ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

• МАШИНОСТРОЕНИЕ •

rusautomobile.ru

ББК 34.42
П79
УДК 621.83.001.63(075.8)(03)

С. А. ЧЕРНАВСКИЙ, Г. А. СНЕСАРЕВ, Б. С. КОЗИНЦОВ,
К. Н. БОКОВ, Г. М. ИЦКОВИЧ, Д. В. ЧЕРНИЛЕВСКИЙ

Редактор д-р техн. наук проф. С. А. ЧЕРНАВСКИЙ

Рецензент д-р техн. наук проф. Н. А. БОРОДИН

84.2(2)62

П79 **Проектирование** механических передач: Учебно-справочное пособие для втузов /С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с., ил.

В пер.: 1 р. 50 к.

Приведены основы конструирования, методы расчета и проектирования приводов машин и механизмов; зубчатых червячных редукторов; передач винт – гайка и гибкой связью. Даны рекомендации по выбору видов передач, оформлению документации курсового проекта, а также примеры проектирования приводов.

Пятое издание (4-е изд. 1976 г.) переработано с учетом современной терминологии, обозначений параметров и единиц измерений в соответствии с новыми стандартами.

П $\frac{2702000000\text{-}111}{038(01)\text{-}84}$ 111-84

ББК 34.42
6П5.3

Учебный ст.

© Издательство «Машиностроение», 1976 г.
© Издательство «Машиностроение», 1984 г., с изменениями.

ЗИБЛИОТЕК
ибирск
ТЕХНИКУМ

rusautomobile.ru

ПРЕДИСЛОВИЕ

Пятое издание учебного пособия дополнено новыми главами, содержащими сведения о проектировании мотор-редукторов, волновых передач, о гидростатических подшипниках и об оформлении конструкторской документации. Сведения о вариаторах исключены, так как они не предусмотрены тематикой курсовых проектов.

В связи с введением новых стандартов и совершенствованием методов расчета и конструирования деталей машин и механических передач все главы книги существенно переработаны.

Приложения дополнены новыми справочными материалами.

Авторы с признательностью примут все замечания и пожелания по настоящему изданию. Просьба направлять их по адресу: 107076, Москва, Б-76, Стромынский пер., д. 4, издательство «Машиностроение».

rusautomobile.ru

Глава 1
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

§ 1.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

В настоящем пособии используются следующие основные понятия, характерные для курса деталей машин.

Изделие – любой предмет или набор предметов производства, изготовленный предприятием.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций, например: винт, гайка, вал, литой корпус.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой сборочными операциями (свинчиванием, сочленением, пайкой, опрессовкой и т. п.).

Узел – сборочная единица, которая может выполнять определенную функцию в изделиях одного назначения только совместно с другими составными частями.

Агрегат – сборочная единица, обладающая полной взаимозаменяемостью, возможностью сборки отдельно от других составных частей изделия или изделия в целом и способностью выполнять определенную функцию в изделии или самостоятельно.

Машина – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека.

Механизм – система деталей, предназначенных для преобразования одного вида движения в другое. Механизмы, входящие в состав машины, делят по функциональному признаку на передаточные; исполнительные; механизмы управления, контроля и регулирования; механизмы подачи, транспортировки и сортировки. Основные элементы механизма – звенья и кинематические пары.

Звено механизма – одна или несколько жестко соединенных деталей, например вал и зубчатое колесо.

rusautomobile.ru

Различают входные и выходные звенья. *Входным* называют звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. *Выходным* называют звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Между входным и выходным могут быть расположены *промежуточные звенья*.

В каждой паре совместно работающих звеньев в направлении силового потока различают ведущее и ведомое звенья.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся тел, допускающее их относительное движение. По функциональному признаку кинематические пары могут быть вращательными, поступательными, винтовыми и т. д.

Кинематическая цепь – система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.

Привод – устройство, приводящее в движение машину или механизм; состоит из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления.

§ 1.2. ТРЕБОВАНИЯ К ИЗДЕЛИЯМ, ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ И ПОРЯДОК КОНСТРУИРОВАНИЯ

При конструировании задача состоит в создании машин, отвечающих потребностям народного хозяйства, дающих наибольший экономический эффект и обладающих высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями.

Основные требования, предъявляемые к конструируемой машине – высокая надежность, ремонтопригодность, технологичность, минимальные габариты и масса, удобство эксплуатации. В ряде случаев машина должна удовлетворять требованиям технической эстетики.

Надежность – свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Ремонтопригодность – свойство объекта, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

В процессе конструирования изделия надо руководствоваться следующими принципами.

rusautomobile.ru

1. Исходным документом является техническое задание; отступление от него без согласования с преподавателем-консультантом (а в условиях производства – с заказчиком) недопустимо.

2. В разрабатываемой конструкции все детали и сборочные единицы должны обладать одинаковой степенью соответствия требованиям надежности, точности, жесткости, прочности, художественного конструирования и др.

3. Конструируемое изделие должно иметь рациональную компоновку сборочных единиц, обеспечивающую малые габариты, удобство сборки, регулировки, замены деталей или сборочных единиц при ремонте (ремонтопригодность).

Для пояснения этого положения рассмотрим пример. Конструкция на рис. 1.1, *а* неудачна из-за того, что диаметр d_a зубчатого колеса *5* больше диаметра *D* отверстия в корпусе *3*. Поэтому соединение вала *6* с зубчатым колесом *5* необходимо производить при сборке всей конструкции, т. е. вначале следует надеть на вал внутри корпуса зубчатое колесо, затем привернуть левую крышку *2*, установить и закрепить шкив *1*. Процесс сборки можно упростить, если сконструировать эту сборочную единицу так, чтобы диаметр *D* отверстия под подшипник *4* был больше диаметра вершин зубьев d_a зубчатого колеса. Это позволит объединить вал с зубчатым колесом, крышкой, шкивом и подшипниками в одну сборочную единицу, показанную на рис. 1.1, *б*. Теперь эту сборочную единицу можно собирать отдельно и готовой (проверенной по всем показателям) вставлять в отверстия корпуса. Для закрепления левой крышки в шкиве предусмотрены отверстия диаметром d_0 (см. рис. 1.1, *б*). Такая конструкция сборочной единицы облегчает разборку и сборку, удобна при ремонте.

4. При создании новых машин необходимо соблюдать конструктивную преемственность и модульный принцип. *Конструктивная преемственность* – это использование при проектировании предшествующего опыта машиностроения данного профиля и смежных отраслей, введение в проектируемый

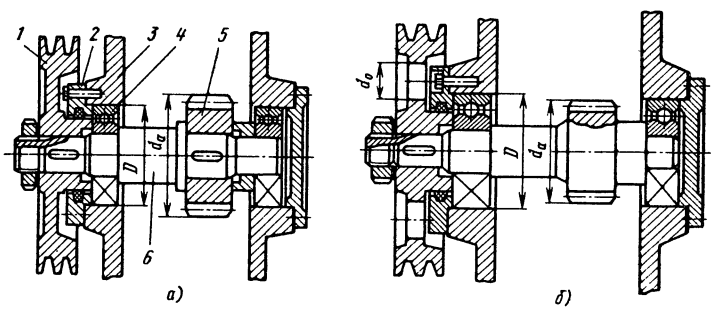


Рис. 1.1. Пример конструкции сборочной единицы:
а – нерациональной; *б* – рациональной

rusautomobile.ru

агрегат всего полезного, что есть в существующих конструкциях машин. *Модульный принцип* (*блочность*) заключается в компоновке машины из отдельных законченных узлов-блоков, соединяемых между собой быстроразъемными соединениями.

5. Конструируемая машина должна отвечать требованиям унификации и стандартизации. *Унификация* – рациональное сокращение многообразия видов, типов и типоразмеров изделий одинакового функционального назначения. Унификация представляет собой эффективный и экономичный способ создания на базе исходной модели ряда производных машин одинакового назначения, но с различными показателями мощности, производительности и т. д., или машин различного назначения, выполняющих качественно другие операции, а также рассчитанных на выпуск иной продукции.

Стандартизация – установление и применение единообразия и обязательных требований к изделиям и продукции массового производства.

Унификация и стандартизация позволяют организовать серийное и массовое производство деталей и сборочных единиц на специализированных предприятиях, приводят к уменьшению трудоемкости и стоимости изготовления, повышению качества и увеличению долговечности деталей, сокращают время конструирования и освоения новых машин, обеспечивают взаимозаменяемость деталей.

Взаимозаменяемость – свойство деталей и узлов, позволяющее заменять их без дополнительной обработки с сохранением всех требований к работе данной машины. Взаимозаменяемостью могут обладать не только отдельные детали, но и сборочные единицы. Так, в различных редукторах могут быть взаимозаменяемыми зубчатые колеса, валы, подшипники, крышки подшипниковых узлов и др. В различных машинах сами редукторы могут быть взаимозаменяемыми.

Качественным показателем этого принципа конструирования изделия служат коэффициент стандартизации $K_{ст}$ и коэффициент преемственности $K_{пр}$,

$$K_{ст} = \frac{Z_{ст} - Z_{кр}}{Z_0 - Z_{кр}},$$

где $Z_{ст}$ – число стандартных изделий в конструкции; $Z_{кр}$ – число стандартных крепежных изделий; Z_0 – общее число изделий в новой разработке.

Коэффициент $K_{пр}$ определяет степень применения стандарт-

rusautomobile.ru

ных деталей (узлов) по сравнению с общим числом изделий в разрабатываемой конструкции.

$$K_{пр} = \frac{Z_з - Z_{кр}}{Z_0 - Z_{кр}},$$

где $Z_з$ – число изделий, заимствованных из других разработок; значения $Z_{кр}$ и Z_0 те же, что и в предыдущей формуле.

Коэффициент $K_{пр}$ показывает, какая доля неоригинальных изделий по сравнению с общим числом Z_0 содержится в разрабатываемой конструкции.

При определении коэффициентов $K_{ст}$ и $K_{пр}$ значения $Z_{ст}$, $Z_{кр}$ и Z_0 определяют по спецификации изделия.

В процессе проектирования и конструирования машин разрабатывается документация, необходимая для изготовления, монтажа, испытания и эксплуатации создаваемой конструкции. При этом к проектированию обычно относят разработку общей конструкции изделия, конструирование же включает дальнейшую детальную разработку всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию. Документация, получаемая в результате проектирования и конструирования, носит единое наименование – *проект.*

Правила проектирования и оформления конструкторской документации стандартизованы. ГОСТ 2.103 – 68 устанавливает стадии разработки конструкторской документации на изделия всех отраслей промышленности; стандарт предусматривает пять стадий: техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект и разработку рабочей документации. В условиях учебного заведения эти стадии проектирования несколько упрощаются.

Получив *техническое задание* в виде формулировки назначения изделия и технических требований к нему, студент разрабатывает *техническое предложение*, в котором обосновывает предлагаемый вариант решения по реализации задания. Для этого необходимо по учебным и справочным пособиям рассмотреть и проанализировать существующие и возможные варианты конструктивных решений заданного изделия.

После одобрения технического предложения руководителем проекта студент приступает к разработке *эскизного проекта*, который включает кинематический расчет привода, расчет редукторных передач с эскизированием их деталей. Выполненные на основании расчетов эскизные чертежи должны содержать принципиальное конструктивное решение, отражающее общее представление об устройстве и принципе работы про-

rusautomobile.ru

ектируемого изделия. Эскизный проект служит основанием для разработки *технического проекта.*

Расчет изделия следует выполнять одновременно с вычерчиванием конструкции, так как многие размеры, необходимые для расчета (расстояния между опорами вала, места приложения нагрузок и т. п.), можно определить только из чертежа. В то же время поэтапное вычерчивание конструкции в процессе расчета служит проверкой этого расчета. Неправильный результат расчета обычно проявляется в нарушении пропорциональности конструкции.

Первые проектные расчеты на стадии эскизного проектирования выполняют, как правило, упрощенными и приближенными. Окончательный расчет проводят в форме проверочного расчета для данной (уже намеченной) конструкции детали. Многие размеры элементов детали при проектировании не рассчитывают, а принимают в соответствии с опытом проектирования подобных конструкций, обобщенным в ГОСТах и нормативно-справочных документах – учебниках, справочниках и пр. Например, при расчете и конструировании вала размеры выступающих концов валов принимают по соответствующим стандартам; для зубчатых колес достаточно определить расчетом только диаметр и ширину зубчатого венца, а размеры всех других элементов (обода, диска, ступицы) можно принять по рекомендациям (см. § 14.3).

При выполнении технического проекта студент разрабатывает габаритный чертеж редуктора, дающий полное представление об устройстве сборочной единицы и исходные данные для разработки рабочих чертежей.

Обычно объем работ на этой стадии проектирования устанавливается решением кафедры учебного заведения и указывается в техническом задании. В большинстве случаев для проектирования привода графическая часть состоит из габаритного чертежа привода, сборочного чертежа редуктора, рабочих чертежей основных деталей (вала, колеса, корпуса, звездочки или шкива и т. п.).

Перечисленные виды работ по проектированию заданного изделия оформляют в виде пояснительной записки с необходимыми расчетами, таблицами, схемами и эскизами, а также чертежами.

§ 1.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

В промышленности все шире применяют автоматизированное проектирование с помощью электронных вычисли-

rusautomobile.ru

тельных машин (ЭВМ). Такая система сокращенно именуется САПР. Проектирование с использованием вычислительной техники существенно уменьшает трудоемкость расчетов, позволяет получать конструкции, оптимальные по габаритным размерам, массе и другим показателям, обеспечивает точность вычислений. Роль ЭВМ возрастает в связи с внедрением в машиностроение стандартных узлов и деталей, с развитием модульного принципа конструирования.

Применение ЭВМ возможно и при выполнении студентами учебного проекта по деталям машин. Но это не должно исключать главного – творческого подхода к решению инженерных задач. Процесс конструирования с помощью ЭВМ обязательно должен сопровождаться критическим анализом. Применение вычислительных машин для проектирования учебных проектов целесообразно лишь при выполнении повторяющихся однотипных расчетов, при выполнении вариантов решений с целью выбора оптимального варианта.

Курс деталей машин находится в начале логической цепи накопления информации, которая подводит студента к САПР. Выполняя курсовой проект по деталям машин, студент по запасу своих реальных знаний и небольшому опыту еще не может решать сложные задачи оптимизации. Кроме того, специфика педагогического процесса не позволяет всем студентам задавать в качестве курсового проекта только наилучшие варианты. Например, очевидно, что наименьшие габаритные размеры и массу будет иметь редуктор с зубчатыми колесами, имеющими высокую твердость зубьев. Однако с целью обеспечения многовариантности заданий приходится включать в темы разработку редукторов с зубьями невысокой твердости.

Таким образом, идея оптимизации, вводимая в САПР, должна учитывать реальные педагогические возможности.

Правильным подходом применения ЭВМ при выполнении курсовых проектов следует считать такую организацию учебного процесса и такое построение методики расчета, которые способствуют закреплению логики расчета и физического смысла каждого параметра, входящего в расчетные формулы. Например, проектируя двух- или трехступенчатый цилиндрический редуктор с обеспечением условия равнопрочности деталей, с минимумом суммарного межосевого расстояния и другими параметрами, характеризующими оптимальность конструкции, студент не менее двух-трех раз должен выполнить расчеты по каждой из ступеней передачи, несколько раз за время проектирования выполнить типовые расчеты, связанные с выбором подшипников, расчетом валов и т. д. В подобных

rusautomobile.ru

случаях применение ЭВМ не только экономит время студента при выполнении указанных расчетов, но и позволяет существенно расширить вариантность выбора материалов, параметров, компоновочных схем и провести более глубокий их анализ. Но к использованию ЭВМ для расчетов зубчатых передач целесообразно допускать только тех студентов, которые выполнили от начала до конца обычный (без ЭВМ) расчет хотя бы одной зубчатой пары многоступенчатого редуктора по учебно-справочной литературе. Такой расчет способствует закреплению теоретических знаний, полученных из курса деталей машин, развивает навыки пользования справочной литературой, обеспечивает логический подход к решению инженерных задач. Расчет одной пары зубчатых колес, выполненный обычным способом, служит контролем для машинного счета.

При использовании ЭВМ роль проектировщика остается ведущей; например, если расчет зубчатых передач редуктора выполнен на ЭВМ, но модуль передачи, определенный в проектировочном расчете, не обеспечивает сопротивления усталости по изгибным или контактным напряжениям в проверочном расчете, то именно студент-проектировщик должен принять решение, каким образом обеспечить условие прочности, не снижая значения других параметров, влияющих на оптимизацию конструкции редуктора в целом. Для машины невозможно создать алгоритм, который учитывал бы все факторы, влияющие на выбор того или иного решения.

§ 1.4. ТЕМАТИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Выполнение курсового проекта по деталям машин способствует закреплению и углублению знаний, полученных при изучении общетехнических дисциплин: теоретической механики, теории машин и механизмов, сопротивления материалов, деталей машин, технологии металлов, черчения, метрологии. Тематика курсового проектирования должна иметь вид комплексной инженерной задачи, включающей кинематические и силовые расчеты, выбор материалов и расчеты на прочность, вопросы конструирования и выполнения конструкторской документации в виде габаритных, сборочных и рабочих чертежей, а также составления спецификации.

Этим требованиям отвечают такие объекты проектирования, как приводы машин и механизмов технологического, испытательного и транспортирующего оборудования. В такие

rusautomobile.ru

приводы входят редукторы общего назначения, на конструировании которых возможно закрепление большинства тем курса деталей машин.

Некоторые варианты технических заданий приведены ниже (рис. 1.2 – 1.9). В заданиях на проектирование могут указываться дополнительные требования к приводу, обусловленные местом и характером его эксплуатации, длительностью и режимом работы привода с учетом условий эксплуатации и др.

Техническое задание 1. Спроектировать привод ленточного транспортера по схеме (рис. 1.2, *б*) с графиком нагрузки по рис. 1.2, *в*. Мощность P_3 на ведомом валу мотор-редуктора и угловая скорость этого вала ω_3 приведены в табл. 1.1. Срок службы 8 лет; $K_{сут} = 0{,}3$; $K_{год} = 0{,}8$.

