,0	58,7	57,7	—	—	Передний ведущий мост в многоприводных автомобилях
23000	6800	30	111,1	115,9	54,5	54,5	41,3	41,5	69,8	69,8	—	—	То же
30000	10600	30	127,0	120,6	54,5	54,5	41,3	44,5	69,8	69,8	—	10,3 (при L = 650 мм)	То же

По эскизу II

35000	12500	30	131,8	130,2	—	—	47,6	41,5	—	—	—	11,5 (при L = 750 мм)	•
57500	17000	30	155,6	152,4	177,8	177,8	57,4	—	57,2	57,0 ²⁾	—	—	•
11000	34000	30	200,0	196,8	200,0	200,0	73,0	—	73,0	73,0	—	—	•

1) Все размеры только для справок, так как при переводе из дюймовых размеров в метрические они были округлены.

2) Для прямой передачи приводится значение длительно-действующего крутящего момента при максимальном числе оборотов 4500 в минуту.

3) В остальных случаях размеры L выбираются в зависимости от конструкции ведущей оси.

4) Диаметр заготовки.

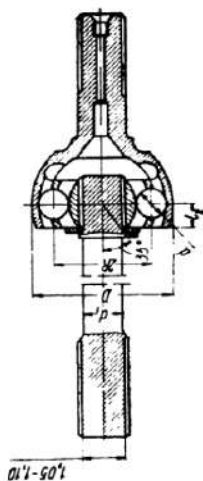
1) Все размеры только для справок, так как при переводе из дюймовых размеров в метрические они были округлены.

2) Для прямой передачи приводится значение длительно-действующего крутящего момента при максимальном числе оборотов 4500 в минуту.

3) В остальных случаях размеры L выносятся в зависимости от конструкции ведущей оси.

4) Диаметр заготовки.

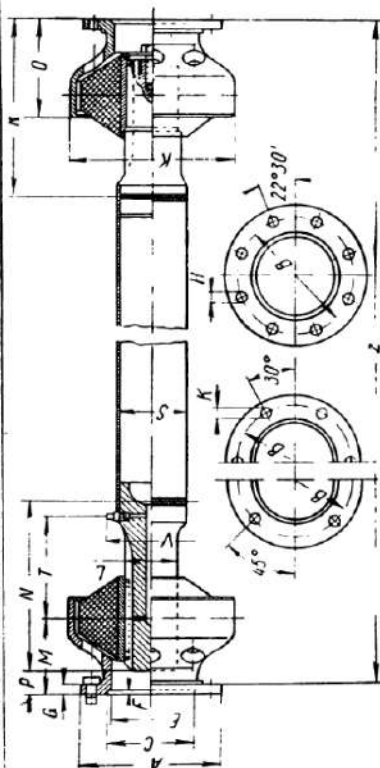
Данные по синхронным карданам Рзеппа для привода передних осей



Тип кардана	Рекомендуемый крутящий момент для кардана передней оси в кгс·м *	Диаметр вала d_1		Максимальное число оборотов в минуту	Диаметр шлица d		Диаметр наружной обоймы D в мм **	Диаметр расположения шариков $2R$ в мм	Коэффициент $6 \times R/d_1$	Разрушающее значение крутящего момента в кгс·м	Длина L в мм
		в дюйм	в мм		в дюйм	в мм					
R	10600	1 15/16	23,5	6000	1 11/16	17,46	85	60,0	54,5	34600	14
A	15000	1	25,4	5000	3/4	19,05	93	65,3	71,2	43700	17,8
B	17500	1 1/8	28,6	4000	13/16	20,64	102	71,0	90,5	50600	18,4
C	23000	1 1/4	31,8	3500	7/8	22,22	110,5	76,2	113	69000	19,6
D	30000	1 3/8	35,0	3000	31/32	24,6	120,5	84,5	153	74000	21,4
E	41500	1 1/2	38,1	2500	1 1/16	26,99	133,5	93,0	202	98000	24,2
G	69000	1 3/4	44,5	2000	1 1/8	31,75	152,5	108,0	330	127000	28,6
J	—	2	50,8	—	1 7/8	36,51	174,6	125,0	500	132500	32,5
L	150000	2 1/4	57,2	1500	1 5/8	41,27	197,0	142,0	722	288000	36,3
N	200000	2 1/2	63,5	1200	1 13/16	46,04	219,0	154,0	995	346000	36,3

* Для угла между валами, равного 0°.

** При установке на автомобили 4x4; 6x4 и 6x6.



Типоразмер муфты	Максимально допустимый крутящий момент в кгс·м	Максимальное число оборотов в минуту	Максимальные осевые перемещения от нейтрального положения в мм		Максимальное осевое усилие в кг	Размер L _г (минимум в мм)	Размеры в мм																	
			по направлению	при отсутствии ступицы			A	B	C	E	F	G	H	J ²⁾	K	L	M	N	O	P ³⁾	R	S	T ³⁾	V
48/000	430	12000	±5	±1,5	40	151,5	65	52	35	28	1,7	4,5	6	4	78	22	45	105	53,5	15	98,7	32	61	51
48/000	700	12000	±6	±1,5	40	165,5	75	62	42	34	2	6	6	6	92	25	50	122	64	13	110	40	71	61
48/0	1200	10000	±7	±1,5	40	184	90	74,5	47	40	2,5	7	8	4	108	31,75	58	128	68	19,5	118	50	75	75
48/1	2150	9000	±8	±2,0	50	204	100	84	57	46	2,5	7,5	8	6	120	34,9	61	135	72	19	131	50	78	75
48/2	3800	8000	±9	±2,0	50	218	120	101,5	75	64	2,5	8	8	8	142	44,4	65	150	77,5	16	140	60	86	78
48/3	6800	7000	±10	±3,0	70	250	150	130	90	82	2,5	10	10	8	166	50,8	75	162	89	21	157	70	91	88
48/4	12000	6000	±12	±3,0	70	280	180	155,5	110	104	2,5	12	12	8	200	63,5	85	178	100,5	25	178	90	100	108

¹⁾ Длительно действующий крутящий момент.

²⁾ Число отверстий во фланце.

³⁾ Для среднего положения.

Таблица 24

Допустимые угловые отклонения и несоосность валов

Параметр	Число оборотов в минуту							
	500	1000	2000	3000	4000	5000	8000	10000
Угол наклона валов γ°	4	2,5	2	1,5	1	0,8	0,6	0,5
Допустимая несоосность валов в мм*	70	43,5	35	26	17,5	14	10,5	8,5

* Для межцентрового расстояния между упругими муфтами 1 м.

ТЕОРИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В настоящем разделе рассмотрены некоторые вопросы кинематики кардана и карданной передачи.

Раздельное рассмотрение кардана и передачи объясняется тем, что кинематика и динамика карданной передачи, в конечном счете, зависят от конструктивных особенностей передачи, числа и взаимного расположения примененных карданов.

КИНЕМАТИКА КАРДАНОВ

Асинхронные карданы

Кардан с крестовиной

Кинематика кардана с крестовиной аналогична кинематике полукарданов. Полукарданы работают при малых углах между валами, вследствие чего влияние неравномерности вращения валов не оказывает существенного влияния на работу передачи. Если и окажется какое-либо нарушение кинематических зависимостей, например у полукарданов с упругими элементами, за счет деформации упругого элемента под действием передаваемого крутящего момента, то в этом случае можно установить необходимые зависимости, базируясь на кинематике кардана с крестовиной.

Рассмотрим кинематику кардана с крестовиной, у которого оси цапф пересекаются в одном центре. Воспользуемся фиг. 76, а, на которой приведена его кинематическая схема. При повороте ведущего вала 1 на угол α точка В переместится по дуге круга в положение В₁; ведомый вал 2 повернется на угол β , а точка А переместится в положение А₁.

Определим угол β . Для этого рассмотрим сферический треугольник АВ₁А₁ (фиг. 76, б) и по трем известным элементам его:

$$\alpha = \frac{\pi}{2}; \quad a_1 = \frac{\pi}{2} + \alpha \quad \text{и} \quad A = \gamma$$

определим искомый элемент $b_1 = \beta$.

По теореме синусов имеем

$$\frac{\sin \alpha}{\sin A} = \frac{\sin a_1}{\sin A_1},$$

откуда

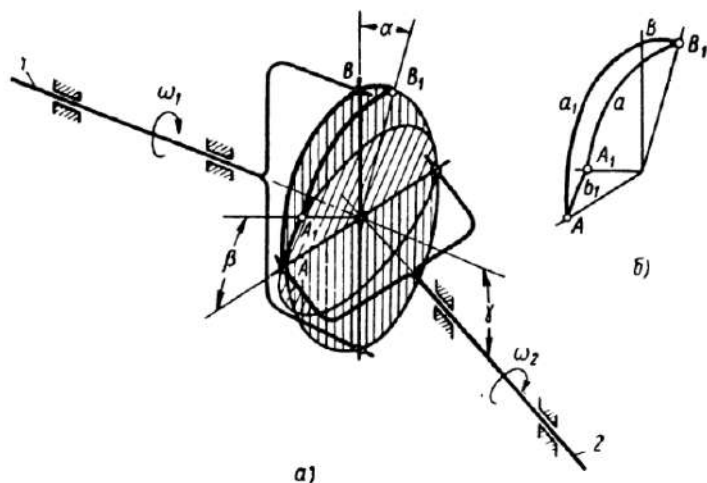
$$\sin A_1 = \frac{\sin a_1}{\sin a} \sin A = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)}{\sin \frac{\pi}{2}} \cdot \sin \gamma = \cos \alpha \cdot \sin \gamma. \quad (1)$$

По теореме косинусов

$$\cos a_1 = \cos b_1 \cdot \cos a + \sin b_1 \cdot \cos A_1$$

или

$$-\sin \alpha = \sin \beta \cdot \sin \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \alpha}. \quad (2)$$



Фиг. 76. Кинематическая схема кардана с крестовиной.

Возводя в квадрат выражение (2) и учитывая, что

$$\sin^2 \alpha = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad \cos^2 \alpha = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha},$$

получаем

$$\frac{\operatorname{tg}^2 \alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)}{\operatorname{tg}^2 \beta (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)} = 1 - \frac{\sin^2 \gamma}{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)}$$

или

$$\operatorname{tg}^2 \alpha = \operatorname{tg}^2 \beta \cdot \cos^2 \gamma. \quad (3)$$

Откуда

$$\beta = \arccos \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma} \right). \quad (4)$$

При заданном положении ведущего звена, определяемом углом α , положение ведомого звена полностью определяется формулой (4).

Дифференцируя соотношение (4) по времени, получаем зависимость между скоростью $\omega_1 = \frac{da}{dt}$ вращения ведущего вала и скоростью вращения $\omega_2 = \frac{d\beta}{dt}$ ведомого вала

$$\omega_2 = \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) \cos \gamma}{(\cos^2 \gamma + \operatorname{tg}^2 \alpha)} \omega_1. \quad (5)$$

При постоянной скорости ω_1 вращения ведущего вала скорость ω_2 вращения ведомого вала переменна по углу поворота.

Из выражения (5) видно, что максимального значения скорость ω_2 достигает при α , равном 0, $\pi \dots \pi$

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \gamma}. \quad (6)$$

Минимальное значение

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cos \gamma.$$

Оно соответствует положениям ведущего вала при

$$\alpha = \frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2} \dots$$

Таким образом, из уравнения (5) видно, что при равномерном вращении ведущего вала 1 ведомый вал 2 будет вращаться неравномерно и эта неравномерность будет тем больше, чем больше угол между валами γ .

Разность между углами поворота валов ($\beta - \alpha$) может быть получена из соотношения

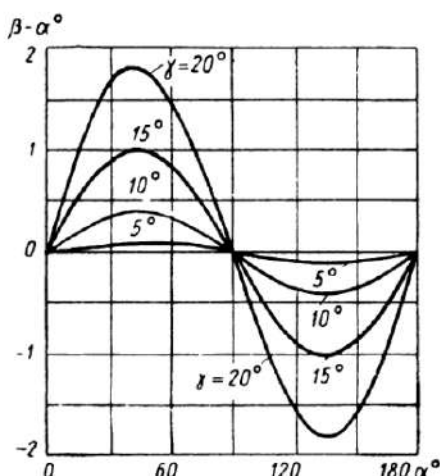
$$\operatorname{tg}(\beta - \alpha) = \frac{\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta}. \quad (7)$$

Для иллюстрации того, как изменяется разность между углами $\beta - \alpha$ в зависимости от угла α поворота вала 1 при различных значениях угла наклона валов γ , приводится график (фиг. 77), построенный для углов γ , равных 5, 10, 15 и 20°.

Синхронные карданы

Синхронные карданы построены или по принципу деления угла между валами биссекторной плоскостью, или по принципу сдвоенных карданов.

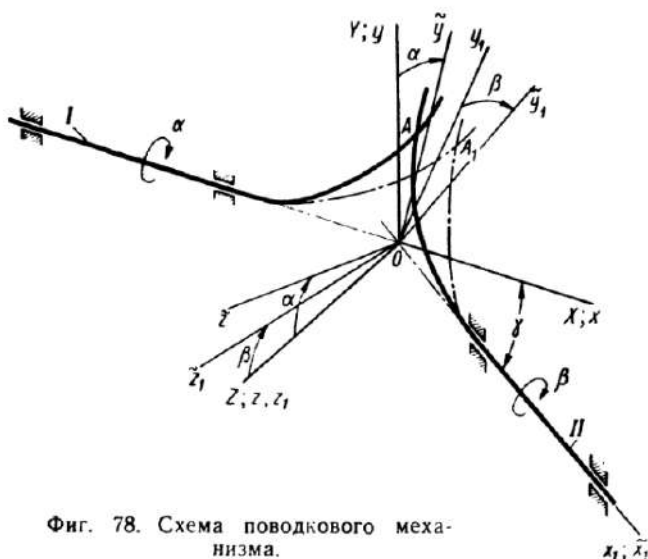
Из большего числа существующих типов карданов в автомобилестроении из первой группы используют шариковые карданы



Фиг. 77. Угловое смещение вилки кардана ($\beta - \alpha$) в зависимости от угла поворота α ведущей вилки.

(Вейса и Рзеппа) и сухарные (Герингтона). Для этих карданов независимо от угла наклона валов (вилков) γ углы поворота вилок α и β равны, и соответственно равны угловые скорости ω_1 и ω_2 .

Различные конструктивные модификации синхронных карданов без делительных механизмов выполнены принципиально по одной и той же схеме. Прототипом их является пространственный поводковый механизм, схема которого приведена на фиг. 78.



Фиг. 78. Схема поводкового механизма.

Оси ведомого II и ведущего I валов механизма пересекаются в точке O. Вращение передается посредством поводков, жестко связанных с валами и касающихся один другого в точке A. Применяемые в автомобилестроении карданы выполнены по схеме плоского поводка, в которой поводок представляет собою плоскую кривую.

Выясним, при каких условиях поводковый механизм обеспечивает синхронность передачи от ведущего вала к ведомому, независимо от угла γ наклона валов. Свяжем рассматриваемый механизм с тремя системами прямоугольных координат, имеющих общее начало в точке O пересечения осей: XYZ — неподвижная система, ось X направлена по оси ведущего вала, I, плоскость XY лежит в плоскости валов I и II; xyz — подвижная, жестко связанная с ведущим валом система координат; ось x направлена по оси вала, плоский поводок, форма которого задается уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} f(x, y) &= 0; \\ z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

лежит в плоскости xy.

С ведомым валом жестко свяжем подвижную систему $x_1y_1z_1$, ось x_1 которой направлена по оси ведомого вала, а ведомый поводок задан уравнениями

$$\left. \begin{aligned} \psi(x_1, y_1) &= 0, \\ z_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Отсчет углов поворота ведущего α и ведомого β валов будем вести от положения, при котором системы XYZ и $x_1y_1z_1$ совпадают (при этом совпадают также оси z_1 и Z , а между осями x_1, x и y_1, y угол составляет γ°). Начальное положение механизма показано на фиг. 78 утолщенными линиями.

При повороте ведущего вала на угол α ведомый вал в общем случае повернется на некоторый иной угол β . Положение подвижных осей в повернутом состоянии обозначено соответственно $\tilde{x}\tilde{y}\tilde{z}$, $\tilde{x}_1\tilde{y}_1\tilde{z}_1$.

Поводки будут касаться в новой точке (A_1). Для определения значения β в функции α при заданных параметрах механизма достаточно знать положение точки касания A_1 .

Определим уравнения, задающие форму поводков в неподвижной системе координат XYZ . Для перехода от одной системы координат к другой достаточно знать значения направляющих косинусов между осями. В рассматриваемом случае направляющие косинусы имеют следующие значения.

	$\tilde{x}$	$\tilde{y}$	$\tilde{z}$
X	1	0	0
Y	0	$\cos \alpha$	$\sin \alpha$
Z	0	$-\sin \alpha$	$\cos \alpha$

	$\tilde{x}_1$	y_2	$\tilde{z}_1$
X	$\cos \gamma$	$\sin \gamma \cdot \cos \beta$	$\sin \gamma \cdot \sin \beta$
Y	$\sin \gamma$	$\cos \gamma \cdot \cos \beta$	$\cos \gamma \cdot \sin \beta$
Z	0	$-\sin \beta$	$\cos \beta$

Таким образом, формулы перехода от подвижных систем координат к неподвижным имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= X, \\ \tilde{y} &= Y \cos \alpha - Z \sin \alpha; \\ \tilde{z} &= Y \sin \alpha + Z \cos \alpha; \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x}_1 &= X \cos \gamma + Y \sin \gamma; \\ \tilde{y}_1 &= X \sin \gamma \cdot \cos \beta + Y \cos \gamma \cos \beta - Z \sin \beta; \\ \tilde{z}_1 &= X \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y \cos \gamma \sin \beta + Z \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Так как в жестко связанных с соответствующими валами системах координат уравнения, описывающие форму поводков, сохраняют прежний вид, то, подставляя значения из выражений (10) и (11) в уравнения (8) и (9), получим два уравнения, описывающие пространственную форму поводка вала I:

$$\left. \begin{aligned} F(X, Y, Z, \alpha, \beta, \gamma) &= 0; \\ Y \sin \alpha + Z \cos \alpha &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

и два уравнения для поводка вала II

$$\left. \begin{aligned} \psi(X, Y, Z, \alpha, \beta, \gamma) &= 0; \\ X \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y \cos \gamma \cdot \sin \beta + Z \cos \beta &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

В этих уравнениях буквами F и ψ обозначены функции, образованные подстановкой значений из уравнений (10) и (11) соответственно в первые уравнения (8) и (9).

Уравнения (12) и (13) образуют систему относительно неизвестных X, Y, Z координат точки A_1 касания поводков и угла β поворота ведомого вала II. Исключая из системы уравнений (12) и (13) значения X, Y, Z , можно найти связь между углами α и β при заданном значении γ и выбранных формах поводков.

Для рассматриваемого случая плоских поводков координаты Y, Z легко исключить, используя вторые уравнения систем (12) и (13):

$$\left. \begin{aligned} Y &= X \frac{\sin \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos \beta - \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha} \\ Z &= -X \frac{\sin \gamma \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos \beta - \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Формулы (10) и (11) перехода от подвижных систем координат к неподвижным при этом существенно упрощаются. Подставляя значения из выражения (14) в формулы (10) и (11), получаем

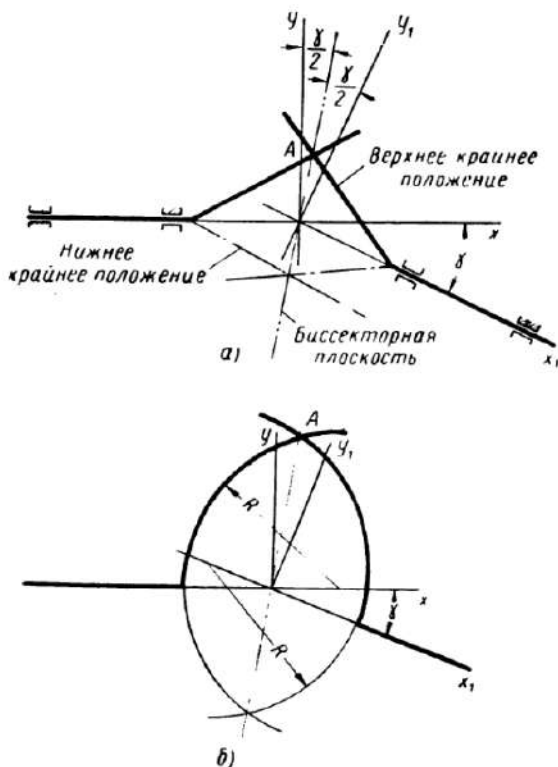
$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= X, \\ \tilde{y} &= X \frac{\sin \gamma \cdot \sin \beta}{\sin \alpha \cdot \cos \beta - \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha}, \\ \tilde{x}_1 &= X \frac{\cos \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta - \sin \beta \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos \beta - \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha}, \\ \tilde{y}_1 &= X \frac{\sin \gamma \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos \beta - \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha}; \\ z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Подставляя выражения (15) и (16) в уравнения профилей поводков, имеем

$$\begin{aligned} f(\tilde{x}, \tilde{y}) &= 0; \\ \psi(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1) &= 0. \end{aligned}$$

Исключая затем последнюю координату X , легко найти зависимость $\beta(\alpha)$ для каждого конкретного вида поводкового механизма.

Выясним условия, при которых поводковый механизм обеспечивает синхронную передачу: $\alpha = \beta$, независимо от угла γ , образуемого валами передачи.



Фиг. 79. Кинематические схемы синхронных карданов:

a — схема поводкового механизма с прямыми поводками; b — схема поводкового механизма с круговыми секторами.