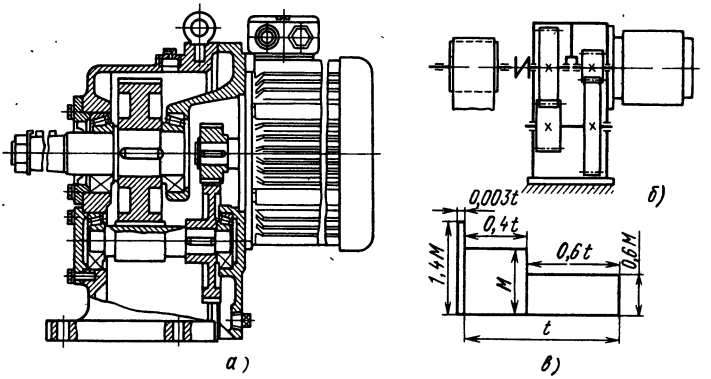


Рис. 1.2. Привод ленточного транспортера:
а – общий вид цилиндрического двухступенчатого соосного мотор-редуктора; *б* – кинематическая схема; *в* – график нагрузки

1.1. Данные для расчета привода ленточного транспортера

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3, кВт	4	6	8	7	5	6	7	8	9	10
ω_3, рад/с	3π	$3{,}1\pi$	$3{,}2\pi$	$3{,}3\pi$	$3{,}4\pi$	$3{,}5\pi$	$3{,}6\pi$	$3{,}7\pi$	$3{,}8\pi$	$3{,}9\pi$

Техническое задание 2. Спроектировать привод цепного транспортера по схеме (рис. 1.3, *б*) с графиком нагрузки на рис. 1.3, *в*. Окружная сила F на тяговых звездочках, число зубьев z, скорость v тяговых звездочек и шаг t тяговой цепи приведены в табл. 1.2. Срок службы 7 лет; $K_{сут} = 0{,}3$; $K_{год} = 0{,}7$.

rusautomobile.ru

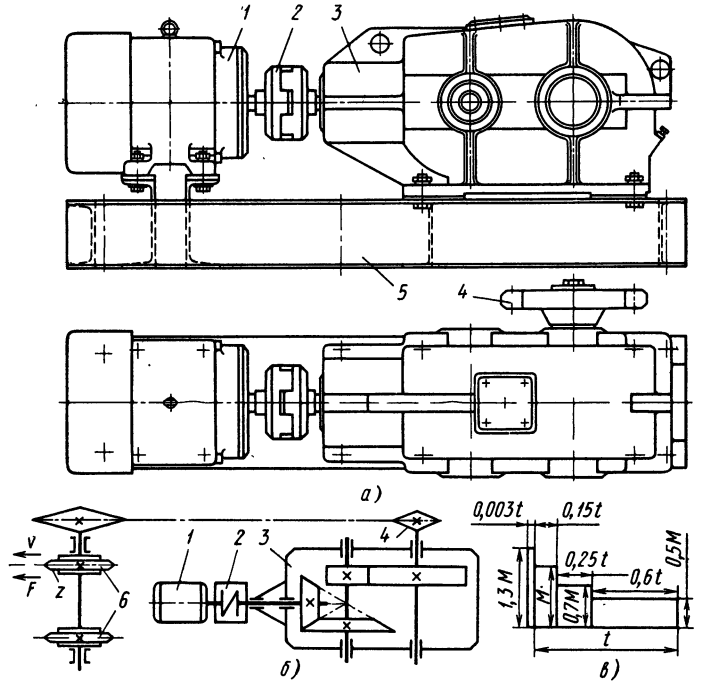


Рис. 1.3. Привод цепного транспортера:

а – общий вид привода; *1* – электродвигатель; *2* – упругая муфта; *3* – коническо-цилиндрический редуктор; *4* – ведущая звездочка; *5* – сварная рама; *б* – тяговые звездочки транспортера; *б* – кинематическая схема; *в* – график нагрузки

1.2. Данные для расчета привода цепного транспортера (рис. 1.3.)

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	7	5	6	7	8	9	10	11	12	9
v, м/с	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
t, мм	80	80	100	100	125	125	100	100	80	80
z	7	8	9	10	7	8	9	10	7	8

Техническое задание 3. Спроектировать привод механизма загрузки термических печей по рис. 1.4, *б* с графиком нагрузки по рис. 1.4, *в*. Мощность P_3 на ведомом колесе зубчатой передачи и угловая скорость ω_3 этого колеса приведены в табл. 1.3. Срок службы 5 лет; $K_{сут} = 0{,}25$; $K_{год} = 0{,}6$.

rusautomobile.ru

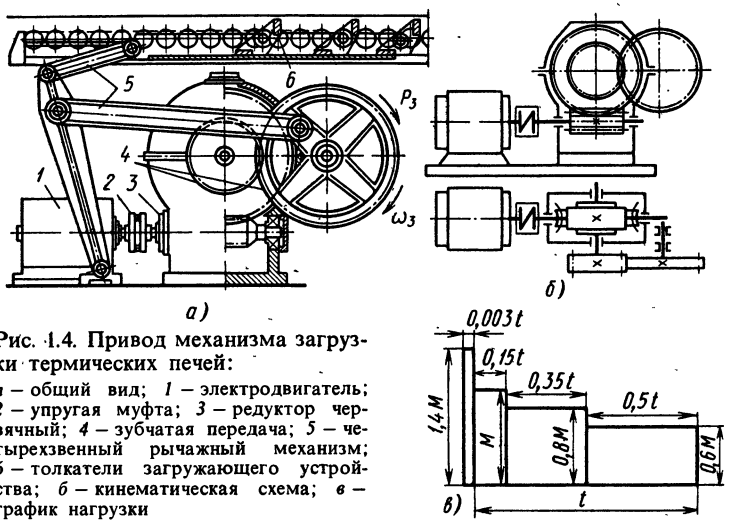


Рис. 1.4. Привод механизма загрузки термических печей:
а – общий вид; *1* – электродвигатель; *2* – упругая муфта; *3* – редуктор червячный; *4* – зубчатая передача; *5* – четырехзвенный рычажный механизм; *б* – толкатели загружающего устройства; *б* – кинематическая схема; *в* – график нагрузки

1.3. Данные для расчета привода механизма загрузки

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3, кВт	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	8,0
ω_3, рад/с	3,2	3,6	3,8	4,0	4,25	4,3	5,0	5,2	5,5	6,0

Техническое задание 4. Спроектировать привод технологической линии цепного транспортера по схеме на рис. 1.5, *б* с графиком нагрузки по рис. 1.5, *в*. Окружная сила F на тяговых звездочках, число зубьев z, скорость v этих звездочек и шаг цепи t приведены в табл. 1.4. Срок службы 5 лет; $K_{сут} = 0{,}25$; $K_{год} = 0{,}7$.

1.4. Данные для расчета привода цепного транспортера (рис. 1.5.)

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	3,5	3,0	2,5	3,5	3,8	3,0	4,0	4,5	2,8	3,2
v, м/с	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
t, мм	100	100	125	125	160	160	125	125	100	100
z_1	8	8	9	9	10	10	11	11	12	12

rusautomobile.ru

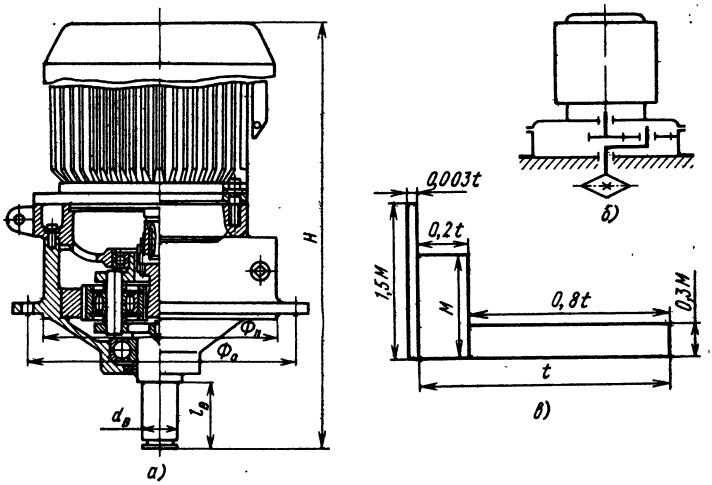


Рис. 1.5. Привод цепного транспортера:
а – общий вид планетарного одноступенчатого мотор-редуктора; *б* – кинематическая схема; *в* – график нагрузки

Техническое задание 5. Спроектировать привод универсальной испытательной машины по схеме на рис. 1.6 и данным, приведенным в табл. 1.5. Нагрузка, близкая к постоянной, реверсивная. Ресурс работы редуктора не менее 20 000 ч.

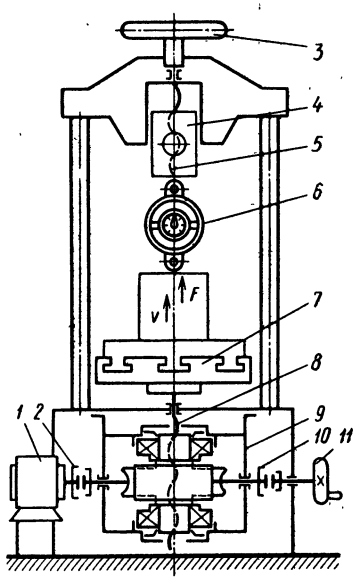


Рис. 1.6. Привод испытательной машины:
1 – электродвигатель; *2*, *10* – сцепная муфта; *3* – маховик; *4* – ползун; *5* – установочный винт; *6* – динамометрическое устройство; *7* – стол для испытуемых изделий; *8* – винт нагружения; *9* – червячно-винтовой редуктор; *11* – маховичок

rusautomobile.ru

1.5. Данные для расчета привода испытательной машины

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Нагрузка на винт F, кН	30	35	40	42	34	36	41	40	45	35
Скорость перемещения v, м/с	0,25	0,22	0,2	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,1	0,08

Техническое задание 6. Спроектировать волновой редуктор для привода лебедки подъемного крана по схеме (рис. 1.7, *б*). Тяговая сила F троса, скорость подъема (опускания) v груза и диаметр D барабана лебедки приведены в табл. 1.6. Нагрузка переменная, реверсивная. Ресурс работы не менее 12 000 ч.

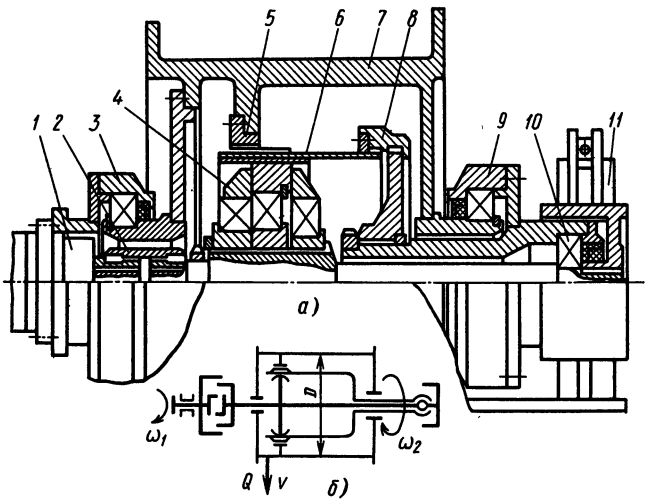


Рис. 1.7. Привод лебедки с волновым редуктором:
а – общий вид; *1* – ведущий вал; *2*, *8* – зубчатая муфта; *3* – левая опора лебедки; *4* – дисковый генератор волн; *5* – жесткое колесо; *6* – гибкое колесо; *7* – барабан; *9* – правая опора лебедки; *10* – опора ведущего вала; *11* – тормоз ведущего вала; *б* – кинематическая схема

1.6. Данные для расчета волнового редуктора

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	4,0	4,8	4,2	4,6	5,0	5,5	6,0	6,2	6,5	7,0
v, м/с	1,9	1,2	1,3	1,5	1,3	1,2	1,4	1,6	1,6	1,2
D, мм	280	260	250	280	300	230	250	280	300	280

rusautomobile.ru

Техническое задание 7. Спроектировать привод элеватора по рис. 1.8, *б* с графиком нагрузки по рис. 1.8, *в*. Окружная сила F на барабане D и скорость v перемещения груза приведены в табл. 1.7. Срок службы 6 лет.

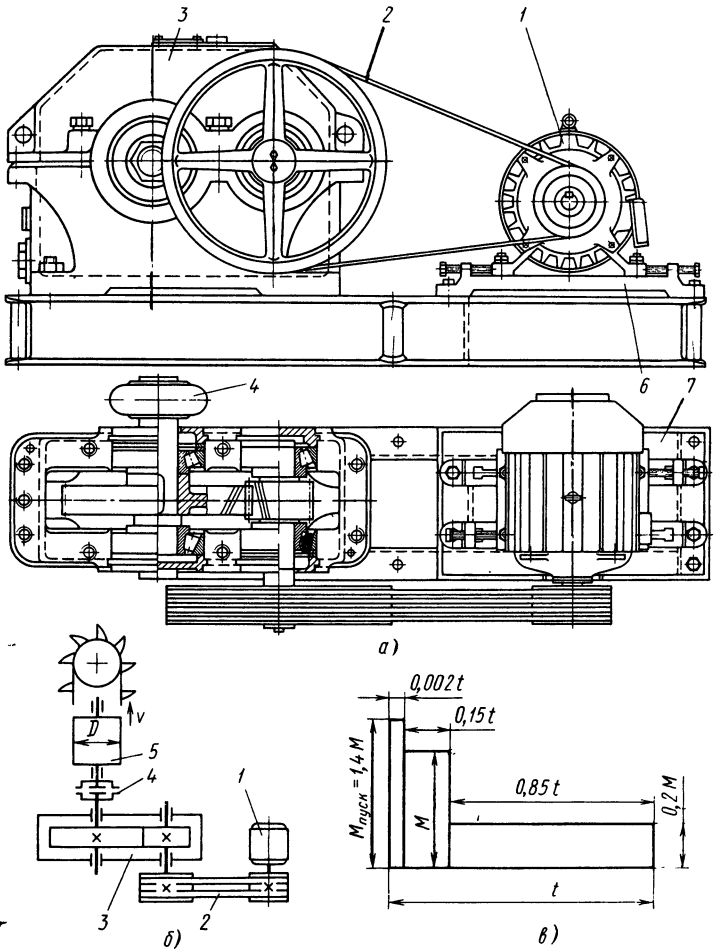


Рис. 1.8. Привод элеватора:

а – общий вид привода; *б* – кинематическая схема; *1* – электродвигатель; *2* – клиноременная передача; *3* – цилиндрический редуктор; *4* – автоматическая муфта; *5* – ведущий барабан элеватора; *6* – салазки для электродвигателя; *7* – сварная рама; *в* – график нагрузки

rusautomobile.ru

1.7. Данные для расчета привода элеватора

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	2	3	4	5	6	7	5	6	7	5
v, м/с	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65	1,7
D, мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475

Техническое задание 8. Спроектировать привод сварочного кантователя по рис. 1.9, *б*. Тяговая сила F, скорость сварки v и диаметр D свариваемых резервуаров приведены в табл. 1.8.

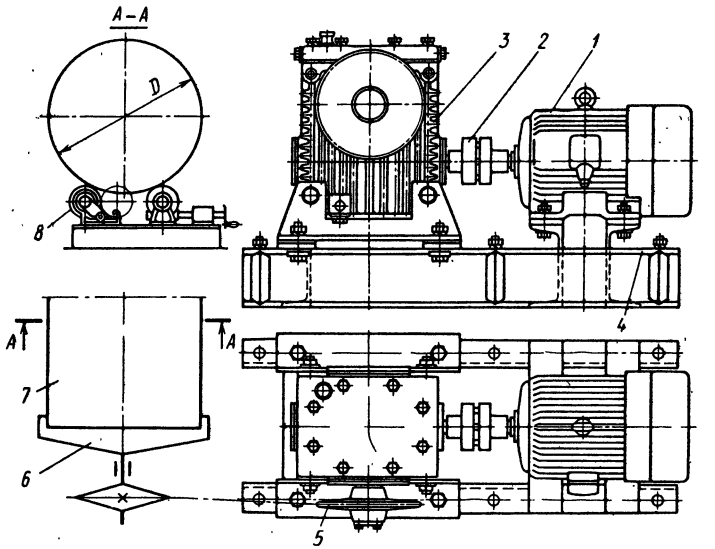


Рис. 1.9. Привод сварочного кантователя:

1 – электродвигатель; *2* – упругая муфта; *3* – червячный редуктор; *4* – сварная рама; *5* – цепная передача; *6* – ведущий зажим кантователя; *7* – свариваемые изделия; *8* – поддерживающие ролики кантователя

1.8. Исходные данные для расчета привода кантователя

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	240	250	300	260	280	300	250	260	300	280
v, м/мин	0,4	0,35	0,45	0,4	0,45	0,35	0,5	0,35	0,35	0,3
D, м	3,0	2,8	3,15	3,2	3,25	2,85	3,25	3,0	3,2	2,85

rusautomobile.ru

Техническое задание 9. Спроектировать привод однобарабанной грузоподъемной лебедки[1] для поднятия груза F при заданных скорости навивки каната v и диаметре барабана D (табл. 1.9).

Пример конструкции лебедки и кинематическая схема приведены на рис. 1.10. Нагрузка переменная, реверсивная. Ресурс работы редуктора не менее $20 \cdot 10^3$ ч.

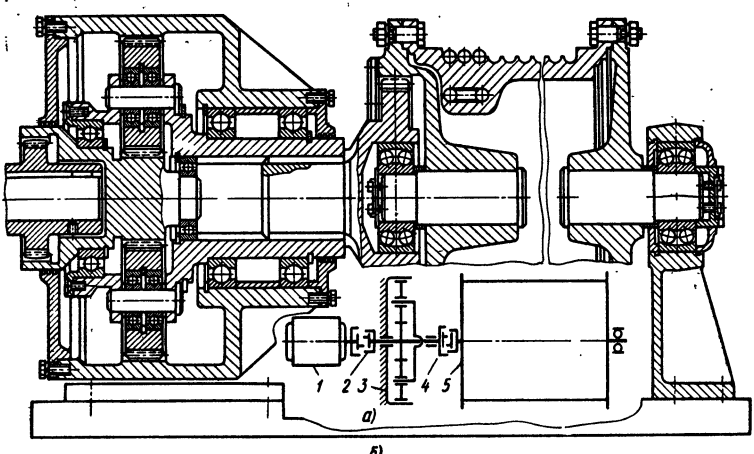


Рис. 1.10. Привод тягальной лебедки с одноступенчатым планетарным редуктором:

а – кинематическая схема; *1* – электродвигатель; *2*, *4* – зубчатая муфта; *3* – планетарный редуктор; *5* – барабан лебедки; *б* – продольный разрез

1.9. Данные для расчета привода лебедки

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	50	60	45	30	60	75	40	25	45	38
v, м/мин	11	10	12	14	10	11	12	14	13	12
D, мм	250	275	300	325	350	400	320	380	260	280

Техническое задание 10. Спроектировать привод цепного транспортера по рис. 1.11, *а* с двухступенчатым соосным редуктором (1-я ступень с внешним, 2-я с внутренним зацеплением). Окружная сила F на тяговый звездочке транспортера и скорость ее v, шаг t и число зубьев z приведены в табл. 1.10, график нагрузки на рис. 1.11, *б*. Срок службы 5 лет; $K_{сут} = 0{,}29$; $K_{год} = 0{,}6$.

[1] На тихоходных лебедках (со скоростью навивки каната до 15 м/мин) устанавливают короткозамкнутые электродвигатели общепромышленного назначения, допускающие небольшую перегрузку.

rusautomobile.ru

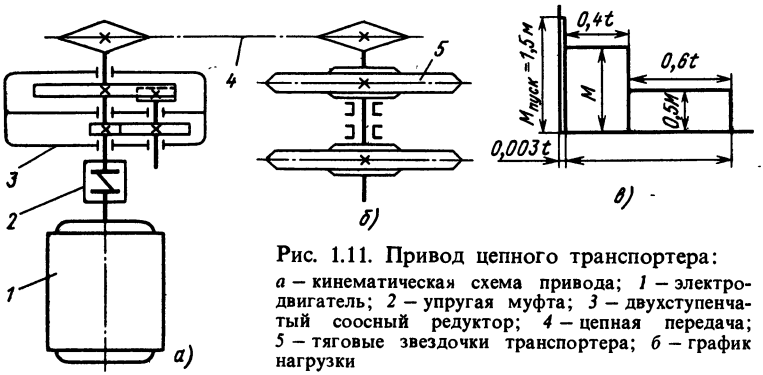


Рис. 1.11. Привод цепного транспортера:
а – кинематическая схема привода; *1* – электродвигатель; *2* – упругая муфта; *3* – двухступенчатый соосный редуктор; *4* – цепная передача; *5* – тяговые звездочки транспортера; *б* – график нагрузки

1.10. Данные для расчета привода цепного транспортера с двухступенчатым соосным редуктором

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	3,0	3,5	4,0	4,3	4,5	5,0	5,3	4,2	4,6	3,8
v, м/с	0,5	0,7	0,3	0,4	0,6	0,8	0,4	0,3	0,5	0,6
t, мм	85	80	100	70	85	90	70	125	100	75
z	10	8	6	12	9	12	8	10	7	9

Изучая техническое задание на проектирование, студент должен усвоить назначение и условия работы привода и его сборочных единиц, порядок сборки и регулировки передач. При изучении технического задания необходимо тщательно ознакомиться с конструкциями аналогичных редукторов и открытых передач по данной книге и по литературе, указанной в конце книги, после чего приступать к проектированию заданного привода.

rusautomobile.ru

Глава 2
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

§ 2.1. ВЫБОР ТИПА ПЕРЕДАЧИ

Соединение вала машины с валом электродвигателя возможно лишь в относительно редких случаях, когда частоты вращения этих валов одинаковы, например в приводах центробежных насосов, вентиляторов и пр. Если это условие не соблюдается, то для привода машины необходима установка повышающей или понижающей передачи.

В курсовых проектах деталей машин в большинстве случаев разрабатываются понижающие передачи – от электродвигателя к приводному валу машины, вращающемуся с меньшей угловой скоростью.

Оптимальный тип передачи определяют с учетом ряда факторов: эксплуатационных условий, характера изменения нагрузки в процессе работы, заданного срока службы, требования техники безопасности, удобства обслуживания и ремонта, стоимости привода и его монтажа.

В зависимости от конкретных условий конструктор, проектирующий механическое приводное устройство, рассматривает варианты применения передач различных типов – зубчатых, червячных, ременных, цепных, фрикционных и их целесообразных сочетаний.

Проектирование приводных устройств следует начинать с *кинематического* расчета. Исходными данными, необходимыми для расчета, могут быть такие показатели: номинальный вращающий момент T на валу приводимой в движение машины, его угловая скорость (или частота вращения n), график изменения нагрузки и частоты вращения за определенный период. Для приводов транспортеров нередко указывают вместо частоты вращения приводного вала скорость ленты или цепи и соответственно диаметр барабана или звездочки, а вместо момента на приводном валу – окружную силу F. По этим данным легко определить значения момента и частоты вращения. Далее, задаваясь предварительно частотой вращения вала электродвигателя (предпочтительно из ряда синх-

rusautomobile.ru

ронных частот n_c = 1000; 1500; 3000 об/мин), вычисляют значения передаточных отношений для нескольких вариантов приводов.

Анализируя полученные значения их, намечают несколько вариантов компоновки привода, включающего механические передачи различных типов. Кинематические схемы приводов надо рассматривать как предварительные, подлежащие уточнению в процессе дальнейшего проектирования.

На рис. 2.1 представлен один из примеров кинематической схемы привода.

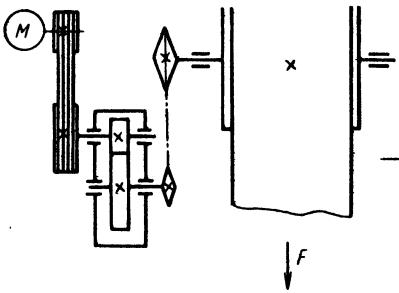


Рис. 2.1. Кинематическая схема привода к ленточному транспортеру

§ 2.2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Для выбора электродвигателя должны быть известны условия эксплуатации (график нагрузки, температура и влажность окружающей среды и др.), требуемая мощность и частота вращения вала. В соответствии с этими данными выбирают по каталогу электродвигатель и проверяют его на нагрев при установившемся и переходных режимах и при кратковременной перегрузке.

В ряде случаев подбор электродвигателя упрощается: 1) при длительной постоянной или незначительно меняющейся нагрузке проверка на нагрев необязательна, так как завод-изготовитель выполнил ее для указанных условий и гарантирует длительную работу на номинальном режиме; 2) для повторно-кратковременного режима работы выбирают двигатель с повышенным пусковым моментом с учетом продолжительности включения (ПВ, %); 3) если машина, для которой проектируется привод, часто включается и выключается, имеет повышенное статическое сопротивление и значительный динамический момент в период пуска, то выбранный электродвигатель следует проверить по величине пускового момента $T_{пуск}$.

rusautomobile.ru

Первый случай нагружения электродвигателя охватывает большое число видов механических приводов – к вентиляторам, насосам, компрессорам, конвейерам, транспортерам и пр. Второй случай нагружения характерен для приводов лебедок, кранов, подъемников и др.

В проектах, выполняемых по курсу деталей машин, разрабатываются в основном приводы к машинам, входящим в первую группу. Поэтому электродвигатель, выбранный по каталогу, можно не проверять на нагрев. Требуемую мощность электродвигателя P (Вт) определяют по расчетной номинальной нагрузке [например, для конвейеров и транспортеров – по тяговому усилию F (H) и скорости ленты v (м/с)]. Тогда искомая мощность

$$P = Fv/\eta, \qquad (2.1)$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) всего привода, равный произведению частных КПД передач, входящих в привод;

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \ldots \eta_k. \qquad (2.2)$$

Средние значения КПД передач приведены в табл. 2.1 (с учетом потерь на трение в подшипниках); в ней же указаны средние значения передаточных отношений, которые могут быть приняты в качестве ориентировочных при выполнении курсовых проектов.

Если в исходных данных на проектирование привода указаны значения вращающего момента T (Н · м) на приводном валу и угловая скорость этого вала ω (рад/с), то требуемая мощность электродвигателя, Вт

$$P = \frac{T\omega}{\eta}. \qquad (2.3)$$

По найденной мощности двигателя определяют его тип, наиболее подходящий для конкретных условий работы.

2.1. Значения КПД и передаточных отношений передач

Передача	КПД	Передаточное отношение
Зубчатая	0,95 – 0,97	2 – 6
Червячная с числом витков червяка 1 – 4	0,70 – 0,90	10 – 40
Цепная	0,94 – 0,96	2 – 6
Ременная	0,94 – 0,96	2 – 5
Фрикционная	0,90 – 0,95	2 – 4

rusautomobile.ru

Промышленность выпускает большое число электродвигателей для всех отраслей народного хозяйства. По роду тока их разделяют на следующие типы.

1. Двигатели постоянного тока; они допускают плавное регулирование угловой скорости вала, обеспечивают плавный пуск, торможение и реверс; предназначены в основном для приводов электрического транспорта, кранов, подъемных установок и т. п.

2. Однофазные асинхронные двигатели небольшой мощности, применяемые в приводах бытовых механизмов.

3. Трехфазные синхронные двигатели, частота вращения которых не зависит от нагрузки; характеризуются высокой механической надежностью, малой чувствительностью к колебаниям напряжения сети; их применяют в основном в установках большой мощности.

4. Трехфазные асинхронные двигатели, наиболее распространенные в различных отраслях народного хозяйства; их преимущества по сравнению с двигателями других типов: простота конструкции, меньшая стоимость, более высокая эксплуатационная надежность. При выполнении курсовых проектов следует выбирать для приводов именно эти двигатели.

На рис. 2.2 схематически представлены механические характеристики асинхронного двигателя, выражающие зависимость частоты вращения от величины создаваемого момента T (рис. 2.2, *а*) и зависимость T от скольжения s (рис. 2.2, *б*). Буквами $T_{ном}$, $T_{пуск}$ и T_{max} обозначены соответственно моменты номинальный, пусковой и максимальный; относительное скольжение

$$s = \frac{n_c - n}{n_c} 100\,\%, \qquad (2.4)$$

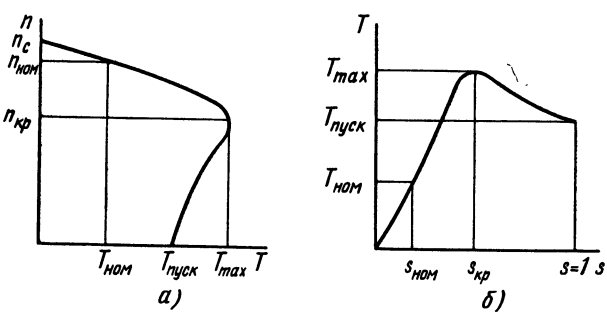


Рис. 2.2. Механические характеристики трехфазных асинхронных двигателей

rusautomobile.ru

где n_c – синхронная частота вращения; n – фактическая частота вращения под нагрузкой.

При номинальном режиме среднее значение $s \approx 3 \div 5\%$. В период пуска двигателя момент на его валу изменяется от $T_{пуск}$ до T_{max}, частота вращения возрастает от 0 до $n_{кр}$. Точка T_{max}, $n_{кр}$ – критическая, работа в таком режиме недопустима, так как двигатель быстро перегревается. При снижении нагрузки от T_{max} до $T_{ном}$, т. е. при переходе к номинальному установившемуся режиму, частота вращения возрастает до $n_{ном}$. При дальнейшем снижении нагрузки частота вращения повышается и при $T = 0$ достигает значения n_c, когда скольжение $s = 0$.

Пуск двигателя происходит при $s = 1$ (или 100%), как это показано на рис. 2.2, *б*, когда $n = 0$. Точка $s_{кр}$, T_{max} – критическая, двигатель должен проходить ее без малейшей задержки. Участок между максимальным и пусковым моментами почти прямолинейный: момент пропорционален скольжению. При $s_{ном}$ двигатель развивает номинальный момент и может эксплуатироваться в таком режиме длительное время. При $s = 0$ момент T тоже равен нулю, а частота вращения возрастает до n_c (об/мин), определяемой по формуле

$$n_c = \frac{60f}{p},$$

где f – частота тока, равная 50 периодам в 1 с; p – число пар полюсов. Как правило, двигатели для механических приводов выбирают с числом пар полюсов от 1 до 4:

p	1	2	3	4
n_c, об/мин	3000	1500	1000	750
$n_{ном}$, об/мин, с учетом скольжения $s = 4$ %	2880	1440	960	720

Вот такие ориентировочные значения $n_{ном}$ и следует принимать во внимание при определении передаточных отношений проектируемых приводов.

Трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели единой серии 4А общего назначения для продолжительного режима работы выполняют в двух вариантах: защищенные двигатели мощностью 15 – 400 кВт и закрытые обдуваемые мощностью 0,06 – 315 кВт. Эти двигатели надежнее и удобнее в эксплуатации, чем двигатели защищенные, поэтому рекомендуется выбирать их для приводов общего назначения.

Основные параметры двигателей серии 4А при номинальной нагрузке для интервала мощностей 0,55 – 110 кВт приведены в табл. 2.2.

rusautomobile.ru

2.2. Закрытые обдуваемые двигатели серии 4А (по ГОСТ 19523—81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер двигателя	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типоразмер двигателя	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типоразмер двигателя	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типоразмер двигателя	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$
0,55	4АА63В2У3	8,5		4А71А4У3	7,3		4А71В6У3	10,0		4А80В8У3	9,0	
0,75	4А71А2У3	5,9		4А71В4У3	7,5		4А80А6У3	8,4		4А90*L*А8У3	6,0	1,6
1,1	4А71В2У3	6,3		4А80А4У3	5,4		4А80В6У3	8,0		4А90*L*В8У3	7,0	
1,5	4А80А2У3	4,2		4А80В4У3	5,8		4А90*L*6У3	6,4		4А100*L*8У3	7,0	
2,2	4А80В2У3	4,3	2,0	4А90*L*4У3	5,1	2,0	4А100*L*6У3	5,1	2,0	4А112МА8У3	6,0	
3,0	4А90*L*2У3	4,3		4А100*S*4У3	4,4		4А112МА6У3	4,7		4А112МВ8У3	5,8	1,8
4,0	4А100*S*2У3	3,3		4А100*L*4У3	4,7		4А112МВ6У3	5,1		4А132S8У3	4,1	
5,5	4А100*L*2У3	3,4		4А112М4У3	3,7		4А132*S*6У3	3,3		4А132М8У3	4,1	
7,5	4А112М2У3	2,5		4А132*S*4У3	3,0		4А132М6У3	3,2		4А160S8У3	2,5	1,4
11,0	4А132М2У3	2,3	1,6	4А132М4У3	2,8		4А160*S*6У3	2,7		4А160М8У3	2,5	

rusautomobile.ru

15,0	4А160S2УЗ	2,1		4А160S4УЗ	2,3		4А160М6УЗ	2,6		4А180М8УЗ	2,5	
18,5	4А160М2УЗ	2,1		4А160М4УЗ	2,2		4А180М6УЗ	2,7		4А200М8УЗ	2,3	
22	4А180S2УЗ	2,0	1,4	4А180S4УЗ	2,0	1,4	4А200М6УЗ	2,8		4А200*L*8УЗ	2,7	1,2
30	4А180М2УЗ	1,9		4А180М4УЗ	1,9		4А200*L*6УЗ	2,1		4А225М8УЗ	1,8	
37	4А200М2УЗ	1,9		4А200М4УЗ	1,7		4А225М6УЗ	1,8	1,2	4А250S8УЗ	1,6	
45	4А200*L*2УЗ	1,8		4А200*L*4УЗ	1,6		4А250S6УЗ	1,4		4А250М8УЗ	1,4	
55	4А225М2УЗ	1,8		4А225М4УЗ	1,4		4А250М6УЗ	1,3		4А280S8УЗ	2,2	
75	4А250S2УЗ	1,4	1,2	4А250S4УЗ	1,2	1,2	4А280S6УЗ	2,0		4А280М8УЗ	2,2	
90	4А250М2УЗ	1,4		4А250М4УЗ	1,3		4А280М6УЗ	2,0		4А315S8УЗ	2,0	1,0
110	4А280S2УЗ	2,0		4А280S4УЗ	2,3		4А315S6УЗ	2,0	1,0	4А315М8УЗ	2,0	

Примечания: 1. В типоразмерах двигателей цифра 4 означает порядковый номер серии, А – род двигателя – асинхронный. Буква А на третьем месте означает, что станина и щиты двигателя алюминиевые; если станина алюминиевая, а щиты чугунные, то это отмечается буквой Х; отсутствие этих букв означает, что станина и щиты чугунные или стальные. Двух- или трехзначное число указывает высоту оси вращения. Буквы L, S или М указывают установочный размер по длине станины. Буквами А или В отмечается длина сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 или 8 означают число полюсов. Последние две буквы (УЗ) показывают, что двигатель предназначен для работы в зонах с умеренным климатом.

2. В графах $T_{пуск}$, $T_{ном}$ даны значения отношений пускового (или начального) вращающего момента к номинальному.

3. Габаритные и установочные размеры двигателей серии 4А, помещенные в данной таблице, даны в приложении.

rusautomobile.ru

§ 2.3. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ ПРИВОДА

Требуемую мощность электродвигателя определяют по формуле (2.1) или (2.3); соответствующий типоразмер его выбирают по табл. 2.2. Так как для рассчитываемого привода подходят двигатели с различными частотами вращения, то следует рассмотреть несколько вариантов и остановиться на оптимальном, соответствующем конкретным условиям работы. При этом надо учитывать, что с повышением частоты вращения масса двигателя и его габариты уменьшаются, снижается стоимость, однако рабочий ресурс тоже уменьшается. Поэтому для приводов общего назначения, если нет специальных указаний, предпочтительны двигатели с частотами вращения 1500 или 1000 об/мин (соответственно частота вращения при номинальном режиме с учетом 3 % скольжения $n_{ном} \approx 1450$ или 970 об/мин).