При $\beta = \alpha$ формулы (15) и (16) принимают вид

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= X, \\ \tilde{y} &= \frac{X \cdot \sin \gamma}{\cos \alpha (1 - \cos \gamma)}; \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x}_1 &= -X; \\ \tilde{y}_1 &= X \frac{\sin \gamma}{\cos \alpha (1 - \cos \gamma)}. \end{aligned} \right\}$$

Эти уравнения можно рассматривать, как систему относительно неизвестных X , α , γ , исключая которые, находим связь между значениями x , x_1 , y , y_1 . Подчинение уравнений формы поводков этой связи обеспечивает синхронность передачи. Легко видеть, что искомая связь имеет вид

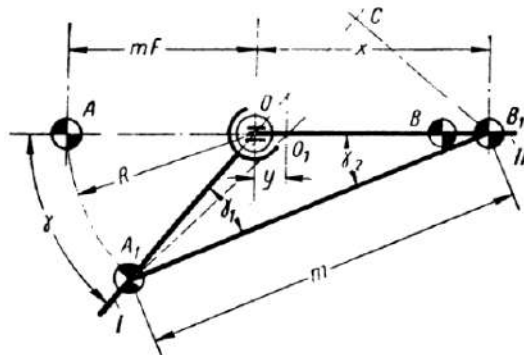
$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= -\tilde{x}_1, \\ \tilde{y} &= \tilde{y}_1. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Таким образом, для синхронной передачи форма поводка несущественна с кинематической точки зрения, необходимо только выполнение равенств (17). Заметим, что выполнение равенства (17) равносильно требованию расположения точки касания A_1 поводков в плоскости, являющейся биссекторной по отношению к осям ведущего и ведомого валов.

С технологической точки зрения наиболее приемлемыми являются прямые поводки и поводки, представляющие собой дугу окружности. На фиг. 79 приведены кинематические схемы синхронных карданов.

Сдвоенный кардан

Особенностью сдвоенного кардана с двумя центрами качания является осевое перемещение одного из его центров качания.



Фиг. 80. Схема сдвоенного кардана.

В приводе передней оси обычно перемещается центр качания кардана со стороны дифференциала.

Для определения величины этого смещения рассмотрим схему сдвоенного кардана с центрирующим устройством, приведенную на фиг. 80.

При отклонении вала I на угол γ его центр качания A , двигаясь по радиусу R , переместится в точку A_1 , а центр качания кардана вала II

переместится из точки B в точку B_1 . Обозначим размер OB_1 через x .

Для получения синхронности вращения вала I и II углы γ_1 и γ_2 между валами и промежуточным звеном должны быть равны, т. е. $\gamma_1 = \gamma_2$.

Размеры AO и BO являются конструктивными размерами и расстояние между центрами качания AB равно $AO + BO$.

Обозначим размер AB , равный $AO + BO$ через m , а размер AO через mF , где F коэффициент пропорциональности. Коэффици-

ент F вводится потому, что не всегда расстояния AO и BO равны между собой; в случае $AO=OB$ $F=0,5$.

Величина x изменяется в зависимости от угла γ отклонения вала и величин m и F .

Таким образом,

$$x = f(\gamma, m \text{ и } F).$$

Из фиг. 80 можно определить значение x

$$x = \sqrt{m^2 + (Fm)^2 - 2Fm^2 \cos \gamma_1};$$

$$x = m \sqrt{1 + F^2 - 2F \cos \gamma_1}. \quad (18)$$

Продолжим ось вала I и на продолжение оси из центра вилки вала II опустим перпендикуляр. Учитывая, что $CB_1 = m \sin \gamma_1$ и $CB_1 = x \cdot \sin \gamma$, находим

$$x = m \frac{\sin \gamma_1}{\sin \gamma}. \quad (19)$$

Решая совместно уравнения (18) и (19), получаем для угла γ

$$\sin \gamma = \frac{\sin \gamma_1}{\sqrt{1 + F^2 - 2F \cos \gamma_1}}. \quad (20)$$

Из уравнения (20) можно определить угол γ_1 для заданного угла отклонения валов γ . Поскольку решение этого уравнения сравнительно сложно, особенно если приходится изменять значения входящих в него величин, то удобнее пользоваться данными табл. 25, составленными для различных значений коэффициента F и углов γ .

Таблица 25

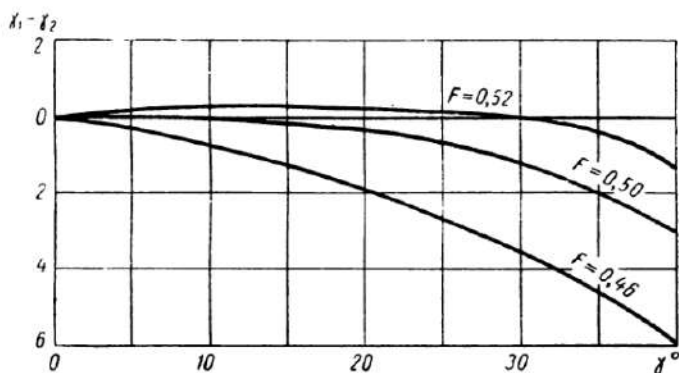
Значения углов γ_1 и γ_2 в зависимости от угла отклонения валов γ и величины F

γ	$F = 0,4$		$F = 0,42$		$F = 0,44$		$F = 0,46$		$F = 0,48$	
	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2
5°	2°00'	3°00'	2°05'	2°55'	2°10'	2°50'	2°15'	2°45'	2°23'	2°37'
10°	4°00'	6°00'	4°10'	5°50'	4°23'	5°37'	4°35'	5°25'	4°45'	5°15'
15°	5°52'	9°08'	6°10'	8°50'	6°30'	8°30'	6°45'	8°15'	7°05'	7°55'
20°	7°50'	12°10'	8°15'	11°45'	8°38'	11°22'	9°00'	11°00'	9°25'	10°35'
25°	9°45'	15°15'	10°12'	14°48'	10°40'	14°20'	11°10'	13°50'	11°40'	13°20'
30°	11°33'	18°27'	12°05'	17°55'	12°40'	17°20'	13°15'	16°45'	13°50'	16°10'
35°	13°20'	21°40'	13°55'	21°05'	14°30'	20°30'	15°12'	19°48'	15°50'	19°10'
40°	14°55'	25°05'	15°35'	24°25'	16°20'	23°40'	17°00'	23°00'	17°45'	22°15'
45°	16°30'	28°30'	17°15'	27°45'	18°00'	27°00'	18°47'	26°13'	19°37'	25°23'

γ	$F = 0,50$		$F = 0,52$		$F = 0,54$		$F = 0,56$	
	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2	γ_1	γ_2
5°	2°30'	2°30'	2°35'	2°25'	2°40'	2°20'	2°45'	2°15'
10°	4°53'	4°53'	5°10'	4°50'	5°20'	4°40'	5°35'	4°25'
15°	7°23'	7°37'	7°40'	7°20'	8°00'	7°00'	8°20'	6°40'
20°	9°48'	10°12'	10°12'	9°48'	10°35'	9°25'	11°00'	9°00'
25°	12°10'	12°50'	12°40'	12°20'	13°10'	11°50'	13°40'	11°20'
30°	14°25'	15°25'	15°35'	15°00'	15°00'	14°25'	16°15'	13°45'
35°	16°32'	18°28'	17°15'	17°45'	17°57'	17°03'	18°40'	16°20'
40°	18°30'	21°30'	19°20'	20°40'	20°10'	19°50'	21°00'	19°00'
45°	20°27'	24°33'	21°20'	23°40'	22°15'	22°45'	23°13'	21°47'

Из табл. 25 получаем величины углов γ_1 и γ_2 .

Используя уравнение (19), получаем для конструктивной величины m и заданного угла отклонения валов γ величину x .



Фиг. 81. Влияние разницы между углами γ_1 и γ_2 на степень неравномерности вращения сдвоенного кардана.

Величина отсевого перемещения Δ , равная BB_1 , может быть определена как разность между величиной x и отрезком OB

$$\Delta = x - OB.$$

Так как угол γ_1 не равен γ_2 , то, следовательно, имеется некоторое нарушение синхронности вращения валов I и II. Разность между углами γ_1 и γ_2 дает величину, характеризующую степень неравномерности вращения.

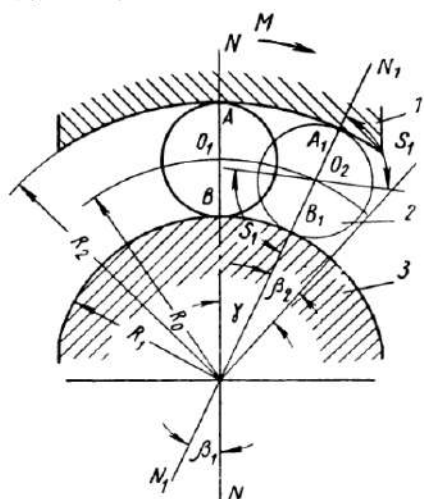
Для иллюстрации того, как влияет величина разницы между углами γ_1 и γ_2 на степень неравномерности вращения на фиг. 81 приведен график, построенный для разных значений коэффициента пропорциональности F ($F=0,46$; $0,50$ и $0,52$) в функции угла отклонения валов γ .

Как видно из графика, с увеличением угла γ отклонения валов разность между углами γ_1 и γ_2 увеличивается, причем эта разность тем более, чем больше угол γ . При $F=0,52$ разность углов γ_1 и γ_2 будет наименьшей, а при угле $\gamma=30^\circ$ углы γ_1 и γ_2 равны, и следовательно, валы вращаются синхронно.

Таким образом, соответствующим выбором величины F можно влиять на синхронность работы двоярного кардана.

Шариковый кардан с делительным механизмом

В кардане Рзеппа шарики размещены в шести меридиональных канавках полу-



Фиг. 83. Кинематическая схема кардана Рзеппа.

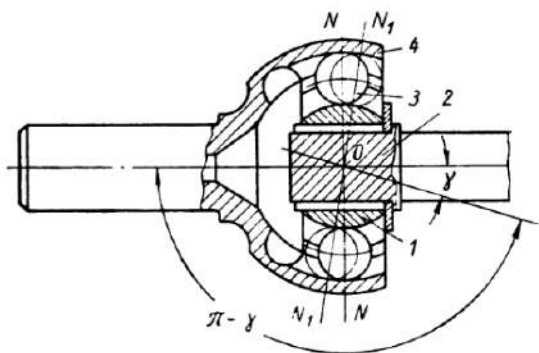
круглой формы, центры которых совпадают с центром кардана (фиг. 82). Канавки имеются как на внутренней 1, так и на наружной 4 обоймах. В передаче усилия от ведущей обоймы к ведомой в обоих направлениях участвуют все шесть шариков 3, расположенных в плоскости NN , проходящей через центр кардана O .

При отклонении вала 2 на некоторый угол γ шарики перекатываются по канавкам, и плоскость N_1N_1 , проходящая через центры шариков, делит в некотором отношении угол $\pi - \gamma$.

Для доказательства того, что плоскость N_1N_1 не является бисекторной, воспользуемся схемой, приведенной на фиг. 83.

Допустим, что шарик перекачивается по образующим канавкам без скольжения.

При повороте наружной обоймы 1 по стрелке M на угол γ центр O_1 шарика 2 переместится по радиусу R_0 в точку O_2 , а точки контакта A и B — соответственно в точки A_1 и B_1 . Точки A_1 и B_1 будут лежать в плоскости N_1N_1 , проходящей через центр O и образующей с плоскостью NN угол β .



Фиг. 82. Схема кардана Рзеппа с совпадающими центрами канавок.

Пути качения шарика по обоймам будут одинаковыми и равными дуге BB_1 , а центральные углы, соответствующие этим дугам на наружной и внутренней обоймах будут различными.

Из фиг. 83 видно, что на внутренней обойме 3 дуге $BB_1 = s_1$ соответствует центральный угол

$$\beta_1 = \frac{180s_1}{\pi R_1},$$

а на наружной — угол

$$\beta_2 = \frac{180s_1}{\pi R_2}.$$

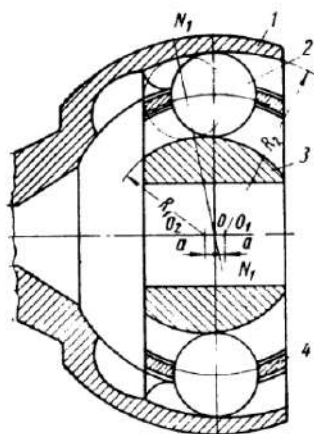
Угол поворота γ наружной обоймы 1 будет равен сумме углов β_1 и β_2 , т. е.

$$\gamma = \beta_1 + \beta_2.$$

Определяем отношение между углами β_1 и β_2

$$\frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{R_2}{R_1}.$$

В связи с тем, что $R_2 > R_1$ отношение углов $\frac{\beta_1}{\beta_2}$ будет больше единицы. Следовательно, плоскость N_1N_1 не делит угол γ пополам. Так как не удовлетворяется условие деления угла отклонения валов γ пополам, то следовательно, конструкцией этого кардана не обеспечивается синхронности.



Фиг. 84. Схема кардана Рзеппа со смещенными центрами канавок.

Для устранения в некоторой мере этого недостатка была разработана конструкция кардана со смещенными центрами канавок (фиг. 84). Канавки наружной обоймы 1 кардана описаны радиусом R_2 из центра O_1 , смещенного на величину a вправо относительно центра O , вследствие чего расстояние от точек, лежащих на левой половине окружности R_2 , до центра кардана O будет уменьшаться. Для канавок внутренней обоймы 3, описанных из центра O_2 , смещенного влево, расстояние от точек, лежащих на окружности радиуса R_1 до центра кардана, будет увеличиваться.

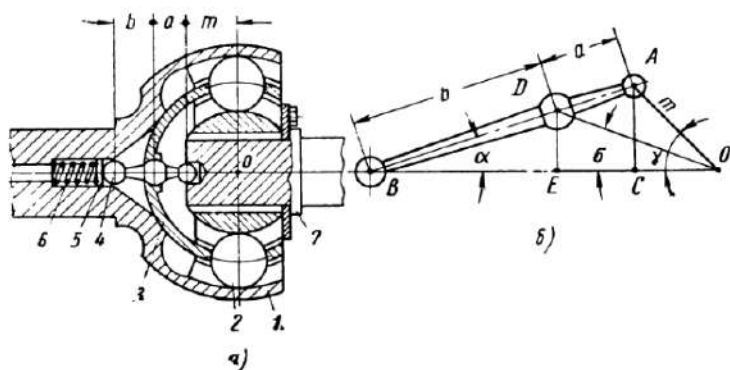
Таким образом, при отклонении валов, соединяемых карданом, на некоторый угол шарик 2 будут перекатыться по канавке b (точки которых имеют разное расстояние до центра кардана), приближая расположение плоскости N_1N_1 к биссекторной плоскости.

Однако это смещение центров радиусов обойм не дает еще совпадения плоскости N_1N_1 с биссекторной. Кроме того, в обеих кон-

струкциях не обеспечивается расположение центров шариков в одной плоскости. При смещенных центрах канавок обойм, как это видно из фиг. 84, при перекачивании шариков возможно их защемление в одних канавках или выкатывание из других канавок.

Для того чтобы шарики были расположены в одной плоскости, они установлены в сепараторе 4, который помещен между обоймами и опирается сферическим торцом в обойму 1. Наличие сепаратора обеспечивает скольжение шариков независимо от радиусов поверхностей и качения.

Для более точной установки шариков в биссекторной плоскости применяют специальный делительный механизм, управляющий их установкой.



Фиг. 85. Схема кардана с делительным механизмом.

На фиг. 85, а показана схема кардана с делительным механизмом. На внутренний сферический торец обоймы 1 опирается сферическая чашка 3 с гнездами под шарики 2. Делительный рычажок 4 имеет три шаровые поверхности. Средняя шаровая поверхность входит в центральное отверстие чашки, а крайние входят: одна в отверстие вала 7, а другая в центральное отверстие обоймы 1.

Рычажок прижимается через сухарь 5 пружиной 6 к центру O кардана.

На фиг. 85, б показано положение рычажка при смещении вала 7 на угол γ относительно обоймы 1. При этом b и a — плечи рычажка, а m — расстояние от центра шаровой поверхности, входящий в вал, до центра кардана O . Величина m переменная и зависит от угла σ поворота сепаратора.

Для обеспечения синхронности необходимо, чтобы угол σ поворота сепаратора был равен половине угла γ .

Из фиг. 85, б имеем следующие зависимости:

$$AC = m \sin \gamma;$$

$$\frac{DE}{AC} = \frac{b}{a+b}; DE = m \frac{b}{a+b} \sin \gamma;$$

$$EO = BO - BE = m \cos \gamma - a \cos \alpha;$$

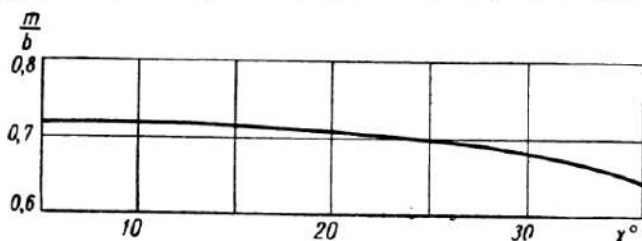
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{DE}{EO} = \frac{m \frac{b}{a+b} \sin \gamma}{m \cos \gamma - a \cos \alpha}.$$

Входящий в это уравнение угол α может быть определен, как функция угла γ

$$(a+b) \sin \alpha = m \sin \gamma,$$

$$\operatorname{tg} \sigma = \frac{m \frac{b}{a+b} \sin \gamma}{m \cos \gamma + a \sqrt{1 - \left(\frac{m \sin \gamma}{a+b} \right)^2}}. \quad (21)$$

Пользуясь этим уравнением, можно подобрать такие соотношения между размерами a , m и b , при которых угол σ будет в одном



Фиг. 86. Зависимость параметра $\frac{m}{b}$ от угла γ .

случае равен половине угла γ а в других случаях весьма близок к нему (при достаточно большом диапазоне изменения этого угла).

Для иллюстрации изложенного на фиг. 86 построен график, определяющий необходимое соотношение между размерами m и b (см. фиг. 85, б) при заданном отношении размеров рычажка $\frac{a}{b} = 0,35$, при котором угол $\sigma = 0,5\gamma$.

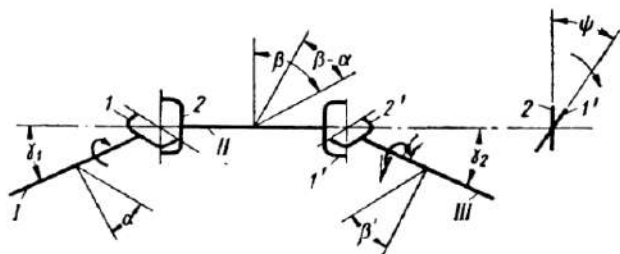
Как видно из графика, для того чтобы с увеличением угла между валами γ угол σ был равен $0,5\gamma$, необходимо уменьшать величину отношения $\frac{m}{b}$. Если при угле $\gamma = 5^\circ$ отношение $\frac{m}{b} = 0,72$, то при угле $\gamma = 35^\circ$ это отношение, для того чтобы $\sigma = 0,5\gamma$, должно быть равным 0,65. Так как размеры m и b постоянны, то следовательно, синхронность кардана нарушается. Однако это нарушение весьма незначительно и практически не влияет на работу.

При расчете угла σ поворота сепаратора по уравнению (21) оказалось, что когда угол между валами $\gamma = 30^\circ$ угол σ (при сохранении указанных выше соотношений между размерами) составлял не 15° , а $15^\circ 30'$.

Кинематика карданной передачи

Под карданной передачей, как указывалось выше, понимается часть трансмиссии, состоящая из кардана (или карданов), и вала (или валов при промежуточной опоре), связывающая два механизма.

Рассмотрим карданную передачу, состоящую из одного кардана и карданного вала (см. фиг. 76). В этом случае передача будет работать неравномерно. При установке такой передачи на грузовом автомобиле между коробкой передач и главной передачей при угле наклона вала $\gamma = 15^\circ$ максимальное значение разности углов $(\beta - \alpha)_{\max}$ по уравнению (7) будет равно $59'$. Большие вращаю-



Фиг. 87. Схема карданной передачи с двумя карданами с крестовиной.

щиеся массы ведущего моста и колес окажут значительное сопротивление неравномерному вращению (подобно маховику двигателя) и принудят карданный вал воспринимать дополнительные напряжения за счет кручения. Так как карданный вал не обладает достаточной упругостью, то он будет подвержен высоким динамическим нагрузкам, что вызовет усиленный износ кардана и деталей привода ведущего моста.

На фиг. 87 приведена схема карданной передачи с двумя карданами. Рассмотрим общий случай, когда вилка 2 сдвинута относительно вилки 1' по направлению вращения на угол ψ , вследствие чего вал III смещен на некоторый угол ξ от первоначального положения¹. Пусть вал I повернулся на некоторый угол α . На такой же угол повернулась от горизонтальной плоскости вилка I. Вал II повернется на угол β . Согласно выведенной выше зависимости для углов α и β имеем

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma. \quad (22)$$

Если бы обе вилки карданов на валу II вначале движения лежали в одной горизонтальной плоскости, то для определения соотношения между углами β и β' можно было бы применить уравнение (22), предположив, что вся система повернулась на угол,

¹ Е. А. Чудаков, Расчет автомобиля, Машгиз, 1948.