Далее находят частоту вращения приводного вала $n_в$ (об/мин). Если задана скорость ленты транспортера v (м/с) и известен диаметр D барабана (м), то

$$n_в = \frac{60v}{\pi D}. \qquad (2.5)$$

Затем определяют общее передаточное отношение привода

$$i = n_{ном}/n_в \qquad (2.6)$$

и производят предварительную разбивку его:

$$i = i_1 i_2 \ldots i_k, \qquad (2.7)$$

где $i_1, \ldots, i_k$ – частные значения передаточных отношений каждой передачи, входящей в общую схему привода; ориентировочные сведения о них приведены в табл. 2.1. В процессе проектирования их уточняют в соответствии со стандартами на параметры ременных, цепных, зубчатых и червячных передач.

Пример. Исходные данные: тяговое усилие на ленте $F = 9$ кН; скорость ленты $v = 1$ м/с; диаметр барабана $D = 0{,}5$ м.

Требуется наметить схему привода, подобрать электродвигатель, рассчитать общее и частные передаточные отношения.

Решение. Возможны различные варианты схемы привода: сочетание передач нескольких видов – ременной, зубчатой и цепной; использование червячного или многоступенчатого редуктора; планетарной или волновой передачи.

Основанием для выбора оптимальной схемы могут служить технические условия эксплуатации установки, монтажные требования, экономические соображения и пр.

В курсовых проектах, выполняемых студентами машиностроительных специальностей вузов, предусматривается в основном разработка приводов

rusautomobile.ru

с тремя ступенями передач, например ременной и двухступенчатого редуктора или такого же типа редуктора с цепной передачей и т. д. В отдельных случаях могут быть предложены и более сложные комбинации в различных вариантах.

Первым шагом для обоснования кинематической схемы привода может служить общее передаточное отношение i. Поэтому начинать расчет надо с определения частоты вращения барабана транспортера $n_в$.

По формуле (2.5)

$$n_в = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}5} = 38{,}4 \text{ об/мин.}$$

Как указано выше, электродвигатели для приводов общего назначения предпочтительны с синхронными частотами вращения $n_с = 1500$ (вариант 1) или 1000 об/мин (вариант 2). Следовательно, передаточные отношения приводов по формуле (2.6) будут:

вариант 1:

$$i = \frac{n_{ном}}{n_в} = \frac{1450}{38{,}4} \approx 37{,}7;$$

вариант 2:

$$i = \frac{970}{38{,}4} \approx 25.$$

Оба варианта можно осуществить приводами, состоящими из ременной передачи и двухступенчатого зубчатого редуктора (рис. 2.3).

На основании выбранной схемы определяем КПД привода по формуле (2.2) с учетом дополнительных потерь в подшипниках вала барабана, оцениваемых множителем $\eta_в = 0{,}99$:

$$\eta = \eta_{рем}\eta_{ред}\eta_в = 0{,}95 \cdot 0{,}96^2 \cdot 0{,}99 = 0{,}86.$$

Значения КПД ременной передачи и двухступенчатого редуктора взяты по табл. 2.1.

Искомая мощность электродвигателя по формуле (2.1)

$$P = \frac{Fv}{\eta} = \frac{9 \cdot 10^3}{0{,}86} = 10{,}5 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

По табл. 2.2 ближайшие по мощности двигатели, имеющие $P_{ном} = 11$ кВт, – это 4А132М4УЗ ($n_с = 1500$ об/мин) и 4А160S6УЗ ($n_с = 1000$ об/мин), $s = 2{,}8$ и 2,7 %; расхождение с предварительно принятым s невелико, $n_{ном}$ можно не уточнять.

Разбивка общего передаточного отношения от электродвигателей указанных типоразмеров к приводному валу транспортера может быть выполнена

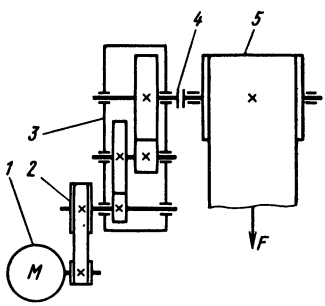


Рис. 2.3. Кинематическая схема привода:
1 – двигатель; *2* – ременная передача; *3* – двухступенчатый редуктор; *4* – соединительная муфта; *5* – барабан и лента транспортера

rusautomobile.ru

в различных вариантах, однако наиболее приемлемыми из них можно считать вариант 1:

$$i_{рем} = 2{,}5; \quad i_{ред} = \frac{37{,}7}{2{,}5} = 15;$$

вариант 2

$$i_{рем} = 2; \quad i_{ред} = \frac{25}{2} = 12{,}5.$$

Значения $i_{рем}$ в обоих вариантах практически реализуются при использовании шкивов стандартных диаметров. Для двухступенчатых редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами установлены стандартные ряды передаточных отношений. По ним не удается реализовать точного значения $i_{ред}$ для первого варианта, тогда как для второго варианта $i_{ред} = 12{,}5$ легко осуществляется значениями передаточных чисел первой и второй ступеней из стандартного ряда 2,5 и 5. В пользу второго варианта можно привести и тот довод, что передачи в этом случае получаются более компактными.

rusautomobile.ru

Глава 3
РЕДУКТОРЫ И МОТОР-РЕДУКТОРЫ

§ 3.1. ОБЩИЙ ОБЗОР РЕДУКТОРОВ И МОТОР-РЕДУКТОРОВ. ОБОЗНАЧЕНИЯ

Редуктор – механизм, служащий для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента. Механизм, совершающий обратное преобразование, называют ускорителем, или мультипликатором. При частоте вращения быстроходного вала $n_Б \leqslant 3000$ мин$^{-1}$ эти механизмы конструктивно однотипны. Так как потребность в мультипликаторах гораздо меньше, чем в редукторах, то дальше рассматриваются только редукторы.

Редуктор – законченный механизм, соединяемый с двигателем и рабочей машиной муфтами или другими разъемными устройствами. Это принципиально отличает его от зубчатой передачи, встраиваемой в исполнительный механизм.

В корпусе редуктора размещены зубчатые или червячные передачи, неподвижно закрепленные на валах. Валы опираются на подшипники, размещенные в гнездах корпуса; в основном используют подшипники качения. Подшипники скольжения применяют в специальных случаях, когда к редуктору предъявляют повышенные требования по уровню вибраций и шума, при очень высоких частотах вращения или при отсутствии подшипника качения нужного размера. В дальнейшем рассматриваются только редукторы с подшипниками качения.

Потребности народного хозяйства многообразны, в связи с чем число разновидностей редукторов велико. Ориентироваться во всем многообразии редукторов поможет классификация их по типам, типоразмерам и исполнениям.

Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному и положением осей зубчатых колес в пространстве. Для обозначения передач используют большие буквы русского алфавита по простому мнемоническому правилу: Ц – цилиндрическая, П – планетарная, К – коническая, Ч – червячная, Г – глобоидная, В – волновая. Если одинаковых передач две или более, то после буквы ставится соответствующая цифра. Наи-

rusautomobile.ru

более распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости. У червячных и глобоидных редукторов они скрещиваются, оставаясь горизонтальными. Этот основной тип специального обозначения не имеет. Если все валы расположены в одной вертикальной плоскости, к обозначению типа добавляется индекс В. Если ось тихоходного вала вертикальна, то добавляется индекс Т, если ось быстроходного вала вертикальна – индекс Б. Например, $КЦ2_{ВБ}$ – трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор с одной конической и двумя цилиндрическими передачами, все валы которого расположены в вертикальной плоскости, причем ось быстроходного вала вертикальна, оси остальных валов горизонтальны.

В мотор-редукторах к обычному обозначению спереди добавляется буква М. Например $МКЦ2_{ВБ}$ означает мотор-редуктор на базе предыдущего редуктора.

Обозначение типоразмера редуктора складывается из его типа и главного параметра его тихоходной ступени. Для передач цилиндрической, червячной и глобоидной главным параметром является межосевое расстояние; планетарной – радиус водила, конической – диаметр основания делительного конуса колеса, волновой – внутренний посадочный диаметр гибкого колеса в недеформированном состоянии, совпадающий с наружным посадочным диаметром гибкого подшипника, если он применяется.

Под исполнениями понимают передаточное отношение, вариант сборки и формы концов валов. Если исполнение единственное, т. е. редуктор специальный, то оно в обозначение сборки не вводится.

Типоразмер редуктора с межосевым расстоянием тихоходной ступени 200 мм и передаточным отношением $i = 63$ будет обозначаться $КЦ2_{ВБ}$-200-63.

Сборку редуктора обозначают по ГОСТ 20373 – 80.

Изменение любого исполнения не затрагивает важнейшей унифицированной детали редуктора – корпуса. Изменение же корпуса по существу означает изменение типа редуктора.

Основная энергетическая характеристика редуктора – номинальный момент $T_{ном}$, представляющий собой допустимый крутящий момент на его тихоходном валу при постоянной нагрузке и числе циклов лимитирующего зубчатого колеса, равном его базе контактных напряжений. В расчетах на прочность не следует использовать мощность, так как она не определяет нагруженности деталей и не может быть задана независимо от передаточного отношения и частоты вращения валов.

rusautomobile.ru

Критерием технического уровня служит относительная масса $\gamma = m/T$, где m – масса редуктора, кг; T – вращающий момент, Н · м. Относительная масса почти не зависит от частоты вращения валов и сравнительно мало изменяется в зависимости от типа и размера редуктора. Это позволяет приблизительно оценивать технический уровень редукторов (табл. 3.1), кроме конических широких (КШ) и волновых (В).

3.1. Технический уровень редукторов

γ, кг/(Н · м)	Качественная оценка технического уровня
$>0{,}2$	Низкий уровень; редуктор морально устарел
$0{,}1-0{,}2$	Средний уровень; в большинстве случаев производство экономически неоправдано
$0{,}06-0{,}1$	Высокий уровень; редуктор соответствует современному мировому уровню
$<0{,}06$	Высший уровень; редуктор соответствует рекордным образцам

Основной путь улучшения технического уровня редуктора – повышение твердости рабочих поверхностей зубьев. Для прогнозирования технического уровня проектируемого редуктора можно пользоваться аналогом и зависимостью $\gamma\overline{HB} \approx \text{const}$, где $\overline{HB}$ – средняя твердость зубьев лимитирующей пары редуктора.

С ростом технического уровня увеличивается себестоимость 1 кг массы редуктора $\beta = c/m$, которая при прочих равных условиях зависит от серийности. Окончательный экономический критерий – относительная себестоимость $\alpha = \beta\gamma = c/T$. Возможно, что индивидуальный редуктор дешевле сделать с зубчатыми колесами средней твердости, чем высокой.

§ 3.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

Цилиндрические редукторы комплектуются только цилиндрическими зубчатыми передачами и отличаются числом ступеней и положением валов. Тип зацепления, коэффициент ширины зубчатых колес $\psi_a = b_w/a_w$, тип подшипников и т. п. не определяют типа редуктора и являются лишь конструктивными особенностями.

Одноступенчатые редукторы. Компоновочные возможности одноступенчатых редукторов весьма ограничены и сводятся в основном к расположению осей валов в пространстве.

rusautomobile.ru

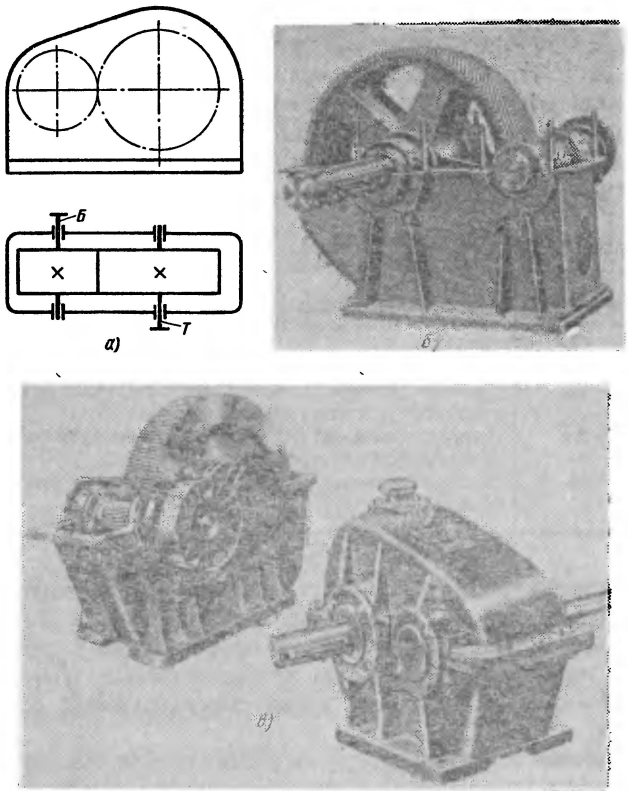


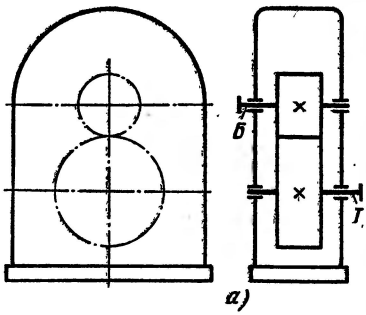
Рис. 3.1. Цилиндрический одноступенчатый горизонтальный редуктор: *а* – схема; *б* – общий вид шевронного редуктора; *в* – общий вид косозубого редуктора

Зацепление в большинстве случаев косозубое, редко – прямозубое, в редукторах с $a_w \geqslant 800$ мм обычно шевронное.

Диапазон передаточных чисел $u = 1{,}6 \div 8$. Коэффициент ширины $\psi_a = 0{,}25 \div 0{,}5$; при шевронных передачах $\psi_a \leqslant 1$. Угол наклона линии зуба косозубых передач $\beta = 8 \div 22°$.

На рис. 3.1 показаны схема и общие виды горизонтального (Ц), а на рис. 3.2 – вертикального ($Ц_в$) редукторов. Выбор расположения осей определяется удобством общей компоновки машины.

rusautomobile.ru



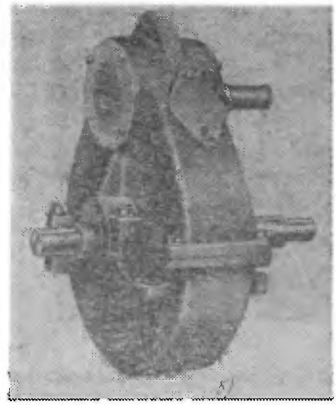
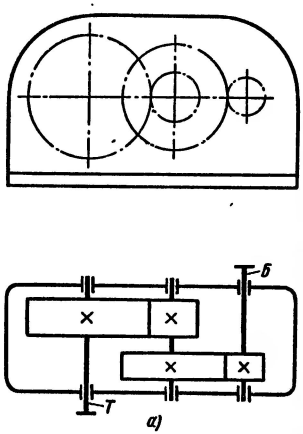


Рис. 3.2. Цилиндрический одноступенчатый вертикальный редуктор:
а – схема; *б* – общий вид

Двухступенчатые редукторы. Цилиндрические двухступенчатые редукторы обычно выполняют по развернутой, раздвоенной или соосной схеме с одним, двумя или тремя потоками мощности.

Наиболее распространена развернутая схема (рис. 3.3). Редукторы, выполненные по этой схеме, весьма технологичны, имеют малую ширину, допускают легкую и рациональную унификацию с редукторами типов Ц, ЦЗ, КЦ, КЦ2, ЧЦ.



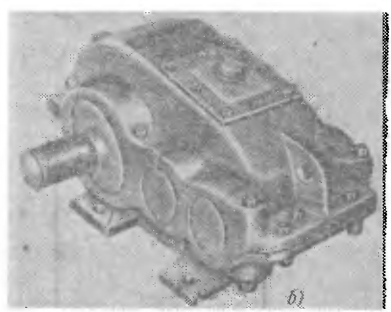


Рис. 3.3. Цилиндрический двухступенчатый редуктор с развернутой схемой:
а – схема; *б* – общий вид

rusautomobile.ru

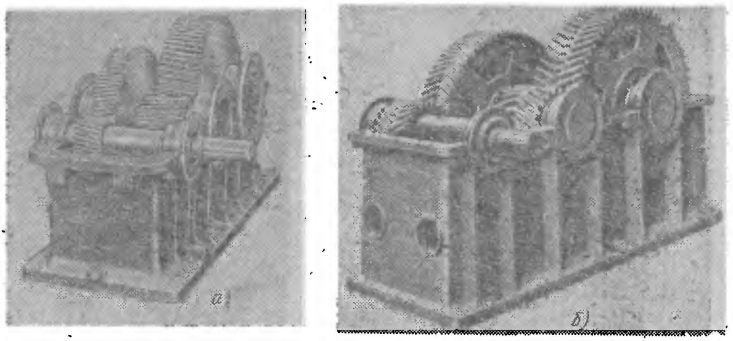


Рис. 3.4. Конструктивные разновидности цилиндрических двухступенчатых горизонтальных редукторов с развернутой схемой

Конструктивные разновидности таких редукторов показаны на рис. 3.4, *а, б*. Вертикальное исполнение приведено на рис. 3.5.

Диапазон передаточных отношений двухступенчатых редукторов $i = 7{,}1 \div 50$; рекомендуемый диапазон $i = 8 \div 40$. Остальные параметры такие же, как и в одноступенчатых редукторах.

Редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (Ц2Ш) показаны на рис. 3.6. Эти редукторы легче редукторов с развернутой схемой, но шире. Возможности унификации у них весьма ограничены.

Быстроходная ступень представляет собой разнесенный шеврон, тихоходная – до $a_{wT} \leqslant 710$ мм косозубую передачу, при

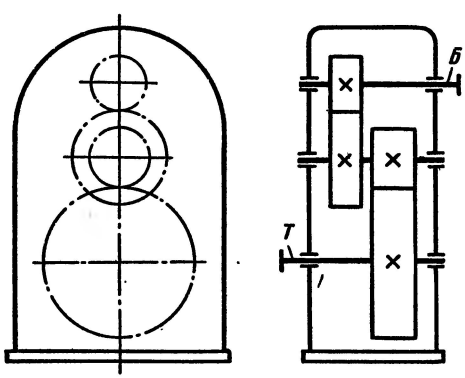


Рис. 3.5. Схема цилиндрического двухступенчатого вертикального редуктора

rusautomobile.ru

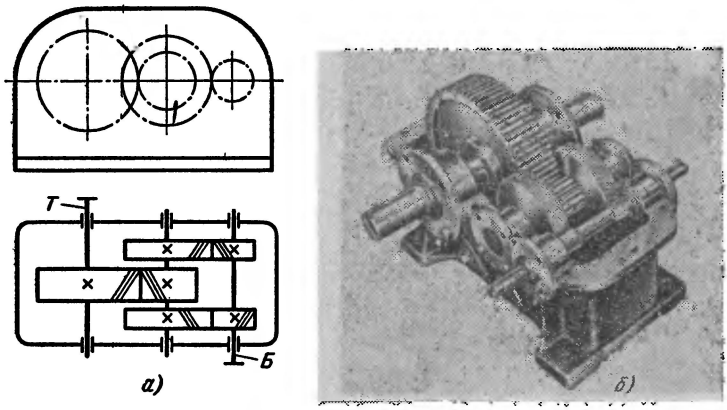


Рис. 3.6. Цилиндрический двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью:
а – схема; *б* – общий вид (без крышки)

$a_{wT} \geqslant 800$ мм – шевронную. Раздваивать тихоходную ступень нецелесообразно.

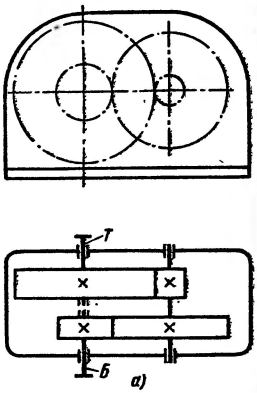
Диапазон передаточных отношений такой же, как при развернутой схеме. Коэффициент ширины тихоходной ступени $\psi_{aT} = 0{,}4 \div 0{,}5$; коэффициент ширины каждого из полушевронов быстроходной ступени $\psi_{aБ} = 0{,}5\psi_{aT}$. Угол наклона зуба тихоходной косозубой ступени $\beta = 8 \div 22°$, шеврона $\beta = 25 \div 45°$.

Двухступенчатый соосный редуктор с одним потоком мощности по габаритам и массе близок к редуктору с раздвоенной схемой, но позволяет осуществить большее на 25 % передаточное отношение. Соосный горизонтальный редуктор (Ц2С) показан на рис. 3.7. На рис. 3.8 показан вертикальный соосный редуктор ($Ц2С_в$). Соосная схема ограничивает компоновочные возможности подобных редукторов. По сравнению с близкими по назначению планетарными редукторами (П2) они почти одинаковы по массе, но габариты их больше, а наибольшее передаточное отношение меньше. По конструкции они проще, имеют меньшее число зубчатых колес и менее трудоемки в изготовлении.

По основным параметрам соосные редукторы близки к редукторам с развернутой схемой. Коэффициент ширины быстроходной ступени обычно меньше, чем у тихоходной.

Соосные редукторы с двумя и тремя потоками мощности значительно сложнее, требуют устройств для выравнивания нагрузки по потокам или высокой точности. Они целесооб-

rusautomobile.ru



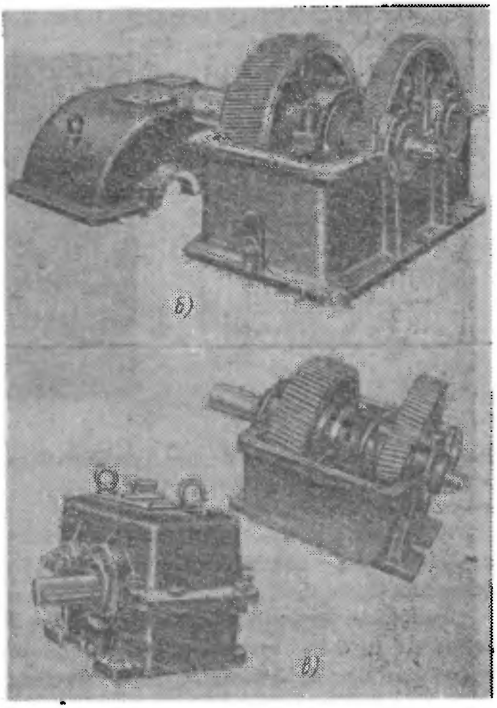


Рис. 3.7. Цилиндрический двухступенчатый соосный горизонтальный редуктор с одним потоком мощности:
а – схема; *б* и *в* – общие виды

разны только при очень больших крутящих моментах. Область их применения сокращается вследствие широкого распространения планетарных редукторов.

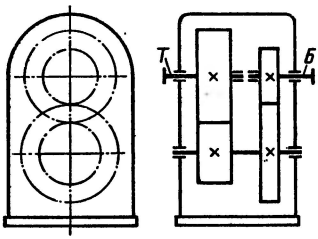


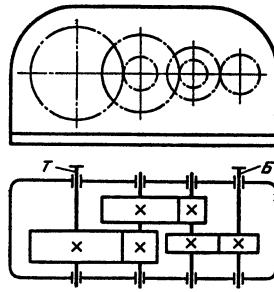
Рис. 3.8. Схема вертикального соосного редуктора

Трехступенчатые редукторы. Эти редукторы выполняют преимущественно на базе развернутой и раздвоенной схем. Трехступенчатый редуктор, выполненный на базе соосной схемы, имеет несоосные быстроходный и тихоходные валы. Рационально оформить конструкцию узкой быстроходной ступени трудно. Подобные редукторы применяют редко.

При развернутой схеме оси валов часто располагают в одной плоскости разъема (рис. 3.9). Это технологично, но увеличивает длину и массу редуктора. Расположение быстроходной

rusautomobile.ru

Рис. 3.9. Схема цилиндрического трехступенчатого горизонтального редуктора с развернутой схемой



ступени вниз под углом к плоскости разъема несколько сложнее, но позволяет уменьшить длину и массу. При этом удается унифицировать корпусные детали с двухступенчатым редуктором, что может быть выгодно в мелкосерийном производстве.

В трехступенчатом редукторе на базе раздвоенной схемы конструктивно трудно установить быстроходное колесо между полушевронами промежуточной ступени и невозможно использовать косозубую передачу в быстроходной ступени. Последнее объясняется тем, что ее осевая сила приводит к неравномерному распределению нагрузки между полушевронами промежуточной ступени. Поэтому на быстроходной ступени применяют шевронную передачу. Трехступенчатые редукторы раздвоенной схемы применяют только в тяжелом редукторостроении.

Диапазон передаточных отношений $i = 25 \div 250$, но обычно $i = 31{,}5 \div 180$. Остальные параметры – как у двухступенчатых редукторов.

Многоступенчатые редукторы. Потребности в цилиндрических редукторах с числом ступеней более трёх не превышают пока 1 % от общей потребности. Однако доля их будет возрастать с ростом твердости рабочих поверхностей зубьев, при этом наибольшее передаточное число в одной ступени будет уменьшаться.

Многоступенчатые редукторы с развернутой схемой конструктивно оформляют по типу трехступенчатых.

Главный недостаток расположения всех валов в одной плоскости – большая длина редуктора и плохое использование объема корпуса. В связи с этим многоступенчатые редукторы часто выполняют «свернутыми», чтобы они занимали наименьший объем.

rusautomobile.ru

§ 3.3. КОНИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

В современных конических редукторах колеса выполняют с круговыми зубьями. Во избежание появления на шестерне отрицательной осевой силы, затягивающей шестерню в зацепление, желательно, чтобы направление вращения зубчатого колеса и направление наклона линии зуба совпадали.

Диапазон передаточных чисел $u = 1 \div 6{,}3$, но $u > 5$ по возможности применять не следует. Если в редукторе требуется осуществить весь набор u, то целесообразно предусмотреть два корпуса: «широкий» для $u = 1 \div 2{,}8$ (КШ) и «узкий» для $u = 3{,}15 \div 5$ (К). Такая деунификация почти вдвое снижает массу узких редукторов типа К. Коэффициент ширины постоянен: $\psi = b/R_e = 0{,}285$. Здесь R_e – конусное расстояние. За счет округления ширины до нормальной длины по ряду $Ra40$ фактическое значение ψ находится в пределах $0{,}27 - 0{,}3$.

Предпочтительное значение угла наклона линии зуба в середине зуба $\beta_m = 35°$.

Колесо целесообразно располагать между опорами, шестерню – консольно. Установка шестерни между опорами значительно сложнее, но позволяет уменьшить длину редуктора.

На рис. 3.10 приведены конические горизонтальные широ-

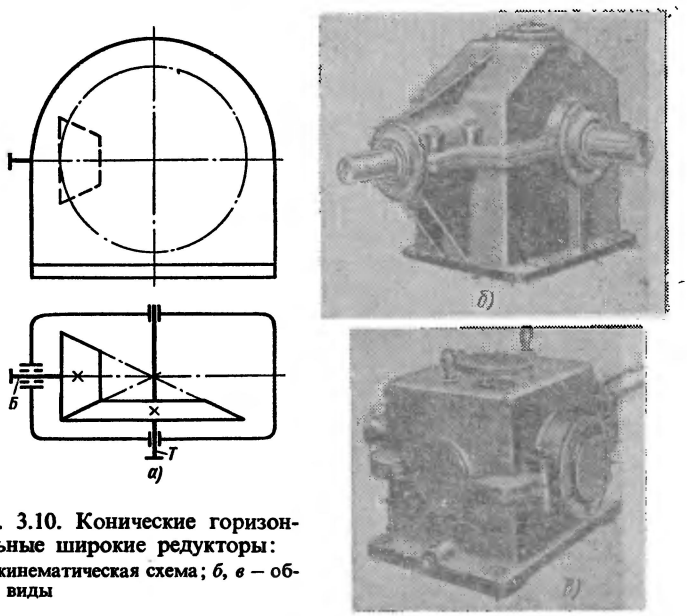


Рис. 3.10. Конические горизонтальные широкие редукторы:
а – кинематическая схема; *б, в* – общие виды

rusautomobile.ru

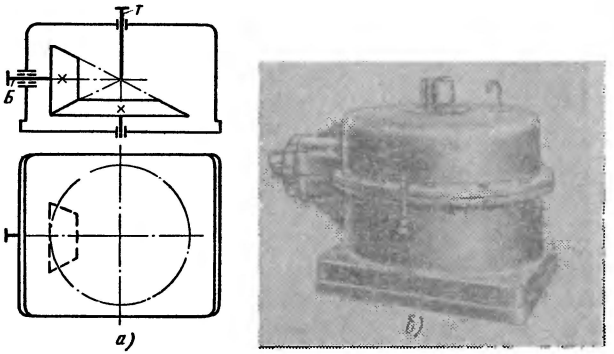


Рис. 3.11. Конический широкий редуктор с вертикальным тихоходным валом:
а – кинематическая схема; *б* – общий вид

кие редукторы (КШ), на рис. 3.11 – аналогичный редуктор, но с вертикальным тихоходным валом ($КШ_Т$).

§ 3.4. КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

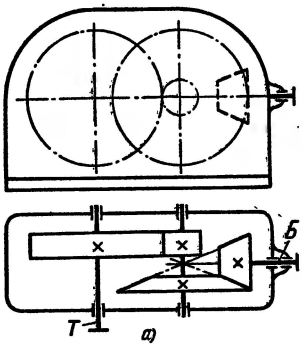
Коническо-цилиндрические редукторы независимо от числа ступеней и компоновки выполняют с быстроходной конической ступенью. Параметры этой передачи такие же, как в коническом узком редукторе. Параметры цилиндрических ступеней аналогичны параметрам цилиндрических редукторов с развернутой схемой. Передаточные отношения $i = 8 \div 31{,}5$.

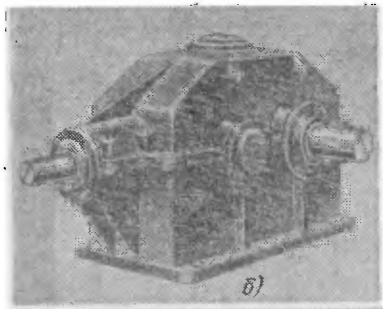
Компоновочные возможности коническо-цилиндрических редукторов очень велики.

Двухступенчатые редукторы. На рис. 3.12 показан основной тип такого редуктора – горизонтальный (КЦ); рациональны коническо-цилиндрические редукторы с вертикальным тихоходным валом ($КЦ_Т$) (рис. 3.13), применяемые для привода мешалок, механизмов поворота и т. п. Такой привод комплектуется обычным двигателем на лапах исполнения М100.

Если повернуть быстроходный вал на 90° вверх, обкатив шестерню по колесу, то получим редуктор типа $КЦ_Б$ (рис. 3.14), удобный для создания на его базе мотор-редуктора $МКЦ_Б$ с фланцевым двигателем М300 вертикального исполнения. Если все валы расположить в вертикальной плоскости, получим мотор-редуктор $МКЦ_{ВБ}$, для размещения которого требуется наименьшая площадь.

rusautomobile.ru





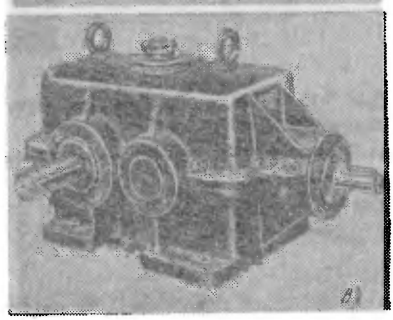
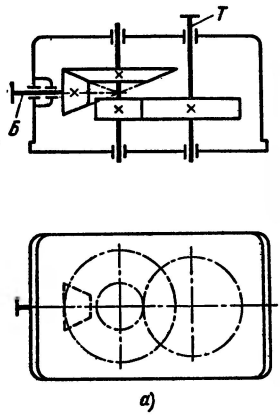


Рис. 3.12. Коническо-цилиндрический двухступенчатый горизонтальный редуктор:
а – кинематическая схема; *б*, *в* – общие виды



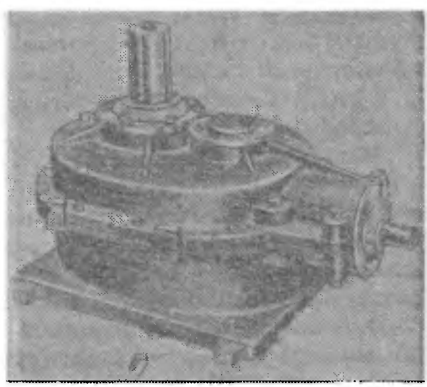
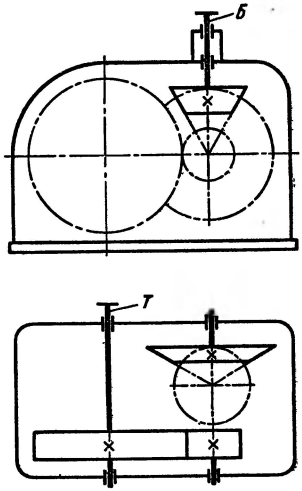


Рис. 3.13. Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор с вертикальным тихоходным валом:
а – кинематическая схема; *б* – общий вид

rusautomobile.ru

Рис. 3.14. Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор с вертикальным быстроходным валом



Трехступенчатые редукторы. Этот редуктор получается из двухступенчатого добавлением еще одной тихоходной ступени, что увеличивает общее передаточное отношение до $i = 25 \div 140$. Параметры передач в трехступенчатых редукторах такие же, как в двухступенчатых.

Число вариантов взаимного расположения передач в трехступенчатом редукторе еще больше, чем в двухступенчатом, но не все из них рациональны. На рис. 3.15 показан основной тип редукторов – горизонтальный (КЦ2). Для иллюстрации

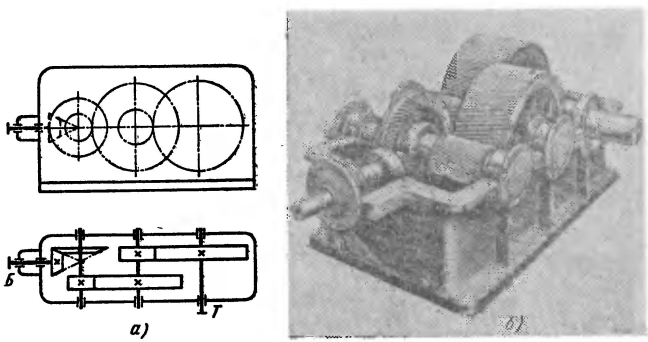


Рис. 3.15. Коническо-цилиндрический трехступенчатый горизонтальный редуктор:
а – кинематическая схема; *б* – редуктор со снятой крышкой

rusautomobile.ru

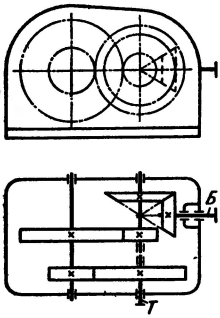


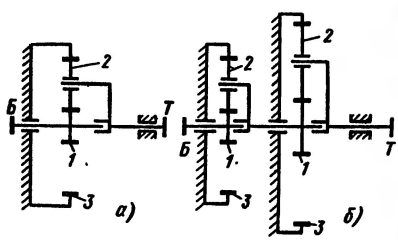
Рис. 3.16. Коническо-цилиндрический трехступенчатый горизонтальный редуктор с соосными цилиндрическими ступенями

компоновочных возможностей этих редукторов на рис. 3.16 приведена схема редуктора КЦ2С.

Иногда встречается необходимость в столь больших передаточных отношениях, что трех ступеней уже не хватает. Таков, например, редуктор КДВ привода подвесных конвейеров, в котором осуществляется целый набор передаточных отношений от 100 до 5000. Звездочка тяговой цепи по условиям компоновки конвейера располагается горизонтально, для чего тихоходный вал редуктора должен быть вертикален. Редуктор имеет пять ступеней, и его тип обозначается $КЦ4_Т$.