равный $\frac{\pi}{2}$, т. е. в этом случае получаем следующее соотношение между углами β и β'

$$\operatorname{tg}\left(\beta + \frac{\pi}{2}\right) = \cos \gamma_2 \left(\operatorname{tg} \beta' + \frac{\pi}{2}\right)$$

или

$$\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma_2 = \operatorname{tg} \beta'. \quad (23)$$

Ранее было принято, что вилка I' смещена по отношению к вилке 2 на угол ψ , а по отношению к вилке 1 на угол ξ . Поэтому получаем такое соотношение между углами α и β

$$\operatorname{tg}\left(\beta + \frac{\pi}{2} + \psi\right) = \cos \gamma_2 \operatorname{tg}\left(\beta' + \frac{\pi}{2} + \xi\right)$$

или

$$\operatorname{tg}(\beta + \psi) \cos \gamma_2 = \operatorname{tg}(\beta' + \xi). \quad (24)$$

На основании изложенного имеем следующее соотношение между углами ψ и ϵ

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \psi\right) = \cos \gamma_2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \epsilon\right)$$

или

$$\operatorname{tg} \psi \cdot \cos \gamma_2 = \operatorname{tg} \epsilon. \quad (25)$$

Решая совместно уравнения (24) и (25), получаем последовательно

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta + \psi) &= \frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \psi}{1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \psi} = \frac{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1} + \operatorname{tg} \beta}{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1} \operatorname{tg} \psi} = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \cos \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \psi}{\cos \gamma_1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \psi}; \\ \operatorname{tg}(\beta' + \xi) &= \frac{\operatorname{tg} \beta' + \operatorname{tg} \xi}{1 - \operatorname{tg} \beta' \operatorname{tg} \xi} = \frac{\operatorname{tg} \beta' + \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \gamma_2}{1 - \operatorname{tg} \beta' \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \gamma_2}. \end{aligned}$$

После этого уравнение (23) получает вид

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha + \cos \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \psi}{\cos \gamma_1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \psi} \cos \gamma_2 = \frac{\operatorname{tg} \beta' + \operatorname{tg} \psi \cos \gamma_2}{1 - \operatorname{tg} \beta' \cdot \operatorname{tg} \psi \cos \gamma_2}. \quad (26)$$

Решая это уравнение по отношению к $\operatorname{tg} \beta'$, после преобразований имеем

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{\cos \gamma_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \psi)}{\cos \gamma_1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \psi + \cos^2 \gamma_2 \cdot \operatorname{tg} \psi (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \gamma_1)}. \quad (27)$$

Для исследования влияния угла ψ на соотношение между углами поворота валов α и β' принимаем углы наклона валов γ_1 и γ_2 равными и определяем разность $\alpha - \beta'$ при угле ψ , соответственно равном 0; 15; 30; 45; 60; 75 и 90°.

На фиг. 88 согласно уравнению (27) построены кривые зависимости разности $(\alpha - \beta')$ от угла ψ смещения вилок. По мере увеличения угла ψ разность между углами поворота валов α и β' растёт, причем происходит смещение того угла α , при котором величина разности $(\alpha - \beta')$ будет максимальной. Максимальное значение разности углов $(\alpha - \beta')$ получается при угле смещения вилок $\psi = 60^\circ$.

При $\psi = 0$ и $\gamma_1 = \gamma_2$ разность $(\alpha - \beta')$ равняется нулю, т. е. валы вращаются синхронно.

Для определения влияния углов γ_1 и γ_2 на синхронность вращения валов принимаем в уравнении (27) угол ψ равным 0. Тогда

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \operatorname{tg} \alpha. \quad (28)$$

Дифференцируя это уравнение и производя соответствующие преобразования, определяем, какому значению угла α_0 соответствует максимальное значение разности углов.

Получаем

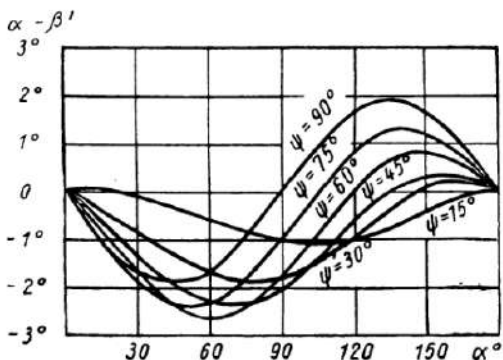
$$\sin^2 \alpha_0 = \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_1 + \cos \gamma_2}. \quad (29)$$

Для углов γ_1 и γ_2 примерно в пределах $10-20^\circ$ угол α_0 получается близким к 45° . Принимая этот угол постоянным и равным 45° , из уравнения (27) можно получить максимальные значения разности $(\alpha - \beta')$ для различных значений γ_1 и γ_2 .

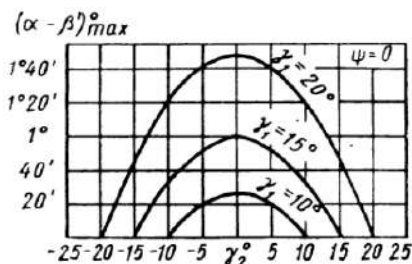
На фиг. 89 построены кривые зависимости разности углов $(\alpha - \beta')$ от величины угла γ_2 при значениях γ_1 , равных $10, 15$ и 20° .

Рассматривая кривые, находим, что максимальное значение разности углов $(\alpha - \beta')$ зависит от величины разности между углами γ_2 и γ_1 . При $\gamma_1 = \gamma_2$ разность $(\alpha - \beta')$ равна 0, т. е. валы I и III вращаются синхронно.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы: для обеспечения синхронности вращения валов I и III необходимо, чтобы углы наклона валов γ_1 и γ_2 были равными и вилки 2 и I' лежали в одной плоскости. Вал II вращается неравномерно, но

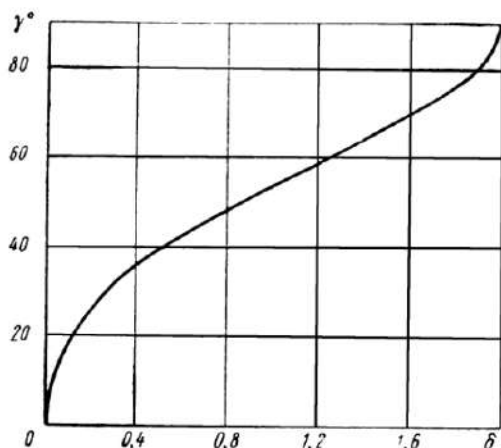


Фиг. 88. Угловое смещение валов, соединенных карданом, в зависимости от смещения вилок в карданной передаче.



Фиг. 89. Угловое смещение валов, соединенных карданом, в зависимости от углов наклона крайних валов по отношению к среднему.

это не оказывает большого влияния на работу карданной передачи, поскольку этот вал обычно изготавливают из труб сравнительно небольшого диаметра и динамически балансируют.



Фиг. 90. Зависимость степени неравномерности δ от угла между валами γ .

На фиг. 90 представлен график, характеризующий степень неравномерности δ в зависимости от угла γ .

При угле $\gamma = 2^\circ$ $\delta = \frac{1}{500}$; при $\gamma = 5^\circ$ $\delta = \frac{1}{125}$, а при $\gamma = 10^\circ$ $\delta = \frac{1}{50}$.

В тех случаях, когда при определенных углах наклона γ , требуется определенная степень неравномерности, карданная передача может применяться (например, при приводе генератора, для которого степень неравномерности должна составлять $\frac{1}{150}$).

К. п. д. карданной передачи

К. п. д. карданной передачи представляет собой произведение к. п. д. составляющих ее механизмов, сочлененных деталей карданов и промежуточной опоры.

К. п. д. кардана зависит от его конструкции и тех условий, в которых он будет работать (например, от углов наклона валов).

К. п. д. промежуточной опоры, в которой вал покоится на одном или двух подшипниках, может быть определен, если известны потери на трение в подшипниках качения и в уплотняющих устройствах.

Потери на трение в полукарданах и карданах с упругими элементами зависят в основном от физико-механических свойств резины, из которой изготовлены диски, звенья или сухари. Для суждения о примерной величине этих потерь воспользуемся гра-

Степень неравномерности δ вращения карданного вала может быть определена из выражения

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad (30)$$

где

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2};$$

$$\omega_{\max} = \frac{1}{\cos \gamma}; \quad \omega_{\min} = \cos \gamma.$$

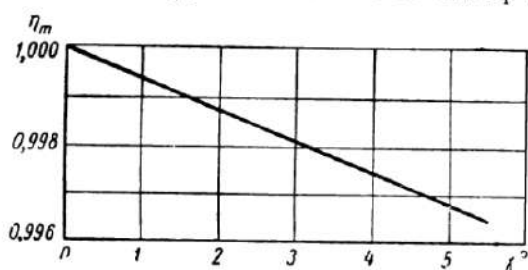
Тогда

$$\delta = 2 \frac{1 - \cos \gamma}{1 + \cos \gamma}. \quad (31)$$

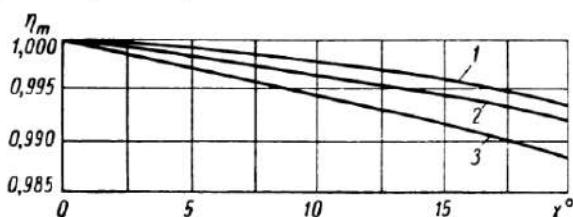
фиком (фиг. 91), полученным проф. Вавриниок для дискового кардана, передающего максимальный крутящий момент 25 кгм при 1500 об/мин. Как видно из графика, при угле между валами $\gamma = 5^\circ$, к. п. д. кардана равен 0,996, т. е. высокий.

Для карданов с крестовиной на игольчатых подшипниках потери на трение будут в игольчатых подшипниках, в торцах крестовин и в уплотнениях.

Так как к. п. д. игольчатых подшипников высокий, то основные потери будут в торцах крестовин и в уплотнениях. Однако и эти

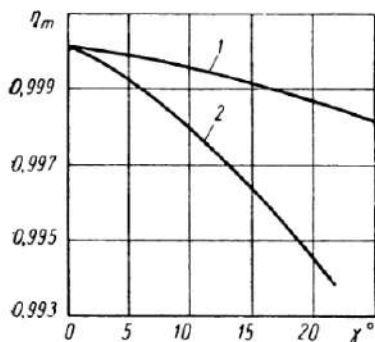


Фиг. 91. К. п. д. дискового полукардана.



Фиг. 92. Зависимость к. п. д. карданной передачи с карданами с крестовиной от нагрузки.

потери, как видно из графика (фиг. 92), заимствованного из каталога GWB, являются небольшими и практически при расчете карданной передачи ими можно пренебречь. График составлен для карданной передачи, включающей два кардана с крестовиной, вращающейся со скоростью 3000 об/мин. Кривая 1 относится к полной нагрузке, кривая 2 — к половинной нагрузке и кривая 3 — к нагрузке, равной одной четверти; при отсутствии угла между валами к. п. д. равен единице.



Фиг. 93. Зависимость к. п. д. от угла наклона валов.

На фиг. 93 показано изменение к. п. д. карданной передачи с двумя карданами с крестовиной без компенсирующего устройства в зависимости от угла наклона валов. Кривая 1 учитывает только потери в восьми игольчатых подшипниках цапф крестовин, а кривая 2 — суммарные потери на трение в двух карданах при передаче максимального крутящего момента. Разность ординат между кривыми

1 и 2 дает все прочие потери на трение в карданной передаче.

Как видно из графика (фиг. 93), к. п. д. карданной передачи сравнительно быстро падает с ростом угла между валами.

Для теоретического определения к. п. д. η_m кардана с крестовиной при угле наклона валов не свыше $8-10^\circ$ может быть использовано уравнение, предложенное акад. Е. А. Чудаковым

$$\eta_m \approx 1 - \frac{4\mu r_1 \operatorname{tg} \gamma}{\pi R}, \quad (32)$$

где μ — коэффициент трения в сочленении крестовины;

r_1 — радиус шипа крестовины;

γ — угол наклона валов;

R — средний радиус вращения шипов крестовины.

У специальных типов карданов к. п. д. также близок к единице. Для шариковых карданов с делительным механизмом при угле между валами $\gamma = 25^\circ$ потери на трение составляют примерно 2% [24], т. е. к. п. д. равен 0,98.

Таким образом, при расчете карданной передачи величина к. п. д. кардана независимо от его конструкции может быть принята (в некоторых случаях и с известным запасом) равной 0,98.

Критическое число оборотов карданной передачи

Зная величину максимального крутящего момента, нагружающего карданную передачу, и расстояние между центрами карданов, можно определить необходимые размеры передачи, удовлетворяющие статической прочности.

Однако возникающие изгибные колебания, которые зависят от скорости вращения карданной передачи и ее длины (расстояния между центрами карданов), могут при выбранных сечениях карданных валов привести к их поломке.

Под критическим числом оборотов вала понимают число оборотов вала, при котором происходит потеря устойчивости прямой формы оси вращающегося вала. Таким образом, чтобы не было потери устойчивости карданным валом максимальное число оборотов карданного вала должно быть ниже критического числа оборотов.

Проверка критического числа оборотов карданного вала производится по следующим уравнениям, в которых принимается, что на всей длине карданный вал имеет постоянное сечение.

Для трубчатого вала

$$n_{кр} = \eta \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}; \quad (33)$$

для сплошного вала

$$n_{кр} = \eta \frac{D}{L^2}, \quad (34)$$

где η — коэффициент;

D — наружный диаметр вала в см;

d — внутренний диаметр вала в см;

L — расстояние между центрами карданов в см. При наличии промежуточной опоры для L берут расстояние между центром кардана и центром промежуточной опоры.

Значения коэффициента η , взятые по различным источникам, несколько отличаются между собою, что, очевидно, можно отнести за счет принимаемого значения модуля упругости E для стали. Акад. Е. А. Чудаков рекомендует коэффициент η для валов принимать равным $1,025 \cdot 10^7$, фирма GWB $1,22 \cdot 10^7$, а фирма Рзепп $1,11 \cdot 10^7$.

Теоретическое значение критического числа оборотов, подсчитанное по приведенным выше формулам, должно быть выше максимально возможного значения числа оборотов при эксплуатации (например, при движении с горы, когда число оборотов карданного вала может быть выше числа его оборотов по двигателю).

Коэффициент k представляет собой отношение критического числа оборотов $n_{кр}$ к эксплуатационным числам оборотов $n_{эк}$

$$k = \frac{n_{кр}}{n_{эк}} \quad (35)$$

Фирма GWB указывает, что коэффициент k должен быть не менее 1,2.

Значение $k=1,2$ допустимо в том случае, если зазоры в шлицевом сочленении и в игольчатых подшипниках выдержаны с достаточной точностью.

Фирма Рзепп рекомендует, чтобы критическое число оборотов было, по крайней мере, на 20 % выше эксплуатационного числа оборотов.

В отечественной практике критические числа оборотов карданного вала обычно принимают на 1000 оборотов выше его возможных эксплуатационных чисел оборотов.

Карданные валы в приводе ведущих и управляемых колес на критическое число оборотов не проверяют, так как они имеют малую длину между центрами карданов (при двух карданах) и вращаются со сравнительно низким числом оборотов.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

При проектировании и расчете карданной передачи, как и любого другого механизма, необходимо знать, в какие эксплуатационные условия будет поставлена разрабатываемая конструкция, знать все виды действующих нагрузок не только по величине, но и по времени их действия.

Составление ясной картины нагрузочного режима осложняется для автомобиля его известной универсальностью, заключающейся в том, что один и тот же автомобиль работает в различных дорожных условиях и с неодинаковой нагрузкой. Несколько бо́льшая ясность в условия эксплуатации вносится при проектировании специальных автомобилей, предназначенных для определенных ограниченных дорожных условий и нагрузок.

Для надежной эксплуатации автомобиля необходимо, чтобы он не выходил из строя из-за преждевременной поломки его деталей (обладал определенной прочностью) или их износа (имел продолжительный срок службы).

Таким образом, намечаются два вида расчетов: на прочность и на износ.

При расчете на прочность, от которой зависит надежность работы механизма, нужно знать максимально возможные, хотя бы и единичные, так называемые пиковые нагрузки.

Расчет на прочность по максимальному крутящему моменту двигателя не дает возможность определить максимальные напряжения, так как пиковая нагрузка может быть значительно больше.

Исследования нагрузочных режимов автомобильных трансмиссий показали, что инерционный момент двигателя при резком включении сцепления и при блокировке колес при торможении с невыключенным сцеплением может значительно превышать максимальный крутящий момент двигателя. И если при некоторых обстоятельствах сцепление является известным предохранителем (за счет пробуксовки) от перегрузки трансмиссии автомобиля, то при резком включении сцепления и торможении (при котором происходит скольжение колес) с невыключенным сцеплением, пиковые нагрузки могут быть значительно выше нагрузок, определяемых по коэффициенту запаса сцепления.

Опытные данные показывают, что при резком включении сцепления инерционный момент на карданном валу за коробкой передач может быть в 2—3,5 раза больше максимального крутящего

момента двигателя. Методика определения этого момента расчетным путем в процессе проектирования трансмиссии разработана недостаточно, а экспериментальное определение возможно при наличии опытных образцов.

При введении в трансмиссию автомобиля упругого звена снижаются пиковые нагрузки. Этим объясняется наблюдаемое в последнее время введение в трансмиссию автомобиля, в частности в карданные передачи, упругих муфт, которые устанавливают вместе с карданами или встраивают в карданный вал. На фиг. 69 была показана карданная передача Спайсер с упругой муфтой, используемая в трансмиссиях автомобилей большой грузоподъемности. При установке гидротрансформатора также снижаются пиковые нагрузки в трансмиссии.

Для определения срока службы механизма необходимо установить величину и длительность действия наиболее характерных для данного автомобиля нагрузок.

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В процессе эскизного проектирования намечают координаты расположения центров карданов относительно других механизмов трансмиссий, выбирают конструкцию карданной передачи и предварительно определяют ее основные размеры.

Для решения этих вопросов, если не проектируют совершенно новую конструкцию карданной передачи, используют, как правило, материалы каталогов по существующим конструкциям.

При рабочем проектировании окончательно разрабатывают конструкцию карданной передачи, анализируют ее работу и рассчитывают как передачу в целом, так и отдельные ее механизмы и детали.

Так как условия работы карданных передач зависят от различных факторов, учесть которые в материалах каталогов невозможно, то это ограничивает число параметров, приводимых в каталогах, самыми основными, необходимыми для общей ориентации при выборе карданной передачи. Поэтому при рабочем проектировании возникает необходимость подробного расчета как самой передачи, так и ее деталей и механизмов.

Параметры, приводимые в каталогах различных фирм, даже по однотипным конструкциям карданных передач, полностью между собою не унифицированы. Однако во всех каталогах приводятся следующие исходные параметры:

- $M_{кат}$ — максимально рекомендуемый или допустимый крутящий момент, передаваемый карданом или карданной передачей;
- γ — угол наклона валов (обычно максимальный);
- L_k — длина карданной передачи (расстояние между торцами фланцев).

В некоторых случаях (например в каталоге фирмы GWB) указывается также статический разрушающий крутящий момент, т. е. момент, при котором наступает разрушение одного из элементов передачи.

Многие фирмы (особенно английские и американские) указывают, кроме крутящего момента, значение передаваемой мощности при 100 об/мин (см. табл. 7).

Иногда, кроме максимального крутящего момента, указывается и среднее его значение. Что касается весовых данных, то они не всегда приводятся, и если и даются, то для определенных условий размеров длин карданной передачи (например 1000 и 2000 мм). В редких случаях для этих же длин приводятся и значения моментов инерции (см. табл. 8).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ

Действующие силы при расчете на прочность определяются для случая действия максимальных нагрузок (статических и динамических). Под максимальной статической нагрузкой понимается нагрузка, полученная в результате использования максимального крутящего момента двигателя. Максимальные динамические нагрузки, вызванные отклонением от нормальных эксплуатационных условий (выезд из колеи, резкое торможение и т. п.), следует считать эпизодическими.

Таким образом, расчет на прочность следует вести по максимальным статическим нагрузкам с последующей проверкой на максимальные динамические нагрузки.

В карданной передаче при постоянном крутящем моменте на ведущем валу $M_{к1}$ ведомый вал будет находиться под воздействием переменного крутящего момента $M_{к2}$, определяемого выражением:

$$M_{к2} = M_{к1} \frac{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}.$$

Из этой формулы видно, что минимальное значение крутящего момента $M_{к2}$ на карданном валу будет при $\alpha = 0^\circ$ и максимальное при $\alpha = 90^\circ$. Отсюда

$$M_{к2 \max} = \frac{M_{к1 \max}}{\cos \gamma_{\max}}. \quad (36)$$

Крутящий момент на ведущем валу $M_{к1}$ равен максимальному крутящему моменту двигателя, а если карданная передача расположена за коробкой передач, то этот момент должен быть умножен на максимальное передаточное число коробки. Обычно в этих случаях к. п. д. работающих передач не учитывается.

В многоприводных автомобилях, когда в трансмиссию вводится раздаточная коробка и имеется несколько карданных передач, распределение момента по последним зависит от наличия и конструкции межосевого дифференциала, длины и жесткости валов и некоторых других факторов (длины и жесткости полуосей, зазоров в сочленениях трансмиссии, жесткости шин и дорожных условий).

Если обозначить λ_1 , λ_2 и λ_n коэффициенты распределения крутящего момента по карданным передачам, то расчетный момент на соответствующей передаче за раздаточной коробкой

$$M_{nk} = M_{\max} \cdot i_k \cdot i_{pk} \lambda_n, \quad (37)$$

где $M_{\max}$ — максимальный крутящий момент двигателя;
 i_k — наибольшее передаточное число в коробке передач
 (первая передача или задний ход);
 i_{pk} — наибольшее передаточное число в раздаточной коробке.
 Используя уравнения (36) и (37), получим

$$M_{k2 \max} = \frac{M_{\max} i_k i_{pk} \lambda_n}{\cos \gamma_{\max}}, \quad (38)$$

где $\gamma_{\max}$ — максимальный статический угол между валами.

Так как угол $\gamma_{\max}$ обычно имеет сравнительно малую величину, то без большой погрешности его можно не учитывать. Тогда

$$M_{k1 \max} = M_{k2 \max} = M_{\max} \cdot i_k \cdot i_{pk} \cdot \lambda_n. \quad (39)$$

При установке на автомобиле трансмиссионного тормоза (на коробке передач или раздаточной коробке) прочность дегалей карданной передачи должна быть проверена на максимальный тормозной момент, который для карданной передачи, расположенной за главной передачей, определяется из выражения

$$M'_{k2 \max} = G_2 \varphi r_k \frac{1}{i_0}, \quad (40)$$

где G_2 — вес, приходящийся на ведущую ось, которая связана с трансмиссионным тормозом;

φ — коэффициент сцепления между шиной и дорогой; коэффициент принимается равным 0,7;

r_k — радиус колеса;

i_0 — передаточное число главной передачи.

Помимо расчета на прочность и на износ, карданная передача проверяется на инерционные нагрузки при резком торможении колесным или трансмиссионным тормозом с невыключенным сцеплением. В этом случае расчетный момент

$$M^*_{k2 \max} = M_{k1 \max} \beta, \quad (41)$$

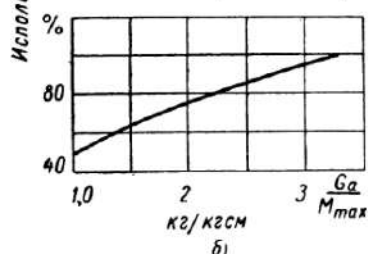
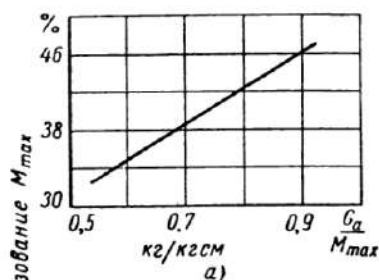
где β — коэффициент запаса сцепления.

При расчете карданных передач на износ необходимо пользоваться средним эксплуатационным крутящим моментом. Для легковых и грузовых автомобилей и автобусов этот момент определяется на прямой передаче в зависимости от отношения полного веса G_a автомобиля к максимальному крутящему моменту двигателя $M_{\max}$

$$M_{\text{эк}} = \frac{M_{\max} a}{100}, \quad (42)$$

где a — коэффициент использования максимального крутящего момента двигателя, который определяют по графику (фиг. 94).

График, представленный на фиг. 94, а, относится в основном к легковым автомобилям среднего и большого литража с двигателями нормальной мощности (автомобили европейского производства). Для легковых автомобилей США с высокой мощностью двигателей отношение $\frac{G_a}{M_{\max}}$ будет весьма малым, выходящим за пределы настоящего графика.



Фиг. 94. График для определения эксплуатационных моментов.

На фиг. 94, б даны значения $\frac{G_a}{M_{\max}}$ для легковых (малолитражных) и грузовых автомобилей и автобусов. Для специальных автомобилей со специфическими эксплуатационными условиями (значительное время автомобиль движется с включенной передачей) в график должны быть в каждом отдельном случае внесены коррективы, в зависимости от эксплуатационных условий.

В том случае, если отношение $\frac{G_a}{M_{\max}}$ больше 3,3, для расчета на износ используют максимальный крутящий момент двигателя.

Данные по эксплуатационным моментам для отечественных автомобилей приведены в табл. 26.

Таблица 26
Данные по средним эксплуатационным крутящим моментам для отечественных автомобилей

Автомобили	Максимальный крутящий момент двигателя $M_{\max}$ в кгсм	Полный вес G_a в кг	$\frac{G_a}{M_{\max}}$	Использование крутящего момента в %	Средний эксплуатационный крутящий момент $M_{\text{эк}}$ в кгсм
Легковые:					
„Москвич-407“	880	1290	1,45	63	815
„Волга М-21“	1700				
ЗИЛ-111	4700	3130	0,66	37	1740
Грузовые:					
ГАЗ-51А	2050	5350	2,6	91	1870
ЗИЛ-164	3300	8250	2,5	88	2900
МАЗ-200	4700	13725	2,9	94	4410
ЯАЗ-219	7050	23530	3,3	100	7050
ЗИЛ-157	3400	10190	3,0	96	3260
ЯАЗ-214	7800	19570	2,5	88	6850

УГЛЫ НАКЛОНА ВАЛОВ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Для проектирования карданной передачи необходимо знать углы (статические и динамические) между валами, которые возможны при эксплуатации автомобиля.

Под статическими углами понимаются углы наклона валов при неподвижном автомобиле, установленном на горизонтальной опорной плоскости. Статические углы определяют для автомобиля без нагрузки и с полной нагрузкой.

Динамические углы возникают при движении автомобиля из-за наличия упругих элементов подвески и под влиянием тяговых и тормозных усилий.

При расчете деталей карданной передачи на прочность используют наибольшие углы наклона валов, а при расчете на износ — углы наклона валов, при которых карданная передача работает наиболее длительное время.

На фиг. 95, а приведена схема карданной передачи, имеющая только статические углы γ_1 и γ_2 , поскольку агрегаты, соединяемые карданной передачей, жестко закреплены на одной раме. Величины указанных углов не зависят от степени нагрузки автомобиля.

На фиг. 95, б дана весьма распространенная схема карданной передачи, у которой как статические, так и динамические углы наклона карданного вала зависят от степени нагрузки автомобиля и дорожных условий. Обычно при такой схеме привода карданный вал имеет наклон только в вертикальной плоскости.

На фиг. 95, в приведена схема карданной передачи, имеющей промежуточную опору. Вал 4 в этом случае будет работать при постоянном угле γ_1 . Так как вал 3 расположен под некоторым углом к продольной вертикальной плоскости автомобиля, то на чертежах указываются проекции этих углов на вертикальную и горизонтальную плоскости. Для расчетов определяют действительные углы, при которых работает карданная передача.

При передаче тягового усилия или торможении упругими элементами подвески ведущий мост поворачивается на некоторые углы θ_1 и θ_2 (фиг. 95, г).

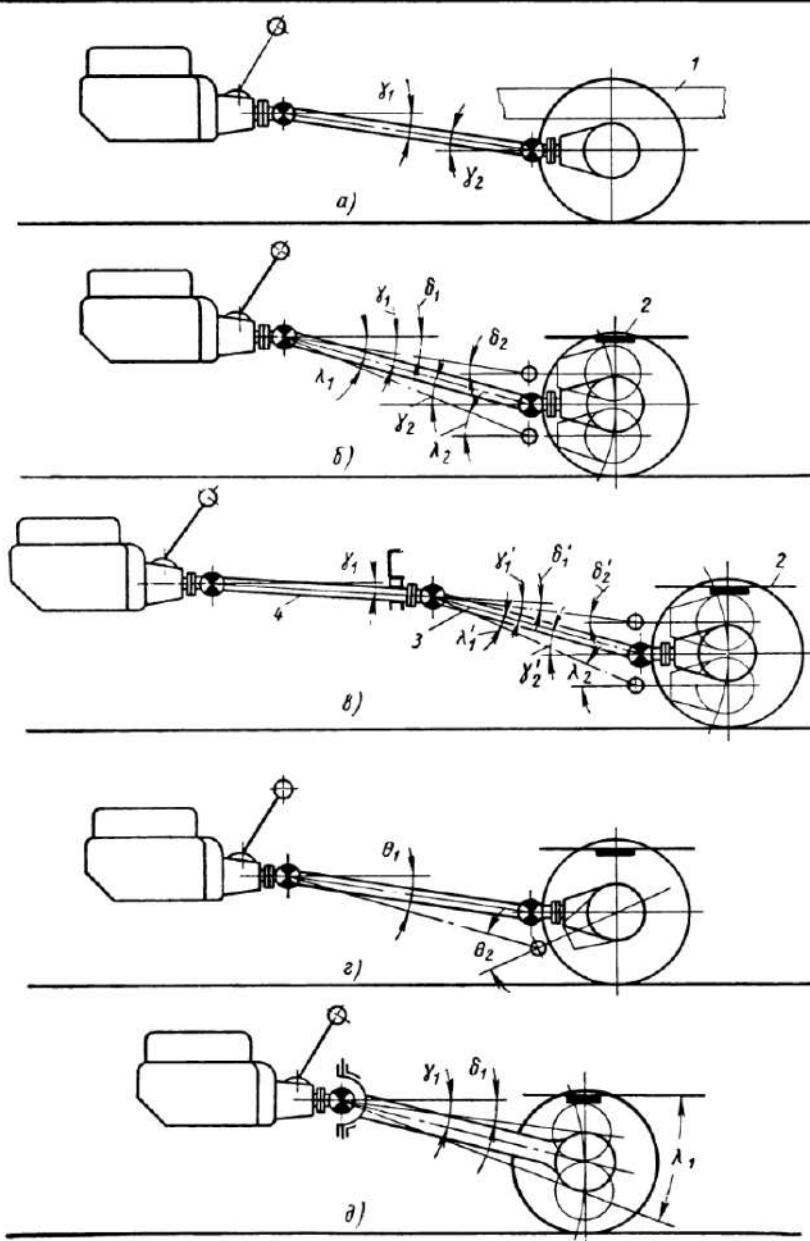
На фиг. 95, д приведена схема карданной передачи, у которой тяговые и тормозные усилия передаются с помощью карданной трубы. В этом случае возможна установка только одного кардана, причем центр кардана совпадает с центром шаровой опоры карданной трубы.

Динамические углы δ и λ показаны на фиг. 95, б, в и г. Эти углы для разных отклонений карданного вала обозначены соответствующими индексами.

γ_{IV} — проекция угла между ведущим и карданным валами на вертикальную плоскость;

γ_{IV} — проекция угла между ведомым и карданным валами на вертикальную плоскость;

γ_{IH} — проекция угла между ведущим и карданным валами на горизонтальную плоскость;



Фиг. 95. Принципиальные схемы карданных передач и углы наклона карданных валов:

1 — рама; 2 — ограничитель; 3 и 4 — валы.

γ_{2H} — проекция угла между ведомым и карданным валами на горизонтальную плоскость;

γ_1 и γ_2 — углы между ведомым, ведущим и карданным валами;

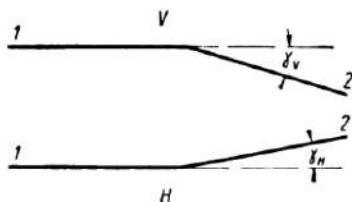
δ_1 и δ_2 — углы наклона ведущего и ведомого валов относительно карданного вала при максимальном подъеме колеса (или опускании кузова);

λ_1 и λ_2 — углы наклона ведущего и ведомого валов относительно карданного вала при наибольшем опускании колеса (подъеме кузова);

θ_1 и θ_2 — углы наклона ведущего и ведомого валов относительно карданного вала при повороте заднего моста в момент торможения (соответственно при передаче тягового усилия).

При определении углов δ , λ и θ их проекции на горизонтальную и вертикальную плоскости обозначаются так же, как и для углов γ_1 и γ_2 .

Для уменьшения углов наклона карданных валов двигатель обычно располагают под небольшим углом к горизонтальной оси автомобиля. Ниже приведены величины для угла наклона оси коленчатого вала двигателя относительно горизонтали.



Фиг. 96. Проекция угла между валами

Легковые автомобили:

МЗМА-400	1°10'15"
МЗМА-407	3°40'
М-20 „Победа“	3°30'

Грузовые автомобили:

ГАЗ-51А	—
ЗИЛ-164	0°42'
МАЗ-200	—

Из приведенных данных видно, что угол наклона оси коленчатого вала к горизонтали имеет небольшую абсолютную величину, однако она имеет существенное значение для карданной передачи.

При проектировании сложных пространственных карданных передач конструктору обычно бывают известны углы между валами на вычерченных проекциях передачи. Для кинематического и силового анализа передачи необходимо знать действительное значение угла γ между валами.

Чаще всего в практике конструирования встречается случай, когда ось одного из валов бывает параллельна плоскостям проекций H и V (фиг. 96).

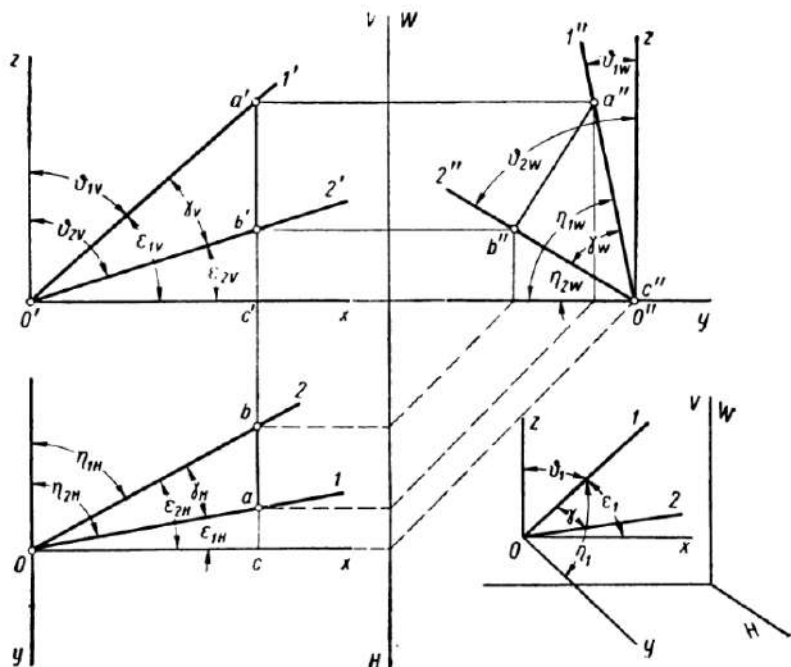
Искомый угол γ определяют из соотношения

$$\operatorname{tg}^2 \gamma = \operatorname{tg}^2 \gamma_H + \operatorname{tg}^2 \gamma_V, \quad (43)$$

где γ_H и γ_V — проекции искомого угла соответственно на плоскости H и V .

Сложнее обстоит дело в общем случае при проектировании сложных пространственных карданных передач.

Определим угол γ между пересекающимися прямыми 1 и 2 по проекциям этих пересекающихся прямых (фиг. 97). Поместим в точку O пересечения прямых систему координат xyz , параллельную плоскостям проекции. При этом индекс в обозначении



Фиг. 97. К определению действительного угла γ между валами.

проекции направляющих углов ϵ , η , ϑ прямых 1 и 2 указывает принадлежность прямой 1 и 2 и плоскость проекции¹.

При принятых обозначениях действительное значение угла γ между валами определяем из выражения:

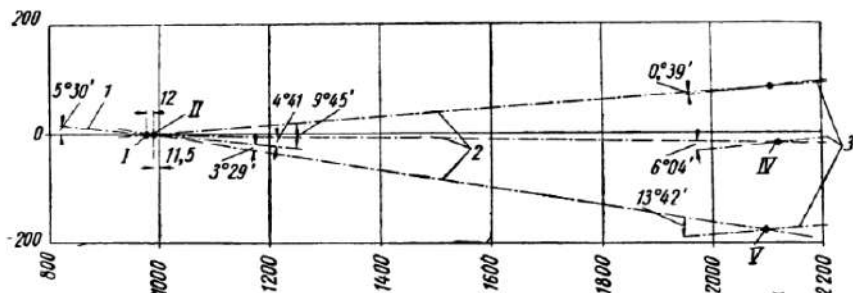
$$\begin{aligned} \cos \gamma = & \frac{1}{\sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \epsilon_{1H} + \operatorname{tg}^2 \epsilon_{1V})(1 + \operatorname{tg}^2 \epsilon_{2H} + \operatorname{tg}^2 \epsilon_{2V})}} + \\ & + \frac{1}{\sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \eta_{1H} + \operatorname{tg}^2 \eta_{1V})(1 + \operatorname{tg}^2 \eta_{2H} + \operatorname{tg}^2 \eta_{2V})}} + \\ & + \frac{1}{\sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \vartheta_{1V} + \operatorname{tg}^2 \vartheta_{1W})(1 + \operatorname{tg}^2 \vartheta_{2V} + \operatorname{tg}^2 \vartheta_{2W})}}. \end{aligned} \quad (44)$$

¹ Направление отсчета проекций направляющих углов, как это видно из последующего, не имеет значения.

В некоторых случаях более удобной может оказаться формула

$$\operatorname{tg}^2 \gamma = \frac{(\operatorname{tg} \epsilon_{1V} - \operatorname{tg} \epsilon_{2V})^2 + (\operatorname{tg} \epsilon_{1H} - \operatorname{tg} \epsilon_{1H})^2 + (\operatorname{tg} \epsilon_{1V} \operatorname{tg} \epsilon_{2H} - \operatorname{tg} \epsilon_{1H} \operatorname{tg} \epsilon_{2V})^2}{(1 + \operatorname{tg} \epsilon_{1V} \operatorname{tg} \epsilon_{2V} + \operatorname{tg} \epsilon_{1H} \operatorname{tg} \epsilon_{2H})^2}. \quad (45)$$

Знание углов наклона валов позволяет вычертить схему перемещения деталей карданной передачи, удобную для практического использования.



Фиг. 98. Принципиальная схема карданной передачи:

I — положение переднего кардана карданной передачи при крайнем верхнем и нижнем положениях заднего кардана; *II* — положение переднего кардана карданной передачи при среднем положении заднего кардана; *III* — крайнее верхнее положение заднего кардана; *IV* — среднее положение заднего кардана (при полной статической нагрузке); *V* — крайнее нижнее положение заднего кардана; *1* — ось двигателя; *2* — ось карданной передачи; *3* — ось ведущей шестерни заднего моста.

В качестве примера на фиг. 98 приведена схема для карданной передачи, соединяющей коробку передач с главной передачей. На схеме показаны перемещения карданной передачи в вертикальной плоскости. За нулевую линию принята горизонталь, проходящая через центр переднего кардана при среднем положении заднего кардана и полной статической нагрузке. Крайнее верхнее положение заднего кардана определено для случая сбитого буфера из резины, а крайнее нижнее положение — для вывешенного заднего моста. Так как схема перемещений вычерчивается в определенном масштабе, то это позволяет определить величину перемещения любой точки карданной передачи, что важно при компоновке автомобиля.

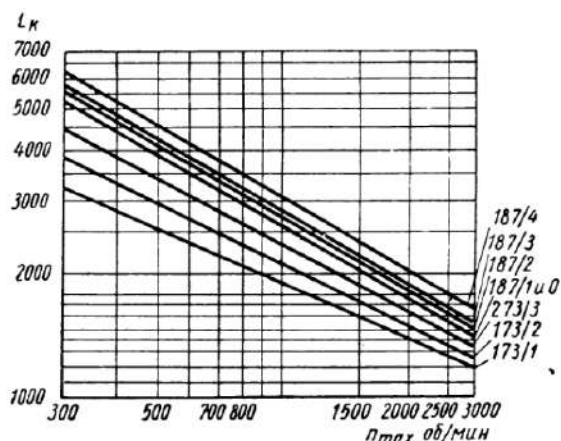
ДЛИНА КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

При выборе длины L_k карданной передачи (L_k — расстояние между торцами фланцев) необходимо руководствоваться следующим:

а) не допускать изгибных колебаний, зависящих, в первую очередь, от числа оборотов вала. В этом отношении трубчатые валы обладают преимуществом;

б) низшее, критическое число оборотов карданной передачи должно быть не менее чем на 25% выше максимально возможного числа ее оборотов;

в) не следует увеличивать длину L между центрами карданов против существующих размеров, рекомендуемых фирмами, поставляющими карданные передачи, так как при этом может потребоваться для повышения изгибной жесткости соответствующее увеличение диаметра вала.



Фиг. 99. Зависимость между длиной вала и допустимым числом оборотов для карданов фирмы GWB

Так как не всегда возможно удовлетворить требованиям, указанным в пунктах а и б, при использовании стандартных передач, то некоторые фирмы для этого случая выпускают карданные передачи с увеличенными диаметрами валов.

На фиг. 99 дается график зависимости между длиной L_k и максимально допустимым числом оборотов

для карданных передач фирмы GWB при условии, что критическое число оборотов 1-го порядка будет на 25 % выше допустимого числа оборотов.

Для иллюстрации изложенного приведена табл. 27, в которой

Таблица 27

Рекомендуемые фирмой GWB расстояния L_k между торцами фланцев для 3000 об/мин

Типоразмер карданной передачи	Максимально допустимый крутящий момент в кгсм	Стандартные карданные передачи		Карданные передачи с увеличенными диаметрами труб			
		Наружный диаметр трубы S в мм	L_k в мм	Наружный диаметр трубы S в мм	L_k в мм	Наружный диаметр трубы S в мм	L_k в мм
173/1	1350	28	1150	—	—	—	—
173/2	2250	32	1500	—	—	—	—
187/1	11200	50	1300	60	1500	80	1900
187/2	20000	60	1400	70	1650	—	—
187/3	35500	70	1500	90	1750	—	—
187/4	63000	90	1600	100	1750	—	—

Примечание. Прочие данные по указанным стандартным типоразмерам карданных передач приведены в табл. 8.

даны максимальные значения L_k при 3000 об/мин для карданных передач общепринятых размеров и для передач с увеличенными

размерами валов. При этом критическое число оборотов для этих передач будет не ниже 3750 в минуту (т. е. на 25 % выше 3000 об/мин). Кроме того, фирма указывает, что возможно дальнейшее кратковременное увеличение числа оборотов еще на 10 %.