§ 3.5. ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Разновидностей планетарных передач очень много, но в общепромышленном редукторостроении наиболее распространен простой планетарный редуктор (рис. 3.17), состоящий из солнечной шестерни *1*, сателлитов *2*, число которых обычно равно трем, и венца *3*, неподвижно закрепленного в корпусе. Последовательным соединением нескольких простых



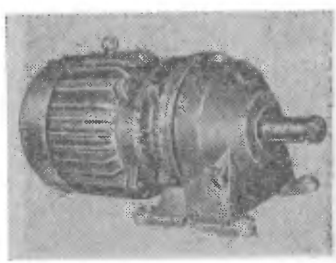


Рис. 3.17. Схема планетарных редукторов:
а – одноступенчатого; *б* – двухступенчатого

Рис. 3.18. Планетарный одноступенчатый горизонтальный мотор-редуктор

rusautomobile.ru

планетарных рядов можно получить редуктор с нужным числом ступеней и требуемым передаточным отношением.

Солнечная шестерня не имеет опор и соединяется с быстроходным валом зубчатой муфтой, что позволяет шестерне самоустанавливаться между сателлитами, обеспечивая достаточно равномерное распределение мощности по потокам. Зацепление в большинстве случаев прямозубое. Сателлиты часто устанавливают на сферических подшипниках, что обеспечивает выравнивание нагрузки по ширине венцов.

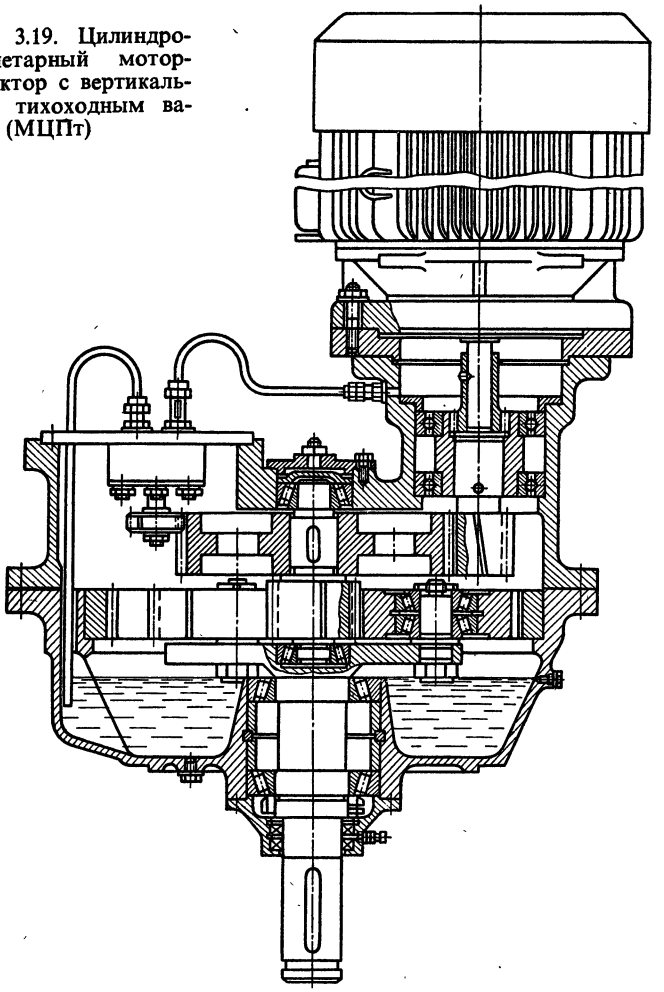


Рис. 3.19. Цилиндропланетарный мотор-редуктор с вертикальным тихоходным валом (МЦПт)

rusautomobile.ru

На базе планетарных редукторов выполняют мотор-редукторы (МП) (рис. 3.18). Часто планетарную передачу комбинируют с обычной цилиндрической (рис. 3.19).

Волновые редукторы. Волновая передача является разновидностью планетарной. В общепромышленном редукторостроении наиболее распространены двухволновые передачи с неподвижным жестким колесом.

Основные преимущества волновых редукторов: большое передаточное отношение (до 315 в одной ступени), высокая нагрузочная способность благодаря многопарности зацепления (до 25 % всех зубьев колеса), высокая кинематическая точность, малые нагрузки на валы, небольшая относительная масса (приблизительно вдвое меньше, чем у обычных планетарных редукторов), достаточно высокий КПД (0,9 ÷ 0,7 в диапазоне передаточных отношений $i = 80 \div 315$).

На рис. 3.20 показан волновой редуктор. В чугунном корпусе закреплено жесткое колесо с внутренними зубьями из

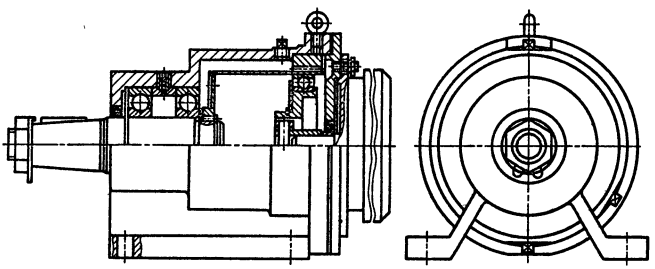


Рис. 3.20. Волновой редуктор

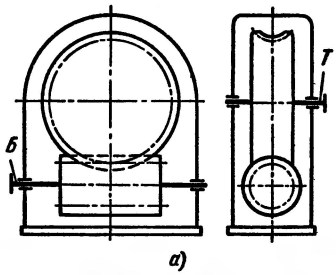
конструкционной стали 40Х, 30ХГСА и др., улучшенной до твердости НВ 248 – 286. Гибкое колесо с наружными зубьями, изготовляемое из сталей 30ХГСА, 38ХМЮА, 40ХНМА с улучшением до твердости НВ 286 – 321, жестко соединено с тихоходным валом. Генератор волн в виде двух роликов или кулачков соединен с быстроходным валом.

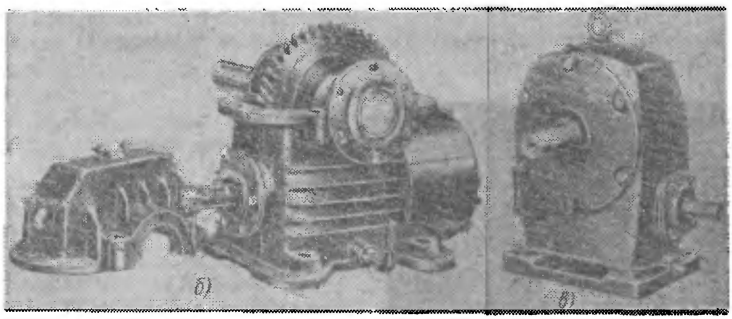
§ 3.6. ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Червячные редукторы дают возможность осуществлять в одной ступени большое передаточное отношение; благодаря высоким виброакустическим свойствам все лифтовые лебедки комплектуются исключительно червячными редукторами. Однако вследствие низкого КПД и меньшего ресурса,

rusautomobile.ru

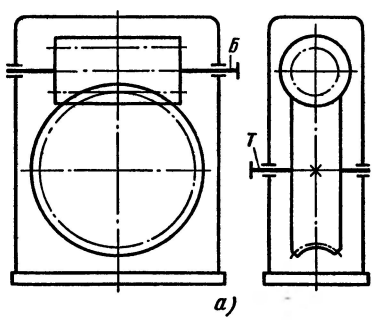
Рис. 3.21. Червячный редуктор с нижним расположением червяка:
а – кинематическая схема; *б* – с разъемным корпусом; *в* – с неразъемным корпусом





чем у зубчатых редукторов, не рекомендуется применять их в машинах непрерывного действия.

Компоновочные возможности ограничены и сводятся к положению червячной пары в пространстве (рис. 3.21 – 3.23).



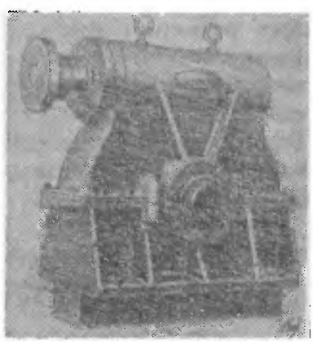
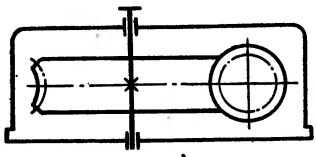


Рис. 3.22. Червячный редуктор с верхним расположением червяка:
а – схема; *б* – общий вид

rusautomobile.ru



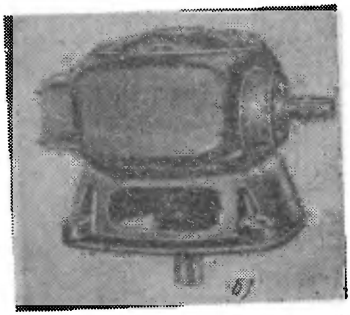


Рис. 3.23. Червячный редуктор с вертикальным тихоходным валом: *а* – схема; *б* – общий вид

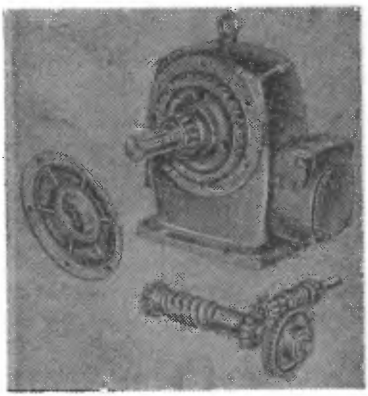


Рис. 3.24. Червячный двухступенчатый редуктор

Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение достигает 4000.

Однокорпусное исполнение двухступенчатого червячного редуктора нерационально. Лучше компоновка из двух одноступенчатых редукторов, когда быстроходный редуктор насажен своим полым тихоходным валом на шлицованный конец червяка тихоходного редуктора и закреплен от проворота. Такой вариант значительно технологичнее, позволяет использовать крупносерийные одноступенчатые редукторы и дешевле (рис. 3.24).

§ 3.7. ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ И ЦИЛИНДРОЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Оба типа редуктора имеют ортогональное расположение быстроходного и тихоходного валов и близкие компоновочные схемы.

rusautomobile.ru

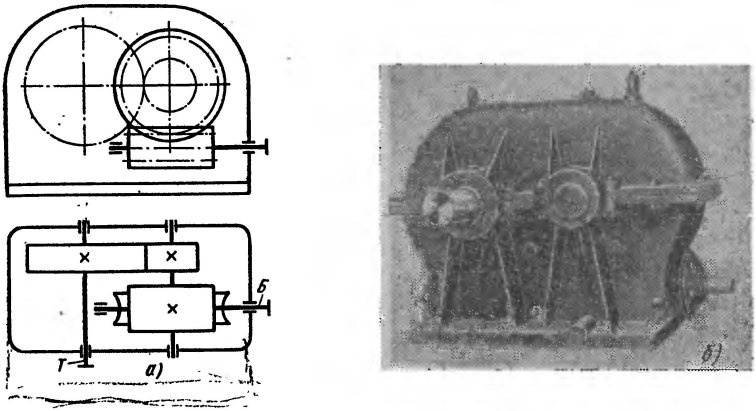


Рис. 3.25. Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор:
***а* – схема; *б* – общий вид**

Червячно-цилиндрические редукторы имеют червячную быстроходную ступень с обычными для нее параметрами и одну (ЧЦ) или две (ЧЦ2) цилиндрические ступени с параметрами цилиндрического редуктора развернутой схемы. Эти редукторы имеют большие передаточные отношения и низкий уровень шума. Червяк обычно располагают внизу (рис. 3.25), что вызвано условиями смазывания зацепления, расположением подшипников червяка и условиями сборки.

Цилиндрочервячные редукторы (ЦЧ) выполняют двухступенчатыми. Их передаточные отношения меньше, уровень шума больше, чем у редукторов ЧЦ (рис. 3.26).

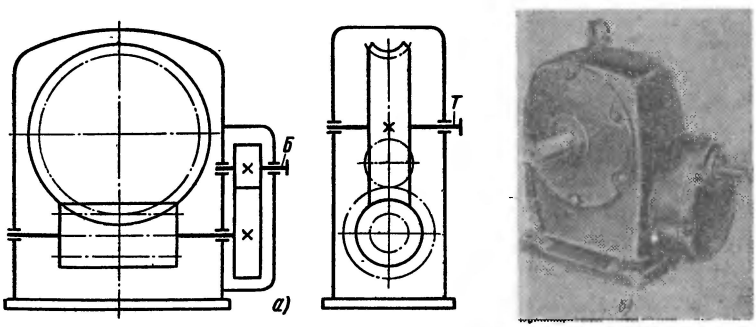


Рис. 3.26. Цилиндрочервячные редукторы:
***а* – схема; *б* – общий вид**

rusautomobile.ru

§ 3.8. МОТОР-РЕДУКТОРЫ

Принципиально мотор-редукторы могут быть выполнены на базе редукторов рассмотренных выше типов, но чаще используют редукторы соосных схем однокорпусного и блочного исполнения. В первом случае редуктор и статор двигателя встраиваемого исполнения размещают в одном корпусе, что уменьшает габариты и улучшает внешний вид мотор-редуктора, но снижает ремонтопригодность.

Во втором случае обе части мотор-редуктора представляют собой законченные блоки, соединяемые фланцами. Это несколько увеличивает размеры, но повышает ремонтопригодность.

Для привода машин непрерывного действия мотор-редукторы комплектуют двигателями единой серии основного исполнения. Для машин циклического действия, например кранов, работающих с большим числом включений, предпочтительнее двигатели со встроенными тормозами, при отсутствии тормозов – двигатели повышенного скольжения единой серии, исполнения 200, т. е. с фланцем и лапами. Фланцем двигатель крепится к редуктору, а на лапах устанавливают подставку для тормоза, размещаемого на втором конце двигателя.

Одноступенчатые редукторы часто получаются меньше двигателей, но устанавливать редуктор на фланце двигателя единой серии нельзя, так как болты фланцевого крепления и лапы станины не рассчитаны на восприятие больших мо-

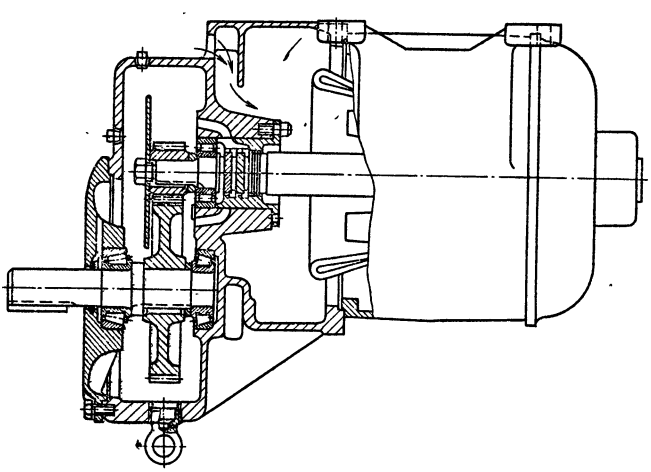


Рис. 3.27. Одноступенчатый мотор-редуктор

rusautomobile.ru

ментов тихоходного вала. Во всех случаях мотор-редуктор должен опираться на лапы корпуса редуктора.

Типичные мотор-редукторы показаны на рис. 3.18, 3.19, 3.27, 3.28.

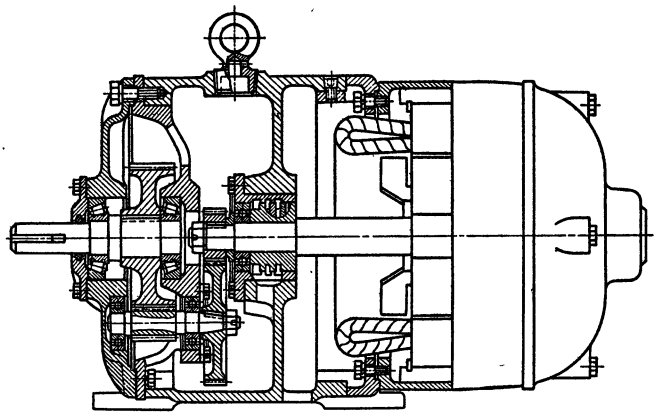


Рис. 3.28. Двухступенчатый соосный мотор-редуктор

§ 3.9. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРОВ

К основным параметрам редукторов относят главные параметры (межосевое расстояние, радиус водила, диаметр основания делительного конуса конического колеса); передаточные отношения и числа; коэффициенты ширины; модули; углы наклона линии зуба; коэффициенты диаметров червяков.

Главные параметры во всех случаях надо выбирать из единого ряда: 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710.

Передаточные отношения редукторов и передаточные числа их ступеней надо выбирать из единого ряда (допускаемое отклонение от номинальных значений $\pm 4\%$): 1,00; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 6,30; 7,10; 8,00; 9,00; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0; 31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900.

При необходимости получения бóльших передаточных отношений ряд может быть продолжен.

rusautomobile.ru

Коэффициенты ширины (отношение рабочей ширины венца к главному параметру) следует выбирать из единого ряда: 0,063; 0,08; 0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25. Для планетарных и червячных редукторов допускается использование значений ряда *Ra*20.

Цилиндрические редукторы. Соотношение межосевых расстояний соседних ступеней редукторов выбирают из ряда: 1,12; 1,25; 1,4 и 1,6. При отношении, меньшем 1,12, быстроходное колесо засекает тихоходный вал. При отношении, большем 1,6, конструкция нерациональна по габаритам и массе. Конкретные значения соотношения уточняют при разбивке передаточного отношения редуктора по ступеням (см. § 3.10).

В связи с ростом твердости зубьев наблюдается тенденция увеличения модулей для обеспечения необходимой изломной прочности и, как следствие, уменьшения наибольшего передаточного числа в одной ступени (табл. 3.2).

3.2. Наибольшее передаточное число в одной ступени

Передача	Твердость	u_{max}
Тихоходная и промежуточная во всех редукторах	$HB \leqslant 350$ HRC 40–56 HRC 56–63	6,3 6,3 5,6
Быстроходная во всех редукторах, кроме соосных	$HB \leqslant 350$ HRC 40–56 HRC 56–63	8 7,1 6,3
Быстроходная в соосных редукторах	$HB \leqslant 350$ HRC 40–56 HRC 56–63	10 9 8
Открытая	$HB \leqslant 350$	25

В табл. 3.3 приведены рекомендуемые значения коэффициента ширины $\psi_a = b/a_w$. Меньшие величины – при тихоходной ступени $u_T \geqslant 4$, бóльшие – при $u_T \leqslant 4$.