ПОДБОР КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО ДАННЫМ ФИРМЫ GWB

Фирма GWB указывает, что подбор карданной передачи, исходя только из максимального крутящего момента силового агрегата, без учета конструкции и специфических условий работы трансмиссии (углов между валами, стабильности режима, упругой связи и т. п.), не дает удовлетворительных результатов. По этим соображениям фирма окончательно рекомендует карданную передачу только после всестороннего исследования рабочего режима автомобиля в лабораторных и дорожных условиях. Для предварительного выбора типоразмера карданной передачи можно пользоваться графиком (фиг. 100), составленным для случая длительной работы карданной передачи с постоянным крутящим моментом при условии, что угол наклона валов не более 3° и расчетная долговечность 5000 час.

При всех отклонениях от указанных условий должны быть внесены коррективы с использованием соответствующих коэффициентов, учитывающих динамические нагрузки (K_1), желаемую долговечность (K_2) и угол между валами (K_3).

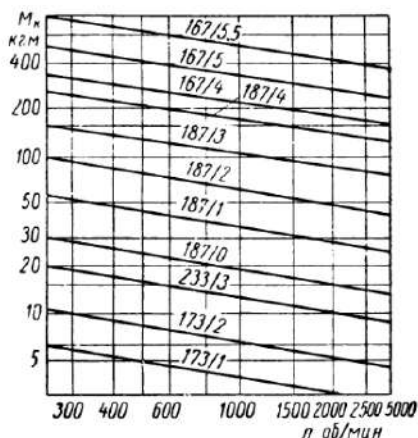
Коэффициент K_1 , учитывающий динамические нагрузки, при наличии упругой связи в трансмиссии находится в пределах 1,25—2,0, причем рекомендуются следующие величины K_1 :

- 1,5 — для дизелей с четырьмя и более цилиндрами;
- 1,25 — для карбюраторных двигателей с четырьмя и более цилиндрами;
- 2 — для дизелей с тремя и менее цилиндрами;
- 1,5 — для карбюраторных двигателей с тремя и менее цилиндрами.

Если в трансмиссии отсутствует упругий элемент (например, муфта), то к значению K_1 надо прибавить 0,5.

Для коэффициента долговечности K_2 принимают следующие значения:

Долговечность в час . .	5000	7500	10 000	15 000	20 000
K_2	1	1,12	1,26	1,44	1,58



Фиг. 100. График зависимости типоразмеров карданных передач от числа оборотов и передаваемого крутящего момента.

Коэффициент K_3 учитывает влияние угла наклона валов γ , если он свыше 3° .

Угол γ° . . . До 3	3—6	6—10	10—15
K_3 1	1,2	1,45	1,65

Так как график, приведенный на фиг. 100, не отражает специфических особенностей карданных передач автомобилей, то остается открытым вопрос определения величины длительно действующего постоянного момента. Как уже указывалось, за такой момент в автомобилестроении принимается средний эксплуатационный крутящий момент на прямой передаче, определяемый в функции отношения $\frac{G_a}{M_{\max}}$ (см. фиг. 94).

Если и для этого случая подбора карданной передачи использовать значение среднего эксплуатационного крутящего момента, то выражение для определения величины допускаемого момента M'_k примет следующий вид:

$$M'_k = M_{\text{эк}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3. \quad (46)$$

Зная момент M'_k и число оборотов по графику (фиг. 100) определяем типоразмер карданной передачи фирмы GWB.

Так как типоразмер карданной передачи определен по средне-эксплуатационному моменту на прямой передаче, то необходимо проверить, не будут ли крутящие моменты на первой передаче или при заднем ходе выше максимального значения крутящего момента, указанного в каталоге.

В качестве примера определим типоразмер карданной передачи по методу фирмы GWB для автомобиля ЗИЛ-164, у которого максимальный крутящий момент двигателя равен 3300 кгсм и полный вес 8250 кг.

По графику (см. фиг. 94) для коэффициента $a = \frac{G_a}{M_{\max}} = \frac{8250}{3300} = 2,5$ процент использования максимального крутящего момента двигателя равен 83%, а коэффициенты K по данным фирмы GWB имеют следующие величины $K_1 = 1,25 + 0,5 = 1,75$; $K_2 = 1$ (для долговечности 5000 час.); $K_3 = 1,2$ (примерно для $\gamma = 6^\circ$). Поэтому

$$M_{\text{эк}} = M_{\max} \cdot 0,83 = 3300 \cdot 0,83 \approx 2750 \text{ кгсм};$$

$$M'_k = 2750 \cdot 1,75 \cdot 1 \cdot 1,2 \approx 5800 \text{ кгсм}.$$

Принимая среднюю техническую скорость движения по дорогам с усовершенствованным покрытием равной 45 км/час, получаем число оборотов двигателя, соответствующее этой скорости около 1500 в минуту.

По графику, представленному на фиг. 100, этим исходным параметрам автомобиля рекомендуется карданная передача 187/2 с максимально допустимым крутящим моментом 20 000 кгсм.

Наибольшее передаточное число коробки передач автомобиля ЗИЛ-164 равно 6,7 (задний ход). С учетом этого передаточного числа максимальный крутящий момент для ведущего элемента карданной передачи (для вторичного вала коробки передач)

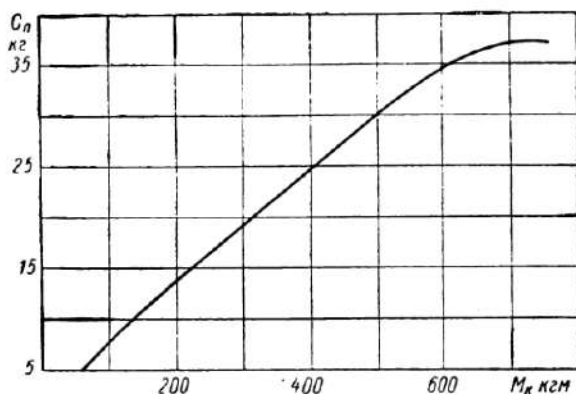
$$M_{\kappa 1} = M_{\max} \cdot 6,7 = 3300 \cdot 6,7 = 22100 \text{ кгсм.}$$

Полученная величина максимального крутящего момента близка к величине крутящего момента, указанной для карданной передачи типоразмера 187/2.

При сравнении размеров крестовин карданов автомобиля ЗИЛ-164 с аналогичными размерами крестовин типоразмера 187/2 оказалось, что они приблизительно одинаковые.

ВЕСОВЫЕ ДАННЫЕ ПО КАРДАНЫМ ПЕРЕДАЧАМ

Одним из направлений в усовершенствовании карданных передач является снижение их веса при сохранении прочностных данных. Фирма Харду-Спайсер указывает, что за последние 25 лет вес карданных передач уменьшился в среднем на 20 %.



Фиг. 101. Зависимость между весом карданной передачи и передаваемым максимальным крутящим моментом (при $L=1000$ мм).

Вес карданной передачи с двумя карданами складывается из весов карданов, компенсирующего устройства (если оно имеется) и карданного вала.

Различные величины межцентровых расстояний L между карданами получаются за счет изменения длины карданного вала. Таким образом, увеличение веса карданной передачи в зависимости от ее длины (для данного типоразмера) происходит фактически за счет веса карданного вала.

Для суждения о весовых параметрах карданных передач с карданами с крестовиной на игольчатых подшипниках можно воспользоваться данными табл. 28 и графиком (фиг. 101) зависимости между весом G_n карданной передачи при $L_k = 1000$ мм и переда-

ваемым максимальным крутящим моментом. Как видно из графика, для низких значений максимального крутящего момента имеется почти прямолинейная зависимость между передаваемым максимальным крутящим моментом M_k и весом G_n карданной передачи. При более высоких значениях максимального крутящего момента эта зависимость нарушается, так как величина M_k растет быстрее веса G_n .

Таблица 28

Данные по карданным передачам с карданами с крестовиной на игольчатых подшипниках (фирма GWB)

Максимально допустимый крутящий момент M_k в кгс·м	Наружный диаметр трубы в мм	Вес G_n карданной передачи в кг при длине L_k^* в мм		Вес G_n 1 пог. м трубы в кг
		1000	2000	
6300	50	5,9	8,2	2,3
7550	50	6,0	8,3	2,3
11200	55	8,2	11,6	3,4
13500	50	8,2	11,7	3,5
20000	60	12,8	17,0	4,2
24000	70	13,3	18,3	5,0
35500	70	21,7	28,2	6,5
42000	80	22,5	30,0	7,5
63000	90	35,4	43,9	8,5
75000	100	36,9	46,4	9,5

* L_k — расстояние между торцами фланцев.

Эти данные позволяют с необходимой для эскизного проектирования точностью производить весовую оценку карданных передач аналогичных типов.

Зная вес 1 пог. м трубы можно определить, насколько проектируемая карданная передача длиннее карданной передачи при $L=1000$ мм и вычислить ее вес для любого значения L_k .

КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Под коэффициентом запаса K_z карданной передачи понимается отношение разрушающего крутящего момента $M_{раз}$ (вызывающего поломку одной из деталей передачи) к максимальному (статическому) крутящему моменту M_k , передаваемому карданной передачей

$$K_z = \frac{M_{раз}}{M_k} \quad (47)$$

Величина разрушающего крутящего момента не всегда приводится в каталогах. Фирмой GWB указывается величина разрушаю-

щего крутящего момента, что дает возможность определить величину K_z для ряда карданных передач. Значения K_z приведены в табл. 29. Как видно из табл. 29, значение K_z находится в пределах 3—3,2.

Таблица 29

Значения коэффициента запаса K_z для карданных передач фирмы GWB*

Типоразмер карданной передачи	Крутящий момент в кгс·м		Коэффициент K_z	Типоразмер карданной передачи	Крутящий момент в кгс·м		Коэффициент K_z
	M_k	$M_{раз}$			M_k	$M_{раз}$	
187/0	6300	20 000	3,18	287/0	7550	23 000	3,05
187/1	11 200	36 000	3,22	287/1	13 500	42 000	3,12
187/2	20 000	65 000	3,26	287/2	24 000	76 000	3,17
187/3	35 500	112 000	3,16	287/3	42 500	132 000	3,10
187/4	63 000	195 000	3,10	287/4	75 000	230 000	3,07
167/4	70 000	225 000	3,21				
167/5	110 000	380 000	3,45				

* С крестовиной на игольчатых подшипниках.

Если подбирать карданную передачу с коэффициентом запаса $K_z = 3$, то максимальные динамические нагрузки, при которых не наступает разрушение карданной передачи, не должны превышать трехкратной максимальной статической нагрузки. Таким образом, величина K_z лимитирует значения максимальных динамических нагрузок, что необходимо учитывать при расчете на прочность.

Как показывает практика, одинаковые по типоразмерам карданные передачи различных фирм имеют, близкие разрушающие моменты. Исходя из этого, определим коэффициент запаса K_z для карданных передач отечественных грузовых автомобилей ЗИЛ-154 и МАЗ-200.

Для контроля карданных передач в производственных условиях в технической документации обычно указывается контрольный крутящий момент $M_{кк}$ (статический), который определяется из условия отсутствия в деталях карданной передачи после испытания остаточной деформации. Обозначим отношение контрольного крутящего момента $M_{кк}$ к максимальному крутящему моменту M_k через K'_z

$$K'_z = \frac{M_{кк}}{M_k}.$$

На этот же крутящий момент проверяется у автомобилей ЗИЛ-164 и МАЗ-200 и прочность сварного шва карданной трубы.

Величина K'_z для отечественных грузовых автомобилей ЗИЛ-164 и МАЗ-200 приведена ниже.

	ЗИЛ-164	МАЗ-200
Максимальный крутящий момент M_K в кгс·м ¹	22 110	31 440
Разрушающий крутящий момент $M_{раз}$ по данным фирмы GWB в кгс·м	76 000	112 000
Коэффициент запаса K_z	3,43	3,55
Контрольный крутящий момент $M_{кн}$ ²	31 000	40 000
Коэффициент K'_z	1,40	1,24

¹ Максимальный статический крутящий момент на карданной передаче определен как произведение максимального крутящего момента двигателя на передаточное число заднего хода коробки передач.

² По документации завода.

В инструкциях и каталогах многих фирм указана не величина разрушающего крутящего момента, а величина момента $M_{кн}$.

В табл. 30 приведены значения K'_z для карданных передач фирмы Юрид с упругими дисковыми полукарданами и для карданных передач с карданами с крестовиной фирмы Рейнметалл.

Величина K'_z колеблется (согласно табл. 30) в пределах 1,46—1,41 для карданных передач Рейнметалл и составляет 1,5 для карданов фирмы Юрид. Примерно такое же значение (близкое к 1,6) имеет коэффициент K'_z для синхронных карданов фирмы Рзепп.

Таблица 30

Значения K'_z для карданных передач

Типоразмер карданной передачи	Крутящий момент в кгс·м		Коэффициент K'_z	Типоразмер карданной передачи	Крутящий момент в кгс·м		Коэффициент K'_z
	M_K	M_{KH}			M_K	M_{KH}	
<i>Передачи фирмы Юрид с резиновым упругим элементом</i>							
I	4000	6000	1,50	V	25000	37000	1,48
II	8000	12000	1,50	VI	45000	68000	1,51
III	12000	18000	1,50	VII	60000	90000	1,50
IV	18000	27000	1,50				
<i>Передачи фирмы Рейнметалл с карданами с крестовиной на игольчатых подшипниках</i>							
67,0	4800	7000	1,46	67,4	35000	50000	1,43
67,1	8500	12000	1,41	67,5	65000	90000	1,38
67,2	12500	18000	1,44	67,6	120000	170000	1,43
67,3	21000	30000	1,43				
<i>Передачи (для передних осей) фирмы Рзеппа с шариковыми карданами и делительным механизмом</i>							
R	12500	16600	1,33	D	36000	65000	1,80
A	18000	25000	1,38	E	50000	83000	1,65
B	20800	36000	1,73	G	83000	132000	1,61
C	27600	44000	1,60	L	180000	276000	1,53
				N	240000	370000	1,55

Полукарданы

Зубчатый полукардан рассчитывается на прочность аналогично зубчатым муфтам коробок передач. Однако такие карданы не применяются в автомобилестроении вследствие их склонности к значительным износам, сопровождаемым появлением динамических нагрузок и шумом при работе.

Дисковый полукардан устанавливают в том случае, когда угол наклона валов при ненагруженном автомобиле не более 3° и наибольшее значение угла не превышает 5° . При полной нагрузке угол между валами будет несколько меньше, а при соответствующем наклоне оси коленчатого вала и ведущей шестерни главной передачи может быть доведен до 0° . Кроме того, необходимо убедиться, что угол поворота заднего моста θ (при трогании и торможении) также не будет превышать указанных выше величин.

При выборе размеров дисков (диаметра и ширины) нельзя исходить только из максимального передаваемого крутящего момента, так как большое влияние на надежность работы оказывают величина эксплуатационного момента и длительность работы с наибольшим углом между валами.

Для уяснения работы отдельных элементов диска при передаче крутящего момента на фиг. 102 приведена схема кардана, состоящего из диска и двух трехлапчатых вилок. Сплошными линиями показаны элементы диска, работающие на сжатие, а штриховыми линиями — на растяжение.

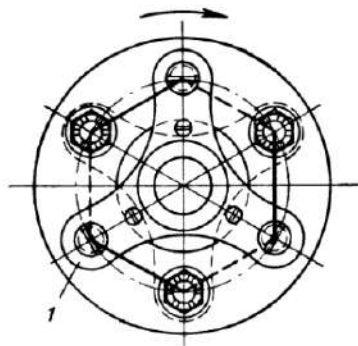
Расчет дисков полукарданов из прорезиненной ткани, в связи с неопределенностью распределения усилий внутри отдельных слоев ткани, носит приближенный характер. О прочности дисков судят по напряжению на разрыв, которое определяется по уравнению:

$$\sigma = \frac{M_k}{iRF}, \quad (48)$$

где M_k — максимальный крутящий момент;

i — число болтов одной вилки;

R — средний радиус диска, $R = \frac{D+d}{4}$ (D — наружный диаметр и d — внутренний диаметр диска);



Фиг. 102. Схема работы отдельных элементов диска мягкого полукардана:

1 — ведущая вилка.

F — площадь разрыва в сечении по отверстию, $F = b \left(a - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \right)$, при этом b — толщина диска, $a = \frac{D-d}{2}$ — ширина диска и d_1 — диаметр отверстия под болт.

Вследствие малых углов, с которыми работают полукарданы, изгибающий момент будет также сравнительно небольшим. Напряжение на разрыв σ в выполненных конструкциях, определенное по выражению (48), колеблется примерно от 120 до 160 кг/см².

Удельное давление в отверстии под болт определяется из выражения:

$$\sigma_d = \frac{M_k}{i R b d_1} \quad (49)$$

Наибольшая окружная скорость для дисков полукарданов из прорезиненной ткани не должна превышать 15 м/сек.

У дисков, армированных тросом, при расчете на прочность определяется напряжение на разрыв, при котором работает трос, причем для троса должен быть обеспечен не менее чем пятикратный запас прочности. Для автомобилестроения обычно применяют диски для трехлапчатых вилок. В табл. 3 были приведены основные данные по резиновым дискам с тросами для трехлапчатых вилок.

Окружная скорость этих дисков не должна превышать 30 м/сек.

Для звенчатого полукардана углы наклона валов сохраняются те же, что и для дискового полукардана.

Данные по отдельным звеньям были приведены в табл. 4. Путем применения тех или других звеньев возможно получить различные значения крутящих моментов.

Для определения момента, который может быть передан полукарданом, необходимо знать средний радиус расположения звеньев и усилие, которое может передать звено. Тогда величина передаваемого момента будет равна

$$M_k = P R i, \quad (50)$$

где P — усилие в кг (может быть определено из табл. 5);

R — средний радиус расположения звеньев;

i — число лап одной вилки (половина общего числа звеньев).

Окружная скорость звенчатых полукарданов не должна превышать 15 м/сек.

Применение вилок с двумя отверстиями в каждой лапе дает возможность увеличить средний радиус расположения звеньев и тем самым повысить величину передаваемого полукарданом крутящего момента.

Полные карданы

Кардан с крестовиной

Определение действующих усилий

Как уже указывалось ранее, кардан с крестовиной не обеспечивает постоянства момента на ведомом валу по углу поворота при неизменном значении ведущего момента. Кроме крутящих моментов, валы кардана дополнительно нагружаются со стороны вилок изгибающими моментами, уравниваемыми реакциями соответствующих опор. Необходимо отметить, что речь здесь идет о карданном шарнире, но не карданной передаче, для которой действующие силовые факторы легко получить, пользуясь методом суперпозиции решений, полученных для входящих в передачу шарниров.

Определим величины крутящего момента на ведомом валу и значения изгибающих моментов, действующих со стороны шарнира, на ведущий и ведомый валы при заданном значении крутящего момента M_k , приложенного к ведущему валу.

На фиг. 103 приведена схема карданного шарнира. Крутящий момент M_{k1} уравнивается крутящим моментом M_{k2} , приложенным к ведомому валу. На фиг. 103, б показаны векторы соответствующих моментов. Для нахождения величины момента M_{k2} в положении системы, определяемом углом α поворота вала I, воспользуемся принципом возможных перемещений. В положении равновесия работа сил при возможных перемещениях равна нулю. Полагая опоры жесткими, заключаем, что возможными перемещениями для валов являются только вращения $\delta\alpha$ и $\delta\beta$, причем углы α и β связаны соотношением

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \frac{1}{\cos \gamma}$$

и, следовательно,

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \delta\beta = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma} \delta\alpha,$$

откуда

$$\delta\beta = \frac{1}{\cos \gamma \cdot \cos^2 \alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)} \delta\alpha = \frac{1}{(\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha \cos^2 \gamma) \cos \gamma} \delta\alpha. \quad (51)$$

Для статического равновесия механизма необходимо, чтобы

$$M_{k1} \delta\alpha - M_{k2} \delta\beta = 0. \quad (52)$$

Подставляя в выражение (52) значение $\delta\beta$ из выражения (51), получаем

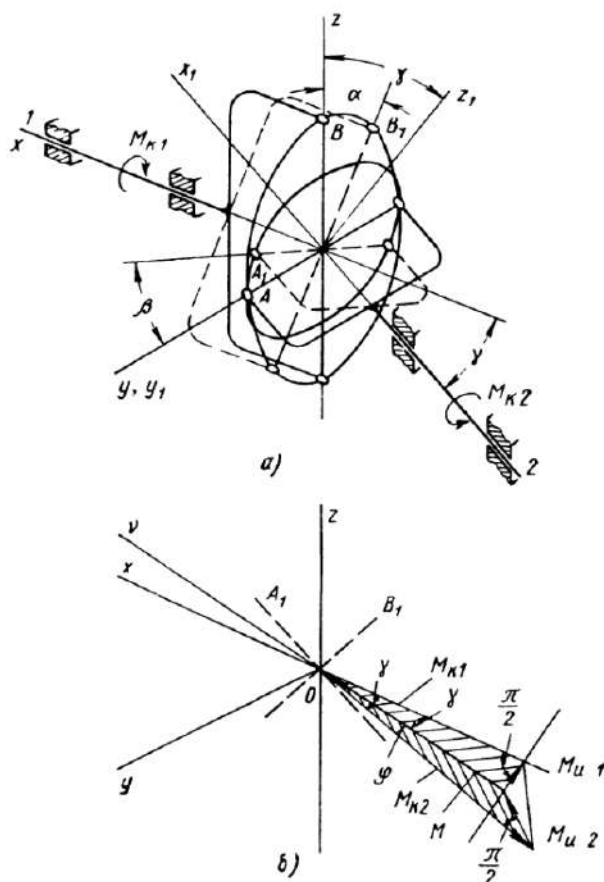
$$M_{k2} = M_{k1} \frac{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}. \quad (53)$$

Удобнее представить значение момента M_{k2} в форме:

$$M_{k2} = \frac{M_{k1}}{2 \cos \gamma} [(1 + \cos^2 \gamma) - \sin^2 \gamma \cos 2\alpha] = M_{2m} - M_{2v} \cos 2\alpha, \quad (54)$$

где постоянная составляющая крутящего момента на ведомом валу

$$M_{2m} = M_{\kappa 1} \frac{1 + \cos^2 \gamma}{2 \cdot \cos \gamma}; \quad (55)$$



Фиг. 103. Схема кардана с крестовиной.

амплитуда переменной составляющей момента $M_{\kappa 2}$

$$M_{2v} = M_{\kappa 1} \frac{\sin^2 \gamma}{2 \cos \gamma}. \quad (56)$$

Частота переменной составляющей момента $M_{\kappa 2}$, как это видно из формулы (54), в два раза выше скорости вращения ведущего вала. Максимальное значение $M_{\kappa 2}$, равно

$$M_{\kappa 2 \max} = M_{2m} + M_{2v} = \frac{M_{\kappa 1}}{\cos \gamma} \quad (57)$$

соответствует положениям ведущего вала

$$\alpha = \frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2}; \frac{5\pi}{2} \dots$$

Минимальное значение $M_{\kappa 2}$, равное

$$M_{\kappa 2 \min} = M_{2m} - M_{2v} = M_{\kappa 1} \cos \gamma \quad (58)$$

достигается при угле α , равном $0, \pi, 2\pi \dots$

Значения коэффициентов при моменте $M_{\kappa 1}$, в формулах (55) — (58) для практически используемого интервала значений γ приведены ниже.

Характерные величины значений крутящего момента на ведомом валу карданной передачи определяются выражениями:

$$M_{\kappa 2 \max} = M_{\kappa 1} x_{\max}; \quad M_{\kappa 2 \min} = M_{\kappa 1} x_{\min};$$

$$M_{\kappa 2 m} = M_{\kappa 1} x_m; \quad M_{2v} = M_{\kappa 1} x_v;$$

$$x_{\max} = \frac{1}{\cos \gamma}; \quad x_{\min} = \cos \gamma;$$

$$x_m = \frac{1 + \cos^2 \gamma}{2 \cos \gamma}; \quad x_v = \frac{\sin^2 \gamma}{2 \cos \gamma}.$$

Ниже приведены значения коэффициентов x_i , определяющих характерные величины крутящего момента на ведомом валу:

γ°	0	5	10	15	20	25	30
$x_{\max}$	1	1,004	1,015	1,035	1,064	1,104	1,156
$x_{\min}$	1	0,996	0,985	0,966	0,940	0,906	0,868
x_m	1	1	1	1,001	1,002	1,005	1,012
x_v	0	0,0038	0,0154	0,0347	0,0622	0,0988	0,144

Для определения величин изгибающих моментов, действующих на валы со стороны шарнира, рассмотрим условия равновесия крестовины кардана (фиг. 103, б).

Кроме крутящих моментов $\overline{M}_{\kappa 1}$ и $\overline{M}_{\kappa 2}$, на крестовину через вилки валов передаются усилия, приводящиеся к изгибающим моментам $\overline{M}_{u1}$ и $\overline{M}_{u2}$, векторы которых соответственно перпендикулярны плоскостям ведущей и ведомой вилок. Система векторов $\overline{M}_{\kappa 1}$, $\overline{M}_{\kappa 2}$, $\overline{M}_{u1}$ и $\overline{M}_{u2}$ является замкнутой, что выражает собою условие равновесия крестовины кардана. Величины M_{u1} и M_{u2} определяются геометрическим построением, приведенным на фиг. 104, б.

Для векторов $\overline{M}_{\kappa 1}$ и $\overline{M}_{\kappa 2}$ известны величина, так как вектор $\overline{M}_{\kappa 1}$ задан, а вектор $\overline{M}_{\kappa 2}$ определяется по формуле (53), и направление. Угол между векторами $\overline{M}_{\kappa 1}$ и $\overline{M}_{\kappa 2}$ равен углу γ между

валами. Векторы $\overline{M}_{u1}$ и $\overline{M}_{u2}$ соответственно перпендикулярны векторам $\overline{M}_{k1}$ и $\overline{M}_{k2}$ и, кроме того, вектор

$$\overline{M} = \overline{M}_{k1} + \overline{M}_{u1}; \quad -M = M_{k2} + M_{u2}$$

перпендикулярен плоскости крестовины. Иными словами, суммарный момент, действующей со стороны какого-либо вала на крестовину, лежит в плоскости крестовины кардана. Аналитическое выражение для моментов M_{u1} и M_{u2} нетрудно получить, если будут известны углы δ и φ , составляемые нормалью ν к крестовине соответственно векторами $\overline{M}_{k1}$ и $\overline{M}_{k2}$.

Определим положение нормали ν для произвольного положения механизма, задаваемого углом α . Для этого свяжем рассматриваемый механизм с двумя неподвижными системами координат $x; y; z$ и $x_1; y_1; z_1$, показанными на фиг. 103, а. Направляющие косинусы между выбранными системами приведены ниже

	x_1	y_1	z_1
x	$\cos \gamma$	0	$-\sin \gamma$
y	0	1	0
z	$\sin \gamma$	0	$\cos \gamma$

Теперь легко получить формулы перехода от системы координат $x_1; y_1; z_1$ к системе координат $x; y; z$:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x \cos \gamma + z \sin \gamma; \\ y_1 &= y; \\ z_1 &= -x \sin \gamma + z \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

Положение плоскости крестовины (а следовательно, и нормали ν к ней) полностью определяется положением осей крестовины OB_1 и OA_1 после поворота ведущего вала на угол α . Запишем уравнения прямых OB_1 и OA_1 в системе координат $x; y; z$.

Прямая OB_1 задается уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} x &= 0; \\ z &= -y \operatorname{ctg} \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

Для прямой OA_1 в координатах $x_1; y_1; z_1$ имеем

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= 0; \\ z_1 &= +y_1 \operatorname{tg} \beta. \end{aligned} \right\} \quad (61)$$

Используя формулы (59) перехода, получаем уравнения прямой OA_1 в системе $x; y; z$:

$$\begin{aligned} x \cos \gamma + z \sin \gamma &= 0; \\ -x \sin \gamma - y \operatorname{tg} \beta + z \cos \gamma &= 0. \end{aligned}$$

Направляющие косинусы в координатах x, y, z прямой OB_1 будут:

$$l_B = 0; \quad m_B = -\sin \alpha; \quad n_B = \cos \alpha;$$

для прямой OA_1 :

$$l_A = -\sin \gamma \cdot \sin \beta; \quad m_A = +\cos \beta; \quad n_A = \cos \gamma \cdot \sin \beta.$$

Если нормаль γ к крестовине имеет направляющие косинусы l, m и n , то

$$ll_A + mm_A + nn_A = 0;$$

$$ll_B + mm_B + nn_B = 0;$$

$$l^2 + m^2 + n^2 = 1.$$

Подставив в приведенные выше уравнения значения $l_A, m_A, \dots, n_B$, получаем

$$-m \sin \alpha + n \cdot \cos \alpha = 0;$$

$$-l \sin \gamma \cdot \sin \beta + m \cos \beta + n \cos \gamma \cdot \sin \beta = 0; \quad (62)$$

$$l^2 + m^2 + n^2 = 0.$$

Решая систему (62) относительно значений l, m, n , находим

$$l = \frac{1}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}};$$

$$m = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}; \quad (63)$$

$$n = \frac{\sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}.$$

Теперь нетрудно определить углы δ и φ , составляемые нормалью γ или вектором полного момента $\bar{M}$ с направлениями ведущего и ведомого валов (или соответственно с направлениями $\bar{M}_{\kappa 1}$ и $\bar{M}_{\kappa 2}$). Угол δ равен углу между $M_{\kappa 1}$ (осью x) и направлением нормали γ , т. е.

$$\cos \delta = l \frac{1}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}}. \quad (64)$$

Определим угол φ . Известно, что угол x , составляемый двумя прямыми с направляющими косинусами $l_1; m_1; n_1$ и $l_2; m_2; n_2$, определяется из выражения

$$\cos x = l_1 l_2 + m_1 m_2 + n_1 n_2.$$

Учитывая, что направляющие косинусы $l_2; m_2; n_2$ для $-\bar{M}_{\kappa 2}$ будут теми же, что и для оси x_1 , т. е. (см. таблицу направляющих косинусов)

$$l_2 = \cos \gamma; \quad m_2 = 0; \quad n_2 = \sin \gamma$$

и, используя выражения (63), находим

$$\begin{aligned}\cos \varphi &= \frac{\cos \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \operatorname{tg}^2 \gamma}} + \frac{\sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \gamma}{\sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}} = \\ &= \cos \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}.\end{aligned}\quad (65)$$

Величина полного момента M определяется из выражения

$$M = \frac{M_{K1}}{\cos \delta} = \frac{M_{K2}}{\cos \varphi}.$$

Таким образом,

$$M = M_{K1} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}. \quad (66)$$

Величины изгибающих моментов находятся по формулам:

$$M_{u1} = M_{K1} \operatorname{tg} \delta = M_{K1} \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (67)$$

$$M_{u2} = M_{K2} \operatorname{tg} \varphi = M \cdot \sin \varphi = M_{K1} \cos \alpha \cdot \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}. \quad (68)$$

Для определения усилий необходимо полученные величины моментов разделить на соответствующее плечо, равное $2R$. Окружное усилие на ведущей вилке

$$P_1 = \frac{M_{K1}}{2R}. \quad (69)$$

Окружное усилие на ведомой вилке согласно уравнению (53)

$$P_2 = \frac{M_{K1}}{2R} \cdot \frac{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}. \quad (70)$$

Сила Q , действующая в плоскости крестовины под влиянием момента M_K является результирующей сил P_2 и T_2 , которые лежат в плоскости, перпендикулярной плоскости крестовины. Согласно уравнению (66) сила

$$Q = \frac{M_{K1}}{2R} \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}. \quad (71)$$

Силы T_1 и T_2 определяются из уравнений (67) и (68)

$$\left. \begin{aligned}T_1 &= \frac{M_{K1}}{2R} \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma; \\ T_2 &= \frac{M_{K1}}{2R} \cos \alpha \cdot \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma}.\end{aligned} \right\} \quad (72)$$

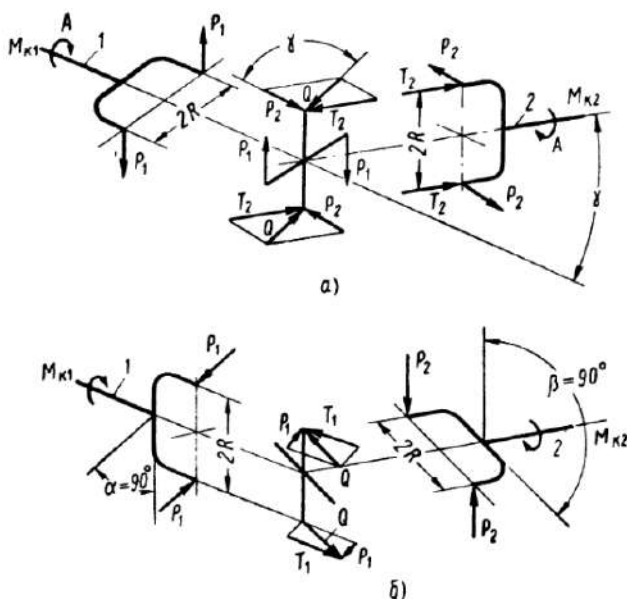
На фиг. 104 приведена схема действия сил на детали кардана с крестовиной для двух случаев: начального положения вилок, когда углы α и β равны нулю (фиг. 104, а) и положения вилок при повороте на угол α , равный 90° (фиг. 104, б), когда силы Q , P_2 и T_1 достигают максимального значения (сила T_2 имеет максимальное значение при $\alpha = 0^\circ$, тогда $T_2 = \frac{M_{K1}}{2R} \sin \gamma$).

Из уравнений (70)–(72) определяем

$$Q_{\max} = \frac{M_{\kappa 1}}{2R \cos \gamma}; \quad (73)$$

$$P_{\max 2} = \frac{M_{\kappa 1}}{2R};$$

$$T_1 = \frac{M_{\kappa 1}}{2R} \operatorname{tg} \gamma.$$



Фиг. 104. Схема для определения усилий в кардане с крестовиной.

В карданах с крестовиной рассчитывают: крестовины, вилки, фланцы, втулки или подшипники цапф крестовин и крепежные детали.

Крестовина кардана

Размеры кардана являются фактически функцией диаметра шипа крестовины, который определяется заданным напряжением на изгиб в его основании (в сечении aa , фиг. 105).

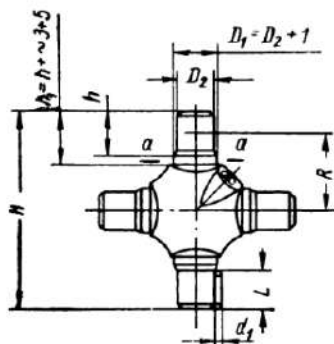
При выборе основных размеров кардана следует исходить из того, чтобы напряжение изгиба в шипе крестовины (в сечении aa) при передаче максимального крутящего момента было в пределах 1500–3000 кг/см² для легковых автомобилей и 1500–2500 кг/см² для грузовых автомобилей¹. Такие значительные колебания на-

¹ Согласно проекту нормали НАМИ.

пряжений объясняются тем, что крестовины изготовляют из сталей различных марок.

Напряжение на изгиб у основания шипа крестовины (сечение aa) без учета центрального отверстия для смазки определяется по уравнению:

$$\sigma = \frac{32M_k \left(h_1 - \frac{L}{2} \right)}{(H-L) \pi \cdot D_1^3}, \quad (74)$$



Фиг. 105. К расчету крестовины кардана.

где $\frac{M_k}{H-L}$ — окружное усилие P , приложенное на радиусе R ;
 M_k — максимальный момент, передаваемый крестовиной;
 h_1 — расстояние от торца шипа до расчетного сечения;
 L — длина иглы;
 H — расстояние между торцами крестовин;
 D_1 — диаметр шипа в расчетном сечении.

В табл. 31 приведены размеры крестовин согласно нормали НАМИ для разных типов автомобилей.

Таблица 31
Рекомендуемые размеры (в мм) крестовины (см. фиг. 105)

Автомобиль	Крестовина			Игла	
	Расстояние между торцами H	Диаметр шипа D_1	Длина шипа	Полная длина L	Диаметр d_1
Легковой:					
малолитражный	64	15,23	13,7	12,5	2,5
среднего литража	80	16,30	16	14	3,0
большого литража	90	16,30	16	14	3,0
Грузовой:					
грузоподъемностью 1—1,5 т	80	18,00	16	14	3,0
грузоподъемностью 2—2,5 т	90	22,00	21	18	3,0
грузоподъемностью 3—4 т	108	25,00	24	19	3,25
грузоподъемностью 5—7 т	127	33,62	24	19	3,25
грузоподъемностью 7,5—10 т	155	42,00	24	19	3,25

В табл. 32 приведены напряжения на изгиб в шинах крестовин отечественных автомобилей, полученные расчетным путем,

Напряжения на изгиб в шипах крестовин карданов отечественных автомобилей (4×2)

Модель автомобиля	Максимальный крутящий момент двигателя в кгс·м	Передаточные числа коробки передач		Крутящий момент* на карданном валу M_K в кгс·м	Расчетные размеры в мм				Напряжение на изгиб σ в $\text{кг}/\text{см}^2$ (в сечении aa)
		i_I	$i_{3, x}$		H	L	D_1 (сечение aa фиг. 105)	h_1	
Москвич-407	880	3,81	4,71	4150	80	14	17,3	20,2	1650
М-20 „Победа“	1250	2,82	3,38	4220	80	14	18,0	23,0	2680
М-21 „Волга“	1700	3,115	3,738	6350	90	14	17,5	21	2720
ЗИЛ-111	4500	1,72	2,39	10350					
ГАЗ-51А	2050	6,40	7,82	16000	90	18	23,0	26,0	3180
ЗИЛ-164	3300	6,24	6,70	22100	108	22	25,4	27,5	2420
МАЗ-200	4700	6,17	6,69	31200	127	22	34,6	28,7	1327

* Крутящий момент на карданном валу равен произведению максимального крутящего момента двигателя на максимальное передаточное число в коробке передач.

Примечание. Данные по металлам и термообработке приведены в табл. 51.

а в табл. 33 — аналогичные данные для шипов крестовин фирмы GWB.

Таблица 33

Напряжения в шипах крестовин фирмы GWB

Типоразмер карданной передачи	Максимально допустимый крутящий момент в кгс·м	Размеры в мм				Напряжение на изгиб в шипе σ в кг/см ²
		D_1	D_2	H	H_2	
173/1	1350	8,88	17	37	42	3100 ¹⁾
173/2	2250	10,19	19	44	48	3100 ¹⁾
173/3	4000	12,72	22	54	59	3060 ¹⁾
273/3	4500	13,42	23	53,8	58,2	3100 ¹⁾
287/0	7550	15,12	26	62,8	69,8	3470 ¹⁾
287/1	13500	18,287	30	74,2	81,7	2950 ²⁾
287/2	24000	22,25	35	89,8	96,8	2850 ²⁾
287/3	42000	27,83	44	117,8	124,8	2400 ²⁾
287/4	75000	32,44	50	143,8	152,8	2550 ²⁾

¹⁾ Напряжения определены для сечения, находящегося на расстоянии D_2 от торца шипа, без учета центрального отверстия для смазки.

²⁾ Напряжения определены для сечения, находящегося на расстоянии $0,8D_2$ от торца шипа, без учета центрального отверстия для смазки.

Расчет на износ производится по среднему эксплуатационному крутящему моменту $M_{\text{жк}}$ (на прямой передаче), который, как уже указывалось выше, определяется по формуле (42), причем удельное давление на единицу проекции поверхности шипа должно быть не более 70 кг/см² для грузовых и 80 кг/см² для легковых автомобилей¹.

Удельное давление определяется по уравнению

$$p = \frac{M_{\text{жк}}}{(H - L) D_2 L}, \quad (75)$$

где $H - L = 2R$, R — средний радиус приложения усилий.

Так как для современных карданных шарниров с крестовинами применяются специальные типы игольчатых подшипников, то при проектировании необходимо стремиться к использованию уже освоенных типоразмеров.

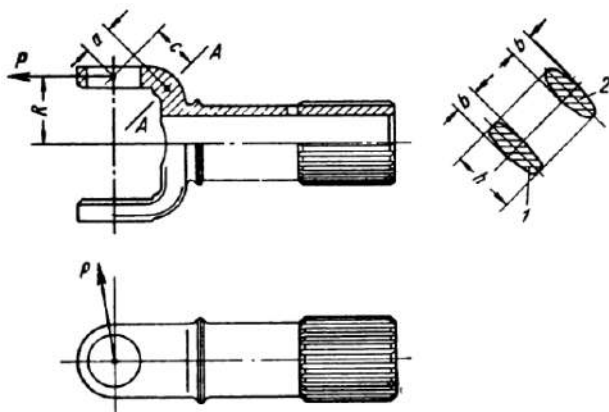
¹ При определении коэффициента a для малолитражных автомобилей отношение $\frac{G_a}{M_{\text{max}}}$ может выйти за пределы графика для легковых автомобилей, в этом случае следует пользоваться графиком, предназначенным для грузовых автомобилей.

Вилка кардана

Хвостовик вилки кардана (фиг. 106) рассчитывается на кручение, исходя из наибольшего момента, передаваемого карданным валом.

Сила P , приложенная на радиусе R и равная (согласно фиг. 106)

$$P = \frac{M_k}{H - L}, \quad (76)$$



Фиг. 106. К расчету вилки кардана:
1 — трапецевидное сечение; 2 — эллиптическое сечение.

будет вызывать изгиб и кручение лапы вилки. Напряжения на изгиб и кручение в слабейшем сечении вилки AA определяются из выражений:

$$\sigma_d = \frac{Pa}{W_d}; \quad (77)$$

$$\sigma_u = \frac{Pc}{W_u}. \quad (78)$$

Моменты сопротивления W_d и W_u зависят от формы сечения. Для прямоугольного сечения (фиг. 106, поз. 1) момент сопротивления на изгиб определяется из выражения

$$W_u = \frac{b \cdot h^2}{6}. \quad (79)$$

Для овального сечения (фиг. 106, поз. 2) с некоторым приближением

$$W_d \approx \frac{b \cdot h^2}{10}, \quad (80)$$

где b — малая, а h — большая оси сечения.

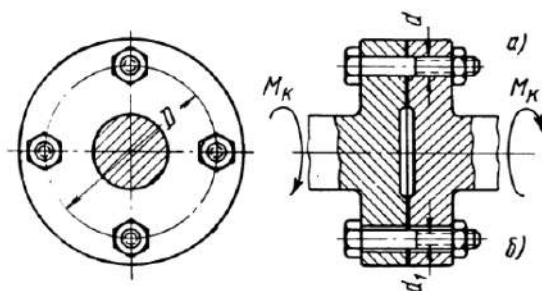
Момент сопротивления кручению W_d для прямоугольного сечения определяется из выражения

$$W_d = \alpha h b^2. \quad (81)$$

Коэффициент α зависит от соотношения сторон $\frac{h}{b}$.

Ниже приведены значения коэффициента α

$\frac{h}{b}$	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312



Фиг. 107. К расчету болтов для крепления фланцев.

При эллиптическом сечении момент сопротивления на кручение подсчитывается из выражения

$$W_d = \frac{\pi}{16} h b^2 \approx \frac{1}{5} h b^2. \quad (82)$$

Болты для крепления вилок, снабженных фланцами, рассчитывают на затяжку, исходя из максималь-

ного крутящего момента, передаваемого вилок.