Во всех случаях необходимо проверять отношение ширины венца к диаметру шестерни $\psi_d = b/d_1 = 0{,}5\psi_a(u+1)$; от него зависит коэффициент концентрации K_β. При несимметричном расположении передачи относительно средней плоскости редуктора $\psi_d \leqslant 1{,}5$; при симметричном $\psi_d \leqslant 1{,}8$.

Модуль определяют расчетом, после того как основные размеры будут установлены по контактной прочности. Ориенти-

rusautomobile.ru

3.3. Рекомендуемые значения коэффициента ширины

Положение или вид передачи	Твердость	ψ_f
Несимметричное	$HB \leqslant 350$ $HRC \geqslant 40$	0,315 – 0,4 0,25 – 0,315
Симметричное Разнесенный шеврон Шеврон с канавкой	Любая	0,4 – 0,5 0,2 – 0,25 0,63 – 1,0

ровочные значения отношения модуля к межосевому расстоянию следующие: при твердости зубьев $HB \leqslant 350$ $m_n/a_w = 0{,}01 \div 0{,}02$; при $HRC \geqslant 40$ $m_n/a_w = 0{,}016 \div 0{,}0315$.

При уменьшении коэффициента долговечности $K_{Hд}$ (см. гл. 4) отношение m_n/a_w растет.

Модули выбирают из сокращенного ряда: 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25. Для червячных передач эти модули – торцовые. Модули меньше единицы применяют только в волновых редукторах.

В общепромышленных редукторах, за исключением планетарных, используют в большинстве случаев косозубые (реже шевронные) передачи; угол наклона линии зуба $\beta = 8 \div 22°$, но желательно не превышать 18° из-за роста осевых сил в зацеплении, нагружающих подшипники. Угол β определяется коэффициентом осевого перекрытия ε_β, который должен быть не менее 1,1. При использовании продольной модификации («бочкообразные зубья») этот коэффициент желательно брать не менее 1,25.

Если к передачам не предъявляют специальных требований, как, например, вычитание осевых сил на промежуточных валах, то колеса выполняют правыми, а шестерни – левыми.

Планетарные редукторы. Главный параметр планетарной передачи – радиус водила R_w; его выбирают из единого ряда главных параметров (см. с. 51). Соотношение радиусов принимают из ряда: 1; 1,12; 1,25 и 1,4. Равенство радиусов обеих ступеней имеет ряд существенных конструктивных и технологических преимуществ, но влечет некоторое увеличение диаметра редуктора и его массы. Отношение радиусов по условию минимизации массы редуктора выбирают при разбивке его передаточного отношения.

Передаточное отношение простой планетарной передачи $i = 3{,}15 \div 12{,}5$, но предпочтителен более узкий диапазон ($i =$

rusautomobile.ru

$= 4 \div 10$). Соответственно в двухступенчатом редукторе диапазон $i = 10 \div 125$ (предпочтительно $16 - 100$).

Коэффициент ширины $\psi_R = b/R = 0{,}4 \div 1$. С ростом передаточного отношения коэффициент ψ_R уменьшают.

Фактором, определяющим коэффициент концентрации нагрузки по ширине венца K_β, служит отношение ширины к диаметру солнечной шестерни $\psi_d = b/d_1$; оно должно быть не более 1,6. Соотношение коэффициентов ширины: $\psi_d = 0{,}25\psi_R i$.

Модуль в планетарных редукторах в среднем в 1,4 раза больше, чем в аналогичных цилиндрических редукторах. Это объясняется тем, что в первых зубья сателлитов работают в условиях симметричного цикла изгибных напряжений, а во вторых – при более легком, отнулевом цикле.

Ориентировочные значения модулей в долях радиуса водила: при твердости зубьев солнечной шестерни и сателлитов $HB \leqslant 350$ $m/R = 0{,}016 \div 0{,}025$ и при $HRC \geqslant 40$ м/R = $= 0{,}025 \div 0{,}04$.

Число зубьев солнечной шестерни z_1 должно быть не менее 12.

Приведенные данные относятся к тихоходной ступени. В двухступенчатых редукторах модуль быстроходной ступени примерно вдвое меньше.

Передачи общепромышленных планетарных редукторов обычно выполняют прямозубыми с установкой сателлитов на сферических подшипниках, что способствует уменьшению коэффициента K_β.

Волновые редукторы. Главный параметр волновой передачи – внутренний посадочный диаметр гибкого колеса в недеформированном состоянии; его выбирают в соответствии с единым рядом главных параметров (см. с. 51) и уточняют по фактическому наружному диаметру гибкого шарикоподшипника.

Диапазон передаточных отношений $i = 63 \div 400$, но обычно используют $i = 80 \div 315$. При малых i не удается обеспечить нужный ресурс гибкого колеса, при больших – возрастает опасность прощелкивания.

Коэффициент ширины $\psi = b/d$ в силовых приводах рекомендуется принимать равным 0,2.

Конструкции волновых редукторов приведены в гл. 6.

Конические редукторы. Главный параметр конической передачи – диаметр основания делительного конуса колеса; его выбирают в соответствии с единым рядом главных параметров (см. с. 51). Допускается отступление от номинальных размеров в пределах $\pm 2\%$ для увязки геометрических параметров зацепления.

rusautomobile.ru

Рекомендуемые наибольшие передаточные числа приведены в табл. 3.4.

3.4. Наибольшее передаточное число конической передачи

Передача	Твердость	u_{max}
Закрытая	$HB \leqslant 350$ $HRC \geqslant 40$	6,3 5,0
Открытая	$HB \leqslant 350$	8,0

Расчетный коэффициент ширины $\psi = b/R_e$ принят постоянным, равным 0,285. Расчетную ширину округляют по ряду $Ra40$ предпочтительных чисел. Фактический коэффициент ширины ψ лежит в диапазоне 0,27 – 0,30.

Сложность формы конического кругового зуба затрудняет прямое расчетное определение модуля. Удобнее сначала определить число зубьев колеса z_2, а затем торцовый модуль $m_{te} = d_{e2}/z_2$. Число зубьев колеса рассчитывают по эмпирической формуле $z_2 \approx K \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}}$, где u – передаточное число; d_{e2} – диаметр основания делительного конуса колеса. Полученное значение z_2 уточняют с целью получения целого числа зубьев шестерни $z_1 = z_2/u$ и соблюдения допуска на передаточное число $\pm 4\%$.

Применение стандартных модулей в конических передачах необязательно.

Предпочтительны передачи с круговыми зубьями, имеющие большую нагрузочную способность, меньший шум, меньшую трудоемкость изготовления, чем прямозубые. Локализованный контакт в круговых зубьях уменьшает их чувствительность к точности изготовления и монтажа. Это облегчает применение твердых зубьев. Недостаток передач с круговыми зубьями – изменение величины и знака осевых сил при реверсе. Угол наклона линии зуба в среднем сечении β_m принимают обычно 35°. Как правило, конические шестерни выполняют с правым зубом, колеса – с левым.

Желательное направление осевой силы на шестерне – от вершины к основанию конуса. Для этого необходимо, чтобы направление спирали на шестерне и направление ее вращения совпадали.

Коническо-цилиндрические редукторы. В двухступенчатом редукторе соотношение главных параметров конической и ци-

rusautomobile.ru

линдрической ступеней $d_{e2}/a = 1{,}12$; 1,25 и 1,4. При увеличении общего передаточного отношения редуктора d_{e2} уменьшается. В трехступенчатых редукторах это соотношение сохраняется.

Быстроходные ступени коническо-цилиндрических редукторов комплектуются коническими передачами узких редукторов, тихоходные – тихоходными передачами двухступенчатых цилиндрических редукторов развернутой схемы с обычными для них параметрами.

Большая технологическая сложность изготовления конических передач ограничивает их номенклатуру по передаточным числам: их следует выбирать из сокращенного ряда: 3,15; 4 и 5.

Червячные редукторы. Главные параметры передач принимают в соответствии с единым рядом (см. с 51). Отношение межосевых расстояний ступеней двухступенчатого редуктора обычно равно двум.

Передаточные числа одной ступени находятся в диапазоне $u = 8 \div 80$, но, по возможности, больше 63 брать не следует, так как при дальнейшем увеличении передаточного числа быстро падают КПД и нагрузочная способность. Предпочтительные значения u из ряда $Ra10$.

Коэффициент ширины $\psi = b/a$ имеет только два значения – 0,355 и 0,315: первое – для червяков с числом зубьев z_1 (заходностью) 1 и 2, второе – для многозаходных червяков.

В червячных передачах стандартные торцовые модули (см. с. 53). Угол подъема витков червяка γ определяется числом зубьев червяка z_1 и коэффициентом диаметра q.

В целях ограничения номенклатуры инструмента стандартизован ряд коэффициентов диаметров червяка $q = d_1/m$. Значения q выбирают из ряда: 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0.

Предпочтительная комбинация основных параметров червячных передач в зависимости от u приведена в табл. 3.5 при межосевых расстояниях из ряда Ra 10.

Для основного ряда передач модуль $m \approx 1{,}6a_w/z_2$.

Если невозможно использовать основной ряд, следует применить комбинацию межосевого расстояния a_w и передаточного числа u из ряда $Ra20$. Других комбинаций применять не следует, так как они приводят к излишне большим коэффициентам диаметра червяка q и пониженным КПД.

Число зубьев червяка z_1 выбирают из ряда 1, 2 и 4.

Число зубьев колеса z_2 выбирают из ряда 32, 36, 40, 45, 50, 56 и 63. В целях увязки геометрических параметров используют относительный сдвиг x в пределах ± 1 и небольшое

rusautomobile.ru

3.5. Параметры основного ряда

u	z_1	z_2	q	u	z_1	z_2	q
8	4	32	8	20	2	40	10
				25		50	12,5
10		40	10	31,5		32	8
12,5		50	12,5	40		40	10
16	2	32	8		1		
				50		50	12,5
				63		63	16

отступление от приведенных чисел зубьев колеса z_2 при соблюдении допуска на передаточное число в пределах $\pm 4\%$.

Модуль, как правило, не определяет нагрузочной способности червячной передачи, его устанавливают геометрическим расчетом (см. гл. 5).

Червячно-цилиндрические и цилиндрочервячные редукторы. В червячно-цилиндрических редукторах отношение межосевых расстояний червячной и цилиндрической ступеней по условиям компоновки обычно принимают равным 0,63, хотя по прочности часто достаточно 0,5.

В цилиндрочервячных редукторах отношение межосевых расстояний быстроходной и тихоходной ступеней равно 0,4 – 0,5. В соответствующих мотор-редукторах по условиям размещения шестерни на валу двигателя и двигателя на редукторе это отношение приходится увеличивать до 0,63 – 0,8.

Быстроходная ступень цилиндрочервячных редукторов имеет передаточные числа от 2 до 3,15. Для консольно расположенных зубчатых колес рекомендуются узкие колеса для уменьшения коэффициента концентрации нагрузки. Коэффициент ширины $\psi_a \leqslant 0{,}25$. В мотор-редукторах из-за конструктивно увеличенного межосевого расстояния цилиндрической ступени не применяют цилиндрических колес с твердыми зубьями.

§ 3.10. РАЗБИВКА ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ПО СТУПЕНЯМ

Целью разбивки передаточного отношения редуктора, которое уже определено на стадии общей компоновки привода, является удовлетворение заданным критериям оптимальности. Специальным критерием может быть, например, небольшая ширина редуктора для уменьшения осевого габа-

rusautomobile.ru

рита машины. Такое требование типично для лебедок, в которых малое суммарное межосевое расстояние не может быть реализовано по условиям соседства двигателя и барабана. Другим примером является требование минимизации высоты редуктора для вписывания в низкое пространство. Это типично для подземных угольных машин. Для удовлетворения подобного условия часто редуктор с передаточным отношением, характерным для двухступенчатого редуктора, приходится выполнять трехступенчатым. Вполне реально требование вписаться в минимальный объем, для чего редукторы выполняют по «свернутой» схеме. Примером подобных машин являются мотор-барабаны ленточных конвейеров и редукторы электроталей.

Для редукторов общего назначения критерием оптимальности разбивки общего передаточного отношения является минимальная масса.

На первом этапе разбивки выбирают число ступеней по табл. 3.6.

Если заданное передаточное отношение обеспечивается редукторами с разным числом ступеней, то руководствуются следующим правилом: если высота, ширина и масса редук-

3.6. Рекомендуемые передаточные отношения в зависимости от числа ступеней редуктора

Редуктор	Редукторы		
	одноступенчатые	двухступенчатые	трехступенчатые
Цилиндрический	$\frac{1,6-8}{2-6,3}$	$\frac{7,1-50}{8-40}$	$\frac{25-250}{31,5-180}$
Планетарный	$\frac{3,15-12,5}{4-10}$	$\frac{10-125}{16-100}$	$\frac{63-1000}{80-500}$
Волновой	$\frac{63-400}{80-315}$	–	–
Конический	$\frac{1-6,3}{1-5}$	–	–
Коническо-цилиндрический	–	$\frac{6,3-40}{6,3-31,5}$	$\frac{20-200}{25-140}$
Червячный	$\frac{8-80}{8-63}$	$\frac{63-4000}{63-2500}$	–
Червячно-цилиндрический	–	$\frac{25-400}{40-250}$	$\frac{200-2000}{250-1250}$
Цилиндрочервячный	–	$\frac{16-200}{16-160}$	–

Примечание. В числителе приведен полный диапазон применяемых передаточных отношений, в знаменателе – рекомендуемый.

rusautomobile.ru

тора не имеют существенного значения, то принимают меньшее число ступеней, редуктор будет проще и дешевле при меньшей длине; если высота, ширина и масса редуктора должны быть возможно меньшими, то берут большее число ступеней, что соответствует тенденциям современного редукторостроения.

Второй этап – выбор коэффициентов ширины, которые мало влияют на массу редуктора, но определяют его габаритные размеры. При малых коэффициентах ширины редуктор получается узким, но высоким и длинным. Увеличение коэффициентов ширины сокращает высоту и длину редуктора при росте ширины. Предпочтительны узкие колеса, при которых редуктор получается технологичнее.

В многоступенчатых цилиндрических редукторах коэффициенты ширины принимать равными, исключение составляет соосный редуктор.

Применять разные материалы зубчатых колес в редукторе нецелесообразно. Поэтому при разбивке передаточных отношений будем считать, что расчетные твердости зубчатых пар редуктора одинаковы.

Третий этап – собственно разбивка передаточного отношения, которую рассмотрим применительно к редукторам наиболее распространенных типов. От положения пар в пространстве разбивка не зависит.

Важнейшим фактором разбивки служит коэффициент долговечности тихоходной ступени $K_{Hд}$, учитывающий переменность нагрузки и отношение числа циклов к базе контактных напряжений лимитирующего зубчатого колеса редуктора (обычно это тихоходная шестерня). Определение $K_{Hд}$ приведено в гл. 4.

Цилиндрические двухступенчатые редукторы. Редуктор с развернутой схемой (Ц 2). Между массой редуктора и условным объемом $V = BHL$ существует линейная корреляционная связь с высоким коэффициентом корреляции. В формуле: H – высота; L – длина (рис. 3.29); $B = \psi_a (a_{wT} + a_{wБ}) = \psi (a_T + a_Б)$ – ширина. Далее индексы в случаях, не вызывающих сомнений, опущены для сокращения записи и упрощения вида формул. Связь с объемом позволяет минимизацию массы свести к минимизации этого условного объема, что математически значительно проще.

Малая зависимость массы и объема от коэффициента ширины ψ уже показана. Следовательно, задача сводится к минимизации площади боковой проекции $A = HL$.

Эта площадь минимальна при контактной равнопрочности

rusautomobile.ru

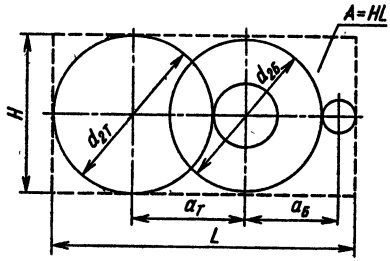


Рис. 3.29. Двухступенчатые редукторы с развернутой и раздвоенной схемами

ступеней редуктора и равенстве диаметров делительных окружностей колес $d_{2T} = d_{2Б}$. При соблюдении этих условий и при $K_{Hд} < 1$ передаточное число быстроходной ступени

$$u_Б \approx 0{,}75\sqrt[3]{i^2} \leqslant u_{max}; \tag{3.1}$$

$$u_Б \approx 0{,}9\sqrt[3]{i^2} \leqslant u_{max} \text{ при } K_{Hд} = 1. \tag{3.2}$$

В формулах i – передаточное отношение редуктора; u_{max} – наибольшее допустимое передаточное число быстроходной ступени (см. табл. 3.2); $K_{Hд}$ – коэффициент долговечности [см. формулу (4.7)]; $K \approx 0{,}9$ – коэффициент, учитывающий коэффициент нагрузки ступеней (см. гл. 4).

Передаточное число тихоходной ступени

$$u_T = i/u_Б \leqslant u_{max}. \tag{3.3}$$

Ограничение по u_{max} служит проверкой правильности выбора передаточного отношения редуктора i.

После округления $u_Б$ и u_T до стандартных значений в соответствии с единым рядом (см. с. 51) расчетом определяют межосевые расстояния тихоходной и быстроходной ступеней в соответствии с указаниями гл. 4.