Передача фланцевым соединением крутящего момента может осуществляться двояким образом: болтами 1, пригнанными по отверстию и поставленными с небольшим натягом (фиг. 107, а) или вследствие трения в стыке фланца, когда болты 2 поставлены с зазором (фиг. 107, б).

В первом случае болты рассчитывают на срез. Усилие P , воспринимаемое одним болтом, составляет

$$P = \frac{2 \cdot M_K}{D \cdot \eta \cdot n}, \quad (83)$$

где D — диаметр окружности установки болтов;

n — число болтов;

η — коэффициент, учитывающий неравномерность работы болтов. Обычно принимают $\eta \approx 0,75$.

Диаметр d стержня и материал болта выбирают из условия

$$\frac{\pi d^3}{4} \geq \frac{P}{[\tau_{ср}]} = \frac{2 M_K}{D \cdot \eta \cdot n [\tau_{ср}]} \approx \frac{2,7 M_K}{D \cdot n [\tau_{ср}]}, \quad (84)$$

где $[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез, принимаемое обычно $[\tau_{ср}] = (0,2 - 0,3) \sigma_T$.

Во втором случае болт рассчитывают на усилие затяжки T , величина которого, с одной стороны, определяется передачей заданного момента силами трения

$$T = \frac{2M_k}{Dfn} \quad (85)$$

и, с другой, должна удовлетворить условию прочности:

$$T = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} [\sigma]_p \quad (86)$$

В формулах (85) и (86) обозначено:

f — коэффициент трения; для сухих стальных поверхностей $f \approx 0,14 - 0,2$;

d_1 — диаметр по впадинам резьбы;

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение, выбираемое по табл. 34 и 35.

Таблица 34

Отношение $\frac{[\sigma]_p}{\sigma_T}$ для резьбовых соединений

Сталь	Постоянная нагрузка			Переменная нагрузка (от 0 до максимума)		
	$d_0 = 6 \div 16$	$d_0 = 16 \div 30$	$d_0 = 30 \div 60$	$d_0 = 6 \div 16$	$d_0 = 16 \div 30$	$d_0 = 30 \div 60$
Углеродистая . .	0,20—0,25	0,25—0,40	0,40—0,60	0,08—0,12	0,12	0,12—0,08
Легированная . .	0,15—0,20	0,20—0,30	0,3	0,10—0,15	0,15	0,15—0,10

Примечание. d_0 — номинальный диаметр резьбы в мм.

Таблица 35

Основные характеристики материалов для болтовых соединений

Соединение	Марка стали	Предел прочности $\sigma_{вр}$ в кг/см ²	Предел текучести δ_T в кг/см ²	Предел выносливости σ_{-1} в кг/см ²
Стандартное	10	3200—4200	2000	1600
	Ст. 3	3800—4500	2200	1800
	Автоматная 12	4500—6000	2400	1800
	Ст. 5	5000—6000	2700	2000
	45	6000—7500	3500	2400
Ответственное	40X	9000—10 000	7000	3400
	30XH	9000—10 000	7000	4200
	30XH3	9000—10 000	8000	4500
	18XHBA	11 000—11 500	8500	4500

Момент затяжки M_3 , соответствующий найденному по формулам (85) и (86) усилию T , определяется из выражения

$$M_3 = T \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') = k T d_0, \quad (87)$$

где $k = \frac{d_{cp}}{2d_0} \operatorname{tg}(\psi + \rho')$;

ψ — угол подъема средней винтовой линии резьбы;

ρ — угол трения резьбовой пары ($\rho' = \arctg f'$), $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$;

f — коэффициент трения материалов резьбовой пары;

α — угол профиля резьбы;

d_0 — номинальный диаметр резьбы.

Значения коэффициентов k и f' для метрической резьбы в часто встречающихся сочетаниях пар приведены в табл. 36.

Таблица 36

Значения коэффициентов k и f' для метрической резьбы

Состояние контактных поверхностей резьбы (сталь по стали)	Коэффициенты	
	k	f'
Смазанные чисто обработанные	0,07	0,1
Смазанные грубо обработанные	0,12	0,2
Сухие грубо обработанные	0,17	0,3

Примечание. Момент затяжки M_3 следует контролировать динамометрическим ключом.

Фланцы

Расчет фланцев обычно не производят, так как их конструктивные размеры уже обеспечивают необходимую прочность.

Карданный вал

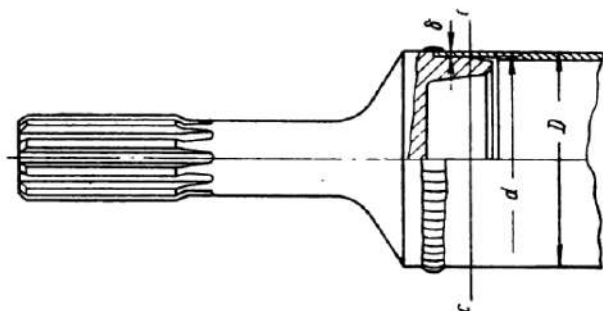
Размеры карданного вала определяют, исходя из максимального передаваемого крутящего момента с последующей проверкой его при расчете карданной передачи на изгиб, на дополнительные напряжения от кручения и на наибольший угол закручивания.

Напряжения определяются в поперечных сечениях, имеющих минимальный момент сопротивления. Обычно минимальным моментом обладает сечение трубы в месте расточки ее под наконечник или вилку (сечение cc , фиг. 108).

Напряжение от кручения определяется по формуле:

$$\tau = \frac{M_K}{W_\alpha}, \quad (88)$$

где $W_\alpha = \frac{\pi D^3 \delta}{2} = 1,57 D^3 \delta$ — наименьший момент сопротивления на кручение;
 D — диаметр трубы;
 $\delta = \frac{D-d}{2}$ — толщина стенки трубы.



Фиг. 108. Эскиз для расчета карданной трубы.

По проекту нормали НАМИ напряжение на кручение должно быть не выше 1000 кг/см^2 . В табл. 37 приведены напряжения на кручение в трубах карданных валов фирм Юрид и GWB.

Таблица 37

Напряжения на кручение в трубах карданных валов фирм Юрид и GWB

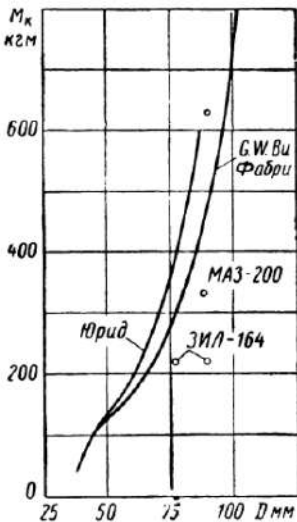
Максимальный крутильный момент M_K в кгс·м	Размер трубы в мм		Момент сопротивления кручению W_α в см ³	Напряжение на кручение в кг/см ²		
	наружный и внутренний диаметры ($D \times d$)	толщина * стенки δ		при $M_{\text{пях}}$	при $K_g=1,5$	при $K_g=3,0$
Фирма Юрид						
4000	38×32	3,0	5,32	750	1125	—
8000	42×35	3,5	7,45	1075	1610	—
12000	48×40	4,0	11,20	1070	1610	—
18000	60×52	4,0	18,50	975	1465	—
25000	65×57	4,0	21,80	1140	1710	—
45000	75×65	5,0	36,20	1240	1860	—
60000	86×72	7,0	63,80	940	1410	—

* Без учета проточки трубы под хвостовик или фланец.

* Без учета проточки трубы под хвостовик или фланец.

Максимальный крутящий момент M_K в кгсм	Размер трубы в мм		Момент сопротивления кручению W_α в см ³	Напряжение на кручение в кг/см ²		
	наружный и внутренний диаметры ($D \times d$)	толщина * стенки δ		при $M_{\max}$	K_s при 1,5	при $K_s = 3,0$
Фирма GWB						
3500	45×41	2,0	5,5	635	—	1905
21200	72×60	6,0	37,2	570	—	1710
42000	95×89	3,0	38,6	1090	—	3270
85000	102×91	5,5	76,5	1115	—	3345
* Без учета проточки трубы под хвостовик или фланец.						
Примечание. Некоторое расхождение в наружных диаметрах труб объясняется тем, что фирма Юрид применяет трубы с более толстыми стенками.						

Размеры труб выбираются по проекту нормали на стальные сварные трубы для карданных валов автомобилей (табл. 38). На фиг. 109 приведен график зависимости наружного диаметра трубы D от передаваемого крутящего момента M_k (по рекомендациям фирм Юрид и GWB). Там же нанесены значения D для автомобилей ЗИЛ-164 и МАЗ-200.



Фиг. 109. Зависимость наружного диаметра трубы от передаваемого крутящего момента.

Напряжения на кручение в трубах карданных валов отечественных автомобилей приведены в табл. 39.

Шлицы скользящего соединения могут быть сделаны прямоугольными или эвольвентными. Выбор размеров шлицев производится в соответствии с данными табл. 40, исходя как из максимального, так и из среднего удельного давления.

Максимальное удельное давление на шлицах не должно превышать 135 кг/см² для мелких эвольвентных шлицев и для прямоугольных, имеющих твердость HRC до 35 и 200 кг/см² для прямоугольных шлицев с твердостью HRC выше 35.

Максимальное удельное давление подсчитывается по уравнению:

$$p_{\max} = \frac{M_{k2}}{\left(\frac{D_s + d_0}{4}\right) \left(\frac{D_s - d_0}{2}\right) l_{ш} n_{ш}}, \quad (89)$$

где D_s — наружный диаметр шлицев вала в $см$;
 d_0 — внутренний диаметр шлицев отверстия в $см$;
 $l_{ш}$ — рабочая длина шлицев (средняя) в $см$;
 $n_{ш}$ — число шлицев.

Таблица 38

Рекомендуемые размеры труб
 (по проекту нормали НАМИ)

Внутренний диаметр трубы d в мм	Толщина стенки δ в мм	Момент сопротивления кручению W_a в $см^3$	Внутренний диаметр трубы d в мм	Толщина стенки δ в мм	Момент сопротивления кручению W_a в $см^3$
45	2,0	6,67	71	1,8	14,63
	2,1			2,1	17,15
	2,5	8,44		2,5	20,54
	3,0	10,26		3,0	24,84
55	2,0	9,87	85	2,0	23,26
	2,5			2,5	29,25
	2,5	12,47		3,0	35,33
				3,5	41,48
	3,0	15,11	110	2,0	38,73
	3,5	17,82		2,5	48,64
				3,0	58,65

Среднеэксплуатационное удельное давление определяется по уравнению:

$$p_{\text{эк}} = \frac{M_{\text{эк}}}{\left(\frac{D_s + d_0}{4}\right) \left(\frac{D_s - d_0}{2}\right) l_{ш} n_{ш}} \quad (90)$$

Наличие шлицевого соединения между вилкой и наконечником создает при изменении длины карданного вала осевое усилие, нагружающее шипы вилок и подшипники валов агрегатов, между которыми установлен карданный вал.

Направление осевого усилия будет зависеть от направления перемещения карданного вала. Наибольшая величина осевого усилия может быть определена по уравнению

$$Q = \frac{M_{\text{кз}} \mu}{r}, \quad (91)$$

где μ — коэффициент трения. Величина μ может быть принята с некоторым приближением равной 0,1 (при хорошей смазке);

r — средний радиус шлицев.

Напряжение на кручение в трубах карданных валов отечественных автомобилей (4×2)

Автомобиль	Максимальный крутящий момент двигателя M_{max} в кгс·м	Передаточные числа коробки передач		Крутящий момент на карданном валу $M_{\text{кв}}$ в кгс·м	Размеры труб в мм		Момент сопротивления кручению $W_{\text{кр}}$ в кгс·м	Напряжение на кручение в кгс/см ²	Контрольный крутящий момент $M_{\text{кр}}$ в кгс·м	Напряжение при моменте $M_{\text{кр}}$ в кгс/см ²	Отношение $\frac{M_{\text{кр}}}{M_{\text{кв}}}$
		i_1	$i_{3,4}$		наружный и внутренний диаметры	толщина стенки σ					
„Москвич-407“ 2)	880	3,81	4,71	4150	59×55	2	12,4	335	7690	620	1,85
М-20 „Победа“	1250	2,82	3,38	4150	76×71	2,5	20,5	200	—	—	—
М-21 „Волга“	1700	3,115	3,738	6350	50×45	2,5	8,44	750	—	—	—
ГАЗ-13 „Чайка“	4100	2,84	1,72	11600	50×45	2,5	8,44	1380	—	—	—
ЗИЛ-111	4700	1,72	2,39	10800	76,2×72,5	1,85	15,5	700	23500	1515	2,18
ЗИЛ-164	3300	6,24	6,70	22100	89×84 76×71 ⁴⁾	2,5	29,1	755	42000	1445	1,91
МАЗ-200	4700	6,17	6,59	31200	89×84	2,5	29,1	1070	—	2060	—
								1080	—	—	—

1) Крутящий момент на карданном валу равен произведению максимального крутящего момента двигателя на максимальное передаточное число в коробке передач.

2) С четырёхступенчатой коробкой передач.

3) Внутренний диаметр по проточке под хвостовик или фланец.

4) Для вала автомобиля ЗИЛ-157.

Рекомендуемые размеры шлицевых соединений

Автомобили	Вид шлицев	Число шлицев n	Наружный диаметр шлицев D_g в мм	Ширина шлицев в мм	Внутренний диаметр шлицев		Диаметр начальной окружности в мм	Могуль в мм	Угол зацепления в град.	Высота головки в мм		Высота ножки в мм		Рабочая длина шлицев (средняя) в мм
					вал d_g в мм	отверстие d_g в мм				вал	отверстие	вал	отверстие	
Легковые: малолитражные среднего литража большого литража	Прямоугольные	10	30	4,5	23	24	—	—	—	—	—	—	—	60
		34	44	1,9	40,1	40,6	41,4	1,21	15	1,43	0,27	0,52	1,53	50
		36	48	1,96	44	44,5	45	1,25	15	1,50	0,25	0,50	1,60	55
Грузовые: грузоподъемностью 1—1,5 т	Эвольвентные Прямоугольные	34	44	1,9	40,1	40,6	41,14	1,21	15	1,43	0,27	0,52	1,53	65
		16	35	3,5	28,8	30	—	—	—	—	—	—	—	95
		36	48	1,96	44	44,5	45	1,25	15°	1,50	0,25	0,50	1,60	70
		16	38	3,5	31,8	33	—	—	—	—	—	—	—	95
грузоподъемностью 2—2,5 т	Эвольвентные Прямоугольные	16	50	5	41,8	43	—	—	—	—	—	—	—	85
		16	65	6,5	54,5	56	—	—	—	—	—	—	—	115

Сплошные карданные валы используются в основном для ведущих мостов и выполняют функции полуосей. Их так же, как и хвостовики трубчатых валов, рассчитывают на кручение по минимальному моменту сопротивления. У хвостовиков и валов со шлицами, не имеющих увеличенного диаметра на длине шлицев, за расчетный диаметр принимается внутренний диаметр шлиц.

При ступенчатой форме хвостовика или вала необходимо определить его сечение с минимальным диаметром и, если окажется, что диаметр этого сечения будет меньше внутреннего диаметра шлицев, то расчет на кручение следует вести по этому диаметру.

Хвостовики и сплошные валы изготавливают из сталей различных марок, поэтому величины напряжений на кручение у них различные.

Фирма GWB поставляет сплошные карданные валы и хвостовики из следующих марок сталей по DIN: st 50, 42CrV6 ($\sigma_{вр} = 100 \div 120 \text{ кг/мм}^2$), 41Cr4 ($\sigma_{вр} = 100 \div 120 \text{ кг/мм}^2$) или 20MnCr 5 ($\sigma_{вр} = 100 \div 130 \text{ кг/мм}^2$), C45 ($\sigma_{вр} = 90 \div 105 \text{ кг/мм}^2$).

В табл. 41 указаны напряжения на кручение в хвостовиках карданных валов, изготовленных из сталей различных марок, для одних и тех же типоразмеров передач. Из табл. 41 видно, что при применении более высокосортной стали можно за счет повышения напряжения на кручение уменьшить диаметр хвостовика.

Таблица 41

Напряжение на кручение в хвостовиках карданных валов фирмы GWB

Типоразмер карданной передачи	Максимально допустимый крутящий момент M_K в кгсм	Сталь st50		Сталь C45 ($\sigma_{вр} = 90 \div 105 \text{ кг/мм}^2$)		Сталь 41 Cr 4 ($\sigma_{вр} = 100 \div 120 \text{ кг/мм}^2$)	
		расчетный диаметр вала * в мм	напряжение на кручение τ в кг/см ²	расчетный диаметр вала * в мм	напряжение на кручение τ в кг/см ²	расчетный диаметр вала * в мм	напряжение на кручение τ в кг/см ²
173/1	1350	18	1160	16	1650	15	2020
173/2	2250	22	1050	20	1400	18	1940
187/0	6300	32	960	28	1470	26	1790
187/1	11200	38	1020	34	1430	30	2080
187/2	20000	46	1030	42	1350	38	1820
187/3	35500	56	1000	50	1420	46	1830
187/4	63000	68	1000	60	1450	56	1800

* По сплошному сечению, а не по шлицам.

Примечание. Прочие данные по карданным передачам приведены в табл. 8 и 9.

Напряжения в сплошных валах карданных передач со сдвоенными карданами той же фирмы приведены в табл. 42, а в хвостовиках валов синхронных карданов Вейс — в табл. 43.

Таблица 42

**Напряжение на кручение в сплошных валах карданных
передач со сдвоенными карданами фирмы GWB**

Типоразмер карданной передачи	Максимально допустимый крутящий момент M_K в кгсм	Расчетный диаметр вала в мм	Напряжение на кручение τ в кг/см ²
169/0	8000	25	2550
169/1	14000	30	2600
169/2	24000	36	2580
169/3	35000	41	2550
69/4	54000	48	2450
69/5	75000	54	2380
69/5 1/2	95000	60	2200

* Указанное напряжение допускается фирмой при условии изготовления валов из стали 42 Cr V6 с пределом прочности $\sigma_{Br} = 100 \rightarrow 120$ кг/мм² с соответствующей термической обработкой.

Примечание. Прочие данные по карданным передачам типа 169 приведены в табл. 18.

Таблица 43

Напряжение на кручение в хвостовиках валов карданов Вейс

Крутящий момент, передаваемый валом на передачах, в кгсм		Минимальный расчетный диаметр хвостовика в мм *	Напряжение на кру- чение τ в кг/см ²		Разрушаю- щий мо- мент $M_{раз}$ в кгсм	Напряжение на кручение τ в кг/см ² при разрушающем моменте
первая передача	вторая передача		первая передача	прямая передача		
14700	4400	27,0	3750	1120	52000	13200
18000	5250	29,8	3400	990	—	—
21000	7600	28,0	4750	1730	—	—
23000	6800	36,5	2500	740	73000	8000
30000	10600	38,5	2630	930	—	—
35000	12500	35,6	3800	1350	87000	9450

* По внутреннему диаметру шлицев.

Примечание. Конструктивные данные по карданах Вейс приведены в табл. 21.

В табл. 44 даны напряжения на кручение в сплошных карданных валах фирмы Рзепп.

Из рассмотрения табл. 41—44 можно сделать вывод, что по мере увеличения типоразмера карданной передачи напряжение на кручение в сплошных валах несколько снижается.

Таблица 44

**Напряжение на кручение в сплошных валах для привода
передних осей фирмы Рзепп**

Тип кардана	Рекомендуемый крутящий момент для кардана передней оси в кгс·м	Диаметр вала d_1 в мм *	Напряжение на кручение τ в кг/см ²
R	10600	23,5	4070
A	13000	25,4	3950
B	17500	28,6	3750
C	23000	31,8	3580
D	30000	35,0	3500
E	41500	38,1	3750
G	69000	44,5	3920
L	150000	57,2	4000
N	200000	63,5	3900

* См. табл. 22.

Для суждения о металлах и термической обработки деталей карданов с крестовиной отечественных автомобилей приводится табл. 45.

Таблица 45

**Данные о металлах и термообработке деталей карданов с крестовиной
на игольчатых подшипниках отечественных автомобилей**

Завод-изготовитель автомобилей	Наименование детали	Марка стали	Термообработка
МЗМА	Крестовина	40X, ГОСТ 4543-57	Поковки — калить, отпустить Твердость HB 189—237 Твердость торцов и цапф HRC 56, не менее Допускается понижение твердости на цапфах HRC до 35
	Вилка скользящая	35X, ГОСТ 4543-57	Калить на длине 112 мм от торца под сальник с нагревом т. в. ч. Глубина слоя 1—2,5 мм. Твердость HRC 45, не менее
	Вилка приварная	40, ГОСТ 1050-60	Калить, отпустить, твердость HB 207—255

Завод-изготовитель автомобилей	Наименование деталей	Марка стали	Термообработка
ГАЗ	Крестовина	Сталь 20Х, селек ГОСТ 4543-57 Химический состав: C = 0,18÷0,25 % M = 0,5÷0,8 % Cr = 0,7÷1,0 % 30Х по ГОСТу 4543-57	Цементовать на глубину 1,2—1,5 мм Калить в масле Отпустить. Твердость HRC 57—65 Проверить на цапфах
	Вилка скользящая с наружными шлицами		Твердость поковки HB 277—321 Поверхность шейки под сальник подвергнуть поверхностной электрозакалке с глубиной слоя 1,5—2,0 мм
	Вилка скользящая с внутренними шлицами	40, ГОСТ 1050-57	Твердость HRC 48, не менее Твердость поковки HB 229—268
ЗИЛ	Вилка	То же	Твердость поковки HB 207—255
	Крестовина	18ХГТ	Цементовать Глубина слоя 0,7—1,1 мм Твердость HRC 56—62 Твердость проверять на шлицах
	Вилка; вилка-фланец	35	Твердость HB 207—241
МАЗ	Вилка скользящая	45	Твердость HB 207—241
	Крестовина	12ХН3А	Цементовать Глубина слоя 1,6—1,9 мм Твердость HRC 58—64 Твердость HB 217—255
	Вилка скользящая; вилка приварная; фланец вилки	45	

Сдвоенные карданы

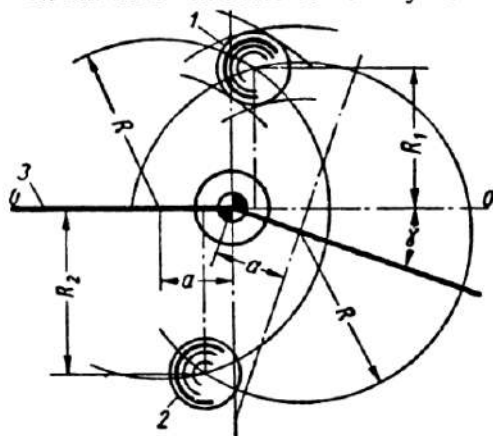
Расчет сдвоенных карданов с крестовинами аналогичен расчету кардана с крестовиной и поэтому особо не приводится.

Размеры сдвоенных карданов приведены в табл. 18—20.

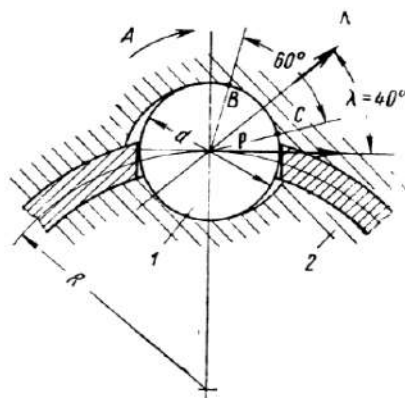
Шариковые карданы

Так как эти карданы устанавливают в ведущих мостах, после дифференциала, то при определении расчетного момента необходимо учитывать влияние, которое оказывает момент трения в дифференциале на распределение моментов по полуосям.

При расчете кардана на прочность (фиг. 110) определяют с помощью уравнения (88) напряжение на кручение в хвостовиках вилок в опасном сечении у основания.



Фиг. 110. Расчетная схема кардана с шариками: 1 и 2 — шарик; 3 — ведущий вал.



Фиг. 111. Схема действия сил на шарик в кардане Рзеппа.

Так как размеры вилок выбирают в зависимости от диаметра шариков, то вилки получаются достаточно прочными и работают с небольшими напряжениями.

Размеры шариков определяются величиной допускаемого удельного давления $\sigma_{\max}$ на контактной поверхности шариков на основе следующего уравнения:

$$\sigma_{\max} = 5100 \sqrt[3]{\frac{N}{d^2}}, \quad (92)$$

где N — нормальное усилие, действующее на наиболее нагруженный шарик;

d — диаметр шарика.

Как видно из схемы (фиг. 111), при повороте валов на некоторый угол шарик 1 и 2 располагаются на разных расстояниях R_1 и R_2 от оси OO , вследствие чего усилия P_1 и P_2 , действующие на шарик, оказываются различными и соответственно равными

$$P_1 = \frac{M_K \cdot R_1}{R_1^2 + R_2^2}; \quad P_2 = \frac{M_K \cdot R_2}{R_1^2 + R_2^2}, \quad (93)$$

где M — наибольший момент, подводимый к кардану (с учетом влияния трения в дифференциале);

R_1 и R_2 — плечи расположения шариков.

Плечи R_1 и R_2 могут быть определены из зависимости:

$$R_1 = R \cdot \cos\left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \sin \alpha\right); \quad R_2 = R \cdot \cos\left(\varphi - \frac{\gamma}{2} \sin \alpha\right), \quad (94)$$

где R — радиус расположения шариков;

$\varphi = \arcsin \frac{a}{R}$ (величина постоянная для данного кардана);

a — расстояние от центра кардана до центра канавок;

α — угол поворота ведущего вала.

Нормальные усилия равны:

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= P_1 \frac{1}{\cos \beta_1} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\theta}{2} + \cos^2 \beta_1}; \\ N_2 &= P_1 \frac{1}{\cos \beta_2} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\theta}{2} + \cos^2 \beta_2}, \end{aligned} \right\} \quad (95)$$

где

$$\cos \beta_1 = \frac{a + R_1 \cos \alpha \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{R}; \quad \cos \beta_2 = \frac{a + R_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{R};$$

$$\theta = \arcsin (\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma).$$

Наибольшее значение нормальное усилие будет иметь при угле $\alpha = 90^\circ$, т. е. когда шарики находятся в вертикальной плоскости.

Карданы Рзеппа

В автомобилестроении карданы этого типа применяют в основном для привода управляемых и ведущих осей, хотя могут быть использованы и в других местах трансмиссии.

На выбор размеров кардана оказывают влияние три фактора: передаваемый крутящий момент, скорость вращения и угол между валами. Ниже приводятся рекомендации фирмы Рзепп по выбору размерностей карданов, устанавливаемых в приводе ведущих и управляемых осей.

Максимальный крутящий момент, передаваемый карданом, определяют исходя из коэффициента сцепления шины с дорогой ($\varphi = 1$). При максимальной нагрузке на колесо G_K и радиусе колеса R_K с учетом деформации шины максимальный крутящий момент на колесе

$$M_K = G_K R_K. \quad (96)$$

При непосредственной связи кардана с колесом этот же момент будет нагружать и кардан; при наличии между карданом и колесом редуктора (например, бортовой передачи) крутящий момент, нагружающий кардан, будет обратно пропорционален передаточному отношению редуктора.

Для серии однотипных карданов удобно размеры деталей выражать в долях диаметра шариков.

Число шариков в карданах Рзеппа должно быть четным. Четырех шариков с точки зрения плавности работы и нагрузки на шарик недостаточно. При восьми шариках возрастает стоимость изготовления и уменьшается прочность (при условии сохранения определенных наружных габаритных размеров кардана). Поэтому стандартные конструкции, выпускаемые фирмой, включают шесть шариков, равномерно расположенных по окружности.

Примем, что нагрузка на шарик распределяется равномерно.

На фиг. 111 показано действие сил на шарик при угле между валами $\beta = 0$. При вращении по стрелке A окружное усилие P будет приложено на радиусе R и направлено по касательной к окружности центров шариков. Если к обойме 2 подводится крутящий момент M_k , то окружное усилие, действующее на шарик 1, будет равно

$$P = \frac{M_k}{6R}. \quad (97)$$

Между шариком и канавками обеих обойм действуют силы N , нормально к контактной поверхности и проходящие через центр шарика.

Между силами P и N имеется зависимость

$$N = \frac{P}{\cos \lambda}$$

или

$$N = \frac{M_k}{6R \cos \lambda}. \quad (98)$$

Угол λ по данным фирмы равен примерно 40° . Для этого случая дуги BC и $B'C'$ (не показана на фиг. 112), характеризующие зоны контакта, соответствуют центральному углу примерно 60° . При $\lambda = 40^\circ$ $\cos \lambda = 0,766$ и сила

$$N = \frac{M_k}{6R \cdot 0,766} = \frac{M_k}{4,6R}. \quad (99)$$

По конструктивным соображениям соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметром примерно равно:

$$\frac{R}{d} \approx 1,71.$$

Подставляя значение R в уравнение (99), получаем

$$N = \frac{M_k}{4,6 \cdot 1,71d} = \frac{M_k}{7,87d}. \quad (100)$$

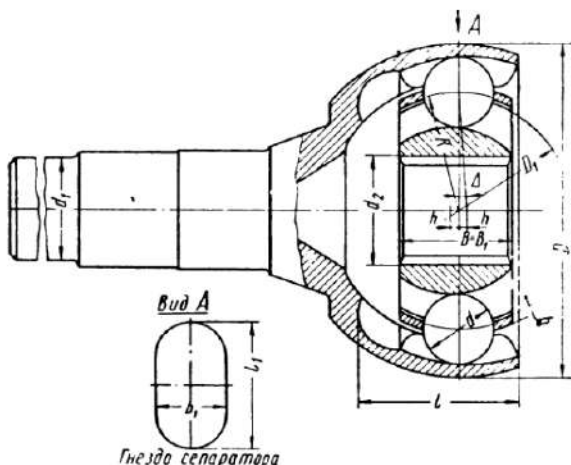
Минимальная раздавливающая нагрузка Q (в кг) при сжатии двух стальных шариков равного диаметра d (в см) равна

$$Q = 4600d^2.$$

Во избежание преждевременного износа шариков и канавок фирма рекомендует принимать $N = 266d^2$.

Подставляя в уравнение (100) значение для усилия N , получаем величину M_K в кгсм:

$$M_K = 2100d^3. \quad (101)$$



Фиг. 112. Основные размеры кардана Рзеппа.

Отсюда диаметр шарика

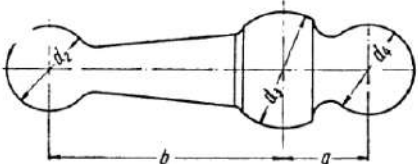
$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{2100}}. \quad (102)$$

После того как определен диаметр шарика, все остальные размеры кардана могут быть получены из следующих соотношений (фиг. 112):

радиус расположения шариков	$R = 1,71d$
ширина внутренней обоймы	$B = 1,8d$
ширина сепаратора	$B_1 = 1,8d$
наружный диаметр внутренней обоймы	$D_1 = 3,25d$
наружный диаметр наружной обоймы (диаметр кардана)	$D = 4,9d$
толщина сепаратора	$b = 0,185d$
ширина гнезда для шарика сепаратора	$b_1 = d$
длина гнезда для шарика в сепараторе:	
короткая	$l_1 = 1,33d$
длинная	$l_1 = 1,8d$
смещение центров	$h = 0,12d$
диаметр вала (не менее)	$d = 1,4d$
наружный диаметр шлиц внутренней обоймы (не менее)	$d_2 = 1,55d$
длина лунки в наружной обойме	$l = 2,4d$
угол смещения центров	$\Delta = 4-5^\circ$

Основные размеры делительных рычагов приведены в табл. 46.

Основные размеры делительных рычагов кардана Рзеппа

							
Модель	Диаметр вала *		Размеры в мм				
	в дм	в мм	a	b	d ₂	d ₃	d ₄
A	1	25,4	10,5	27,2	10	14	11
B	1 ¹ / ₈	28,6	11	29,5	11	15	12
C	1 ¹ / ₄	31,8	11,5	30,5	11,5	16	13
D	1 ³ / ₈	35,0	13	35	13	17	14
E	1 ¹ / ₂	38,1	14,5	39	14	19	15
G	1 ³ / ₄	44,8	16,5	44,5	17	23	17
	2 ¹ / ₄	57,2	22	59	21	30	23

* Прочие данные по карданах см. в табл. 22.

ПОДБОР ВАЛОВ С УПРУГИМИ МУФТАМИ ФИРМЫ GWS

При подборе размерностей вала с упругими муфтами нельзя исходить только из величины длительно действующего крутящего момента, но необходимо знать и возможные максимальные значения его. Если максимальные значения крутящих моментов не превосходят более чем в 1,5 раза значения длительно действующего крутящего момента, то можно пользоваться табличными данными применительно к длительно действующему крутящему моменту. Однако выбор размеров вала исходя только из величины крутящего момента без учета частоты собственных и вынужденных колебаний и их соотношений недопустим. При отсутствии возможности получить эти данные расчетным путем необходима постановка соответствующих опытов.

Зависимость между углами закручивания упругих элементов и крутящими моментами приведена на графиках (фиг. 113), причем упругие элементы, отмеченные буквой *N* (в скобках), имеют твердость по Шору 70—78, а буквой *W* — твердость по Шору 55—62.

Прочие данные по упругим элементам приведены в табл. 23. Угол наклона валов γ и допустимая несоосность соединяемых валов (табл. 23) зависят от скорости вращения валов. При переменных углах отклонений валов допустимо кратковременное увеличение углов отклонений на 25%. Приведенные в табл. 23 величины относятся к валам с межцентровым расстоянием между упругими муфтами, равном 1 м. Для иных значений межцентровых расстояний величина несоосности может быть определена с помощью табличных данных.

БАЛАНСИРОВКА КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ

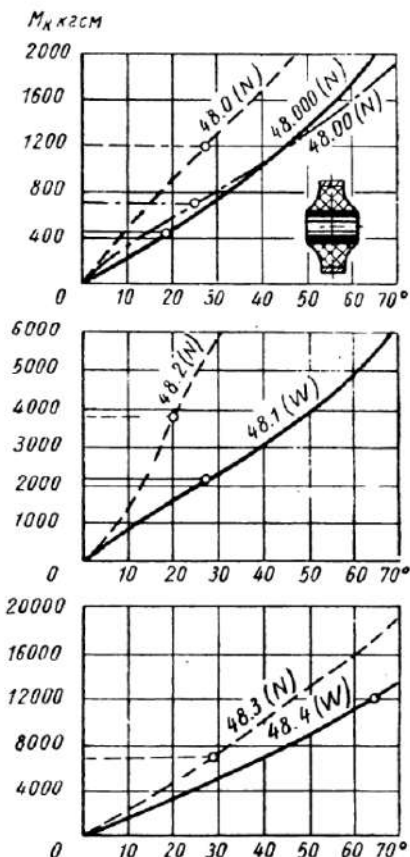
Дисбаланс оказывает вредное влияние на детали карданной передачи, вызывая повышенный уровень вибраций, ускоренный износ и дополнительные нагрузки на сопряженные с карданной передачей детали трансмиссии.

Имеются две основные причины возникновения дисбаланса.

Одна из причин возникновения дисбаланса — неточность изготовления отдельных деталей. Карданная передача, собранная из таких деталей, также будет иметь дисбаланс. Другая причина возникновения дисбаланса — наличие зазоров в сочленениях деталей и узлов и несоосность их монтажа.

Дисбаланс, вызванный необходимостью иметь рабочие зазоры, в сочленениях не может быть устранен балансировкой. Единственный способ уменьшения этого дисбаланса заключается в сведении рабочих зазоров до допустимого минимума путем повышения точности изготовления деталей и применения селективной сборки. Это сказывается на рентабельности производства, особенно при серийном и массовом производстве.

Необходимо отметить, что в некоторых случаях для высокооборотных карданных передач все же применяют селективную сборку.



Фиг. 113. Зависимость между углами закручивания упругих элементов и крутящим моментом для упругих муфт.

Кроме того, если даже получить малый дисбаланс, применяя селективную сборку для карданной передачи, то при установке ее на автомобиль вследствие некоторой несоосности валов смежных механизмов и дисбаланса присоединительных деталей полученная степень балансировки может быть нарушена.

Если бы даже была применена балансировка в сборе определенного участка трансмиссии, то наличие рабочих зазоров, сложность настройки балансировочных машин и сборки на конвейере не оправдали бы этого мероприятия.

Поэтому за последнее время не только повышают точность балансировки, но и устраняют вредные ее влияния путем гашения вибраций. Эффективным мероприятием в этом направлении является установка промежуточных упругих опор.

Современные карданные передачи подвергают динамической балансировке на специальных стендах. Дисбаланс устраняют привариванием к трубе балансировочных пластин, а в некоторых случаях снятием металла со специальных бобышек на вилках фланца.

На точность балансировки карданных передач автомобилей основное влияние оказывает скорость их вращения. Чем выше скорость вращения, тем точнее должна быть балансировка.

Балансировка карданных валов обычно производится в сборе с карданами. Точность балансировки карданных передач зависит также от зазоров, которые имеются в сочленениях крестовины и в шлицевом соединении.

Для суждения о точности балансировки карданных передач ниже приведены данные, относящиеся к карданам с крестовиной на игольчатых подшипниках при общепринятых точности изготовления шлицевых соединений и зазорах в сочленениях крестовин.

Автомобиль	Данные о балансировке
М-20 „Победа“ М-21 „Волга“ ГАЗ-13 „Чайка“ ЗИЛ-164	Карданный вал в сборе балансировать динамически. Дисбаланс не более 15 гсм Карданные валы балансировать динамически (каждый в отдельности). Дисбаланс не более 10 гсм Карданный вал в сборе с вилкой, фланцем и шлицевым концом балансировать динамически. Дисбаланс не более 50 гсм
МАЗ-200	Карданный вал балансировать динамически Дисбаланс не более 75 гсм

ЛИТЕРАТУРА

1. Анохин В. И., Отечественные автомобили, Машгиз, 1960.
2. Гольд Б. В., Фалькевич Б. С., Теория, конструирование и расчет автомобиля, Машгиз, 1957.
3. Киселевич А. Д., Исследование тракторных соединительных муфт, ОНТИ-НАТИ, № 70, 1958.
4. Кнороз В. И., Шарикян Ю. Э., Распределение крутящего момента по осям трехосного автомобиля при движении в различных дорожных условиях. Известия высших учебных заведений, Машиностроение № 5, МВТУ им. Баумана, 1960.
5. Кристи М. К., Малаховский В. Э., Атлас конструкций советских тракторов, ч. II, Машгиз.
6. Кугель Р. В., Долговечность автомобилей, Машгиз, 1961.
7. Лысов М. И., Карданные механизмы, Машгиз, 1945.
8. Семенов В., Армадеров Р., Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 1, 1959.
9. Родионов В. Ф., Проектирование карданной передачи и тенденции к снижению высоты легковых автомобилей, «Автомобильная промышленность» № 1, 1961.
10. Чудаков Е. А., Расчет автомобиля, Машгиз, 1947.
11. Чудаков Е. А., Малаховский Я. Э., Атласы конструкций советских автомобилей, ч. 1—5, Машгиз, 1948—1954.
12. Auto-Typenbuch, VEB, 1955.
13. Brown J, Resilient drive Lines for diesel equipment, Diesel and gas engine progress, June, 1960.
14. Chagette J, Le chassis, v. III, Dunod, 1957.
15. Dähn E, Fachkunde Kraftfahrzeugschlosser und Kraftfahrzeughandwerker, Volk und Wissenverlag, Berlin, 1957.
16. Guerber, Automobile, v. III, Transmission, equipment électrique, accessoires divers, Technique et vulgarisation, Paris, 1960.
17. Killeen T., Joints without larks, Motor, London, 18/XI 1959.
18. Meissner H., Einfach- oder Doppelgelenk im Frontantrieb, Kraftfahrzeugtechnik, N 2, 1959.
19. Potgieter M., Germans develop unique universal Joints, SAE, IX, 1958.
20. Propellershafts and Final Drive Units, Automobile Engineer, N 11 and 12, 1959.
21. Reuthe W., Ausführungsarten, Belastungsgrenzen und Belastungsverluste von Kreuzgelenken, Konstruktion, s. 206—211 und 234—239, 1949.
22. Reuthe W., Die Bewegungsverhältnisse Kreuzgelenkantrieben, Konstruktion, s. 305—312, 1950.
23. Reuthe W., Kreuzgelenke, Industrieanzeiger, s. 1085—1089 u 1097—1099, 1953.
24. Rzeppa A. H., Universal joint Drives, Machine Design N 4, 1953.
25. Schollain W., Handbuch für Kraftfahrzeuginstandsetzung, VEB, Verlag Technik, Berlin, 1957.
26. Wildhaber E., Universal joint, патент США № 2917911, 22 XII. 1959.
27. Weiland G., Kardanfehler bei Kreuzgelenk und Gelenkwelle und Mittel zu ihrer Beeinflussung, Glaser Annalen, N 1, 1956.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
От редактора	3
Требования, предъявляемые к автомобильным карданным передачам, и классификация карданных передач и карданов	5
Конструкция карданов и карданных передач	10
Асинхронные карданы	10
Полукарданы	10
Полные карданы	24
Синхронные карданы	32
Сдвоенные карданы	33
Сухарные карданы	36
Шариковые карданы	37
Смазка	41
Уплотняющие устройства	42
Карданный вал	44
Промежуточная опора карданного вала	47
Карданные передачи	50
Принципиальные и конструктивные схемы	50
Гашение крутильных колебаний	59
Конструктивные данные по карданным передачам	62
Теория карданной передачи	85
Кинематика карданов	85
Асинхронные карданы	85
Синхронные карданы	87
Кинематика карданной передачи	99
К. п. д. карданной передачи	102
Критическое число оборотов карданной передачи	104
Проектирование и расчет карданной передачи	106
Исходные параметры карданной передачи	107
Определение расчетных крутящих моментов	108
Углы наклона валов карданной передачи	111
Длина карданной передачи	115
Подбор карданной передачи по данным фирмы GWB	117
Весовые данные по карданным передачам	119
Коэффициент запаса карданной передачи	120
Расчет карданов и карданных передач	123
Полукарданы	123
Полные карданы	125
Сдвоенные карданы	147
Шариковые карданы	148
Карданы Рзеппа	149
Подбор валов с упругими муфтами фирмы GWB	152
Балансировка карданных передач	153
Литература	155

Яков Эммануилович Малаховский, Александр Альбертович Лапин,
Николай Константинович Веденеев

КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Редактор издательства *И. А. Васильева*

Корректор *Л. Надеждина*
Техн. редактор *Б. И. Модель*

Сдано в производство 30/X 1961 г.
Тираж 3500 экз. Печ. л. 9,75.

Подписано к печати 17/III 1962 г.
Бум. л. 4,88. Уч.-изд. л. 10.
Формат бумаги 60X90¹/₁₆. Зак. 2/847

Т-03251
Цена 60 коп.

Ленинградская типография Госгортехиздата, Ленинград, ул. Салтыкова-Щедрина, 54

60 коп.



Москва, Б-66, 1-й Басманный пер. 3

КАРДААННЫЕ ПЕРЕДАЧИ