Объем расчета можно сократить вдвое, сведя его к определению только межосевого расстояния тихоходной ступени. Для этого определяют потребное по условиям контактной равнопрочности отношение межосевых расстояний:

$$\frac{a_T}{a_Б} = \frac{K}{\sqrt[9]{u_Б}} \frac{u_T + 1}{u_Б + 1} \sqrt[3]{\frac{u_Б^2}{u_T}} \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \tag{3.4}$$

$$\frac{a_T}{a_Б} = K \frac{u_T + 1}{u_Б + 1} \sqrt[3]{\frac{u_Б^2}{u_T}} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \tag{3.5}$$

rusautomobile.ru

Полученное отношение округляют до ближайшего стандартного значения (см. § 3.9), и уточняют передаточное число быстроходной ступени по формуле

$$u_Б = \frac{i - Б}{Б - 1}, \tag{3.6}$$

где

$$Б = \frac{a_Т}{a_Б}\frac{\sqrt[3]{i}}{K}1{,}2 \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \tag{3.7}$$

$$Б = \frac{a_Т}{a_Б}\frac{\sqrt[3]{i}}{K} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \tag{3.8}$$

$u_Б$ округляют до стандартного значения (желательно в меньшую сторону), после чего находят $u_Т$ по формуле (3.3).

Значение $a_Б$ получают делением межосевого расстояния тихоходной ступени $a_Т$ на полученное отношение $a_Т/a_Б$.

Пример. Передаточное отношение редуктора $i = 22{,}4$; коэффициент долговечности $K_{Hд} < 1$; твердость $HRC\,56-63$.

По формуле (3.1)

$$u_Б = 0{,}75\sqrt[3]{i^2} = 0{,}75\sqrt[3]{22{,}4^2} = 5{,}96 < u_{max} = 6{,}3.$$

По формуле (3.3)

$$u_Т = \frac{i}{u_Б} = \frac{22{,}4}{5{,}96} = 3{,}76 < u_{max} = 5{,}6.$$

По формуле (3.4)

$$\frac{a_Т}{a_Б} = \frac{K}{\sqrt[9]{u_Б}}\frac{u_Т + 1}{u_Б + 1}\sqrt[3]{\frac{u_Б^2}{u_Т}} = \frac{0{,}9}{\sqrt[9]{5{,}96}}\frac{3{,}76 + 1}{5{,}96 + 1}\sqrt[3]{\frac{5{,}96^2}{3{,}76}} = 1{,}08.$$

Принимаем стандартное отношение $a_Т/a_Б = 1{,}12$.

По формуле (3.7)

$$Б = \frac{a_Т}{a_Б}\frac{\sqrt[3]{i}}{K}1{,}2 = 1{,}12\,\frac{\sqrt[3]{22{,}4}}{0{,}9}1{,}2 = 4{,}21.$$

По формуле (3.6)

$$u_Б = \frac{i - Б}{Б - 1} = \frac{22{,}4 - 4{,}21}{4{,}21 - 1} = 5{,}67.$$

Принимаем стандартное значение $u_Б = 5{,}6 < u_{max} = 6{,}3$.

Передаточное число тихоходной ступени

$$u_Т = \frac{i}{u_Б} = \frac{22{,}4}{5{,}6} = 4 < u_{max} = 5{,}6.$$

Редуктор с раздвоенной схемой (Ц2Ш). Порядок разбивки передаточного отношения такой же, как и для редуктора с развернутой схемой, но коэффициент $K = 0{,}85$.

rusautomobile.ru

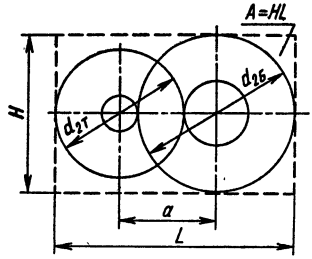


Рис. 3.30. Схема двухступенчатого соосного редуктора с внешним зацеплением

Редуктор с соосной схемой и внешним зацеплением (Ц2С). В соосном редукторе (рис. 3.30) межосевые расстояния ступеней одинаковы, и равенство диаметров колес не обеспечивает минимизацию площади $A = HL$. При изменении соотношения передаточных чисел ступеней $u_Б$ и $u_Т$ диаметр делительной окружности быстроходного колеса $d_{2Б}$ практически не меняется, а следовательно, остается постоянной и высота редуктора H. Длина редуктора $L = \frac{d_{2Б}}{2} + a + \frac{d_{2Т}}{2} = \frac{d_{2Б}}{2} + a + a\frac{u_Т}{u_Т + 1}$. Так как $d_{2Б} \approx \text{const}$, то уменьшение длины достигается уменьшением межосевого расстояния a и радиуса тихоходного колеса $d_{2Т}/2$. Отсюда для минимизации массы редуктора необходимо принять наименьшее возможное передаточное число тихоходной ступени $u_Т$ при условии соблюдения контактной равнопрочности ступеней и $u_Б \leqslant \leqslant u_{max}$.

Передаточное число быстроходной ступени $u_Б$ определяют по формуле (3.6), но коэффициенты $Б$ определяют по формулам

$$Б = \frac{1{,}25}{K}\sqrt[3]{i} \quad \text{при } K_{Нд} < 1; \tag{3.9}$$

$$Б = \frac{1}{K}\sqrt[3]{i} \quad \text{при } K_{Нд} = 1. \tag{3.10}$$

Для соосного редуктора с внешним зацеплением $K = 0{,}9$.

Часто оказывается, что $u_Б > u_{max}$. Тогда принимают $u_Б = u_{max}$ и $u_Т$ определяют по формуле (3.3). Конструктивное уменьшение $u_Б$ приводит к недогрузке быстроходной ступени, позволяющей принять для обеспечения равнопрочности $\psi_Б < \psi_Т$. Необходимое соотношение

$$\frac{\psi_Т}{\psi_Б} = \frac{K^3}{\sqrt[3]{u_Б}}\left(\frac{u_Т + 1}{u_Б + 1}\right)^3 \frac{u_Б^2}{u_Т} \quad \text{при } K_{Нд} < 1; \tag{3.11}$$

rusautomobile.ru

$$\frac{\psi_T}{\psi_Б} = K^3 \left(\frac{u_T + 1}{u_Б + 1} \right)^3 \frac{u_Б^2}{u_T} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \qquad (3.12)$$

Пример. Передаточное число редуктора $u = 40$; $K_{Hд} = 1$; твердость $HB < 350$.

По формуле (3.10)

$$Б = \frac{\sqrt[3]{i}}{K} = \frac{\sqrt[3]{40}}{0{,}9} = 3{,}80.$$

По формуле (3.6)

$$u_Б = \frac{i - Б}{Б - 1} = \frac{40 - 3{,}8}{3{,}8 - 1} = 12{,}93 > u_{max} = 10.$$

В соответствии с единым рядом передаточных чисел (с. 51) принимаем $u_Б = 10$.

По формуле (3.3)

$$u_T = \frac{i}{u_Б} = \frac{40}{10} = 4.$$

По формуле (3.12)

$$\frac{\psi_T}{\psi_Б} = K^3 \left(\frac{u_T + 1}{u_Б + 1} \right)^3 \frac{u_Б^2}{u_T} = 0{,}9^3 \left(\frac{4 + 1}{10 + 1} \right)^3 \frac{10^2}{4} = 1{,}71.$$

Минимальный коэффициент ширины быстроходной ступени

$$\psi_Б = \frac{\psi_T}{1{,}71} = 0{,}585\psi_T.$$

По табл. 3.4 окончательно принимаем $\psi_Б = 0{,}63\psi_T$.

Редуктор с соосной схемой и внутренним зацеплением на тихоходной ступени (Ц2Свн) (рис. 3.31). Консольное расположение тихоходной шестерни вызывает повышенную концентрацию нагрузки по ширине венца. В связи с этим ограничивают коэффициенты ширины до 0,2–0,25. Чем больше передаточное отношение редуктора, тем меньше должен быть этот коэффициент. Ширину колес

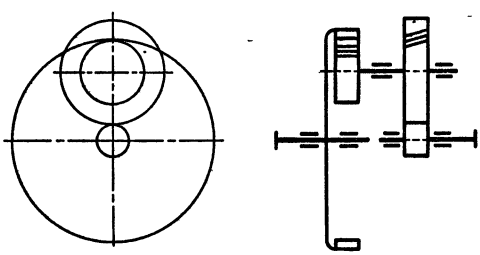


Рис. 3.31. Схема двухступенчатого соосного редуктора с внутренним зацеплением на тихоходной ступени

rusautomobile.ru

обеих пар на первом этапе разбивки передаточного отношения принимают одинаковой; равенство твердостей уже оговорено.

Передаточное число быстроходной ступени

$$u_Б = \frac{i - Б}{Б + 1} \leqslant u_{max}. \quad (3.13)$$

Коэффициенты

$$Б = 1{,}13\sqrt[3]{i} \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \quad (3.14)$$

$$Б = 0{,}94\sqrt[3]{i} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \quad (3.15)$$

Для этой схемы $K = 0{,}95$.

Наибольшие передаточные числа следует принимать такие же, как и для редукторов с развернутой схемой (см. с. 51). Передаточное число тихоходной ступени, определяемое по формуле (3.3), в отличие от предыдущих случаев может оказаться больше, чем у быстроходной. Это объясняется высокой нагрузочной способностью внутреннего зацепления.

Если передаточное число быстроходной ступени приходится конструктивно уменьшить, то следует уменьшить и коэффициент ширины этой ступени. Отношения коэффициентов, обеспечивающие равнопрочность ступеней,

$$\frac{\psi_Т}{\psi_Б} = \frac{K^3}{\sqrt[3]{u_Б}}\left(\frac{u_Т - 1}{u_Б + 1}\right)\frac{u_Б^2}{u_Т} \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \quad (3.16)$$

$$\frac{\psi_Т}{\psi_Б} = K^3\left(\frac{u_Т - 1}{u_Б + 1}\right)^3\frac{u_Б^2}{u_Т} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \quad (3.17)$$

Цилиндрические трехступенчатые редукторы. В большинстве случаев эти редукторы выполняют по развернутой схеме (рис. 3.32).

Минимальная площадь боковой проекции $A = HL$, как и в двухступенчатых редукторах, достигается при контактной равнопрочности всех ступеней и равенстве делительных диаметров колес: $d_{2Т} = d_{2П} = d_{2Б}$. Математическая реализация этих условий приводит к следующей разбивке передаточного отношения i:

$$u_Б = 0{,}58\sqrt[7]{i^4};\ u_П = 1{,}08\sqrt[7]{i^2};\ u_Т = 1{,}6\sqrt[7]{i} \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \quad (3.18)$$

$$u_Б = 0{,}86\sqrt[7]{i^4};\ u_П = \sqrt[7]{i^2};\ u_Т = 1{,}17\sqrt[7]{i} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \quad (3.19)$$

Каждое передаточное число должно быть не больше максимально допустимого u_{max}. Коэффициент долговечности $K_{Hд}$

rusautomobile.ru

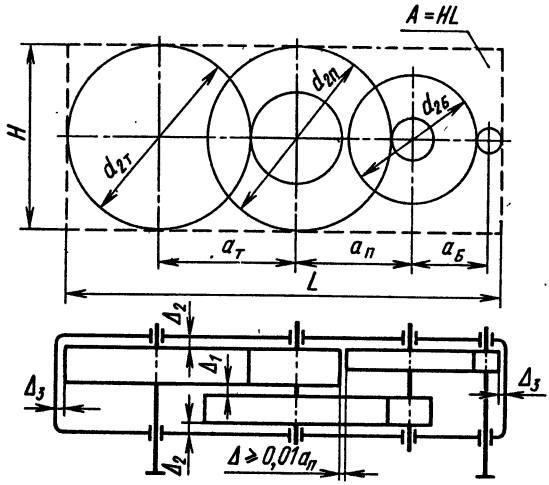


Рис. 3.32. Схема трехступенчатого редуктора с развернутой схемой

в большинстве случаев меньше единицы, т. е. чаще используют формулу (3.18). Если получается $u_Б > u_{max}$, то нужно принять $u_Б = u_{max}$, а оставшуюся часть передаточного отношения разбить, как в двухступенчатом редукторе.

Ограничение по передаточному числу быстроходной ступени, а также дискретность значений передаточных чисел и отношений межосевых расстояний приводят к тому, что равенство диаметров колес не выдерживается. Диаметры тихоходного и промежуточного колес оказываются почти равными, а быстроходного – значительно меньше. Это типичное положение показано на рис. 3.32.

После округления полученных передаточных чисел до стандартных значений ($u_П$ – в меньшую сторону) можно определить межосевые расстояния ступеней. Объем расчетов можно сократить втрое, если предварительно определить отношения межосевых расстояний, обеспечивающих равнопрочность:

$$\left.\begin{aligned} \frac{a_Т}{a_П} &= \frac{0{,}9}{\sqrt[9]{u_П}} \cdot \frac{u_Т + 1}{u_П + 1} \sqrt[3]{\frac{u_П}{u_Т}} \\ \frac{a_П}{a_Б} &= \frac{0{,}95}{\sqrt[9]{u_Б}} \cdot \frac{u_П + 1}{u_Б + 1} \sqrt[3]{\frac{u_Б^2}{u_П}} \end{aligned}\right\} \text{ при } K_{Hд} < 1; \quad (3.20)$$

rusautomobile.ru

$$\left.\begin{aligned}\frac{a_{\text{Т}}}{a_{\text{П}}} &= 0{,}9\,\frac{u_{\text{Т}}+1}{u_{\text{П}}+1}\sqrt[3]{\frac{u_{\text{П}}^2}{u_{\text{Т}}}}\\ \frac{a_{\text{П}}}{a_{\text{Б}}} &= 0{,}95\,\frac{u_{\text{П}}+1}{u_{\text{Б}}+1}\sqrt[3]{\frac{u_{\text{Б}}^2}{u_{\text{П}}}}\end{aligned}\right\}\ \text{при } K_{Hд}=1. \qquad (3.21)$$

Полученные отношения округляют до стандартных значений и уточняют передаточное число промежуточной ступени:

$$u_{\text{П}} = \frac{u'_{\text{Т}}u'_{\text{П}} - Б_{\text{П}}}{Б_{\text{П}} - 1}. \qquad (3.22)$$

Штрихами обозначены предварительные значения.

Коэффициенты:

$$Б_{\text{П}} = \frac{a_{\text{Т}}}{a_{\text{П}}}\,\frac{\sqrt[3]{u'_{\text{Т}}u'_{\text{П}}}}{0{,}9}1{,}2 \text{ при } K_{Hд}<1; \qquad (3.23)$$

$$Б_{\text{П}} = \frac{a_{\text{Т}}}{a_{\text{П}}}\,\frac{\sqrt[3]{u'_{\text{Т}}u'_{\text{П}}}}{0{,}9} \quad \text{при } K_{Hд}=1. \qquad (3.24)$$

Передаточное число тихоходной ступени:

$$u_{\text{Т}} = \frac{u'_{\text{Т}}u'_{\text{П}}}{u_{\text{П}}}. \qquad (3.25)$$

Межосевые расстояния $a_{\text{Б}}$ и $a_{\text{Т}}$ определяют так же, как и в случае двухступенчатого редуктора. До расчета $a_{\text{Т}}$ необходимо убедиться в наличии зазора Δ между тихоходной шестерней и быстроходным колесом (см. рис. 3.32). Если зазор отсутствует, то уменьшают $u_{\text{Б}}$ и расчет повторяют.

Пример. Передаточное отношение редуктора $i = 125$; коэффициент долговечности $K_{Hд} < 1$; твердость $HB \leqslant 350$.

По формуле (3.18)

$$u'_{\text{Б}} = 0{,}58\sqrt[7]{i^4} = 0{,}58\sqrt[7]{125^4} = 9{,}16 > u_{\max} = 8.$$

Принимаем $u_{\text{Б}} = 8$ и находим

$$u'_{\text{Т}}u'_{\text{П}} = \frac{i}{u_{\text{Б}}} = \frac{125}{8} = 16.$$

По формуле (3.1)

$$u'_{\text{П}} = 0{,}75\sqrt[3]{(u'_{\text{Т}}u'_{\text{П}})^2} = 0{,}75\sqrt[3]{16^2} = 4{,}77.$$

Принимаем $u_{\text{П}} = 4{,}5$.

По формуле (3.25)

$$u_{\text{Т}} = \frac{u'_{\text{Т}}u'_{\text{П}}}{u_{\text{П}}} = \frac{16}{4{,}5} = 3{,}55.$$

rusautomobile.ru

Определим потребное соотношение межосевых расстояний по формуле (3.20):

$$\frac{a_T}{a_П} = \frac{0{,}9}{\sqrt[9]{u_П}} \frac{u_T + 1}{u_П + 1} \sqrt[3]{\frac{u_П^2}{u_T}} = \frac{0{,}9}{\sqrt[9]{4{,}5}} \frac{3{,}55 + 1}{4{,}5 + 1} \sqrt[3]{\frac{4{,}5^2}{3{,}55}} = 1{,}12.$$

Полученное значение стандартное, уточнять передаточные числа промежуточной и тихоходной ступеней не требуется.

$$\frac{a_П}{a_Б} = \frac{0{,}95}{\sqrt[9]{u_Б}} \frac{u_П + 1}{u_Б + 1} \sqrt[3]{\frac{u_Б^2}{u_П}} = \frac{0{,}95}{\sqrt[9]{8}} \frac{4{,}5 + 1}{8 + 1} \sqrt[3]{\frac{8^2}{4{,}5}} = 1{,}115.$$

Принимаем $a_П/a_Б = 1{,}12$. Учитывая очень небольшое изменение, передаточные числа не уточняем.

Проверяем зазор Δ между тихоходной шестерней и быстроходным колесом. Наружный радиус тихоходной шестерни

$$\frac{d_{a1T}}{2} = \frac{a_T}{u_T + 1} + 0{,}02a_T = 1{,}12a_П \left(\frac{1}{3{,}55 + 1} + 0{,}02 \right) = 0{,}2686a_П.$$

Наружный радиус быстроходного колеса

$$\frac{d_{a2Б}}{2} = a_Б \frac{u_Б}{u_Б + 1} + 0{,}02a_Б = \frac{a_П}{1{,}12} \left(\frac{8}{8 + 1} + 0{,}02 \right) = 0{,}8115a_П.$$

Зазор

$$\Delta = a_П - (0{,}2686a_П + 0{,}8115a_П) = -0{,}08a_П.$$

Так как зазора нет, то уменьшаем передаточное число быстроходной ступени и принимаем $u_Б = 7{,}1$. Не приводя аналогичного расчета, дадим лишь его результаты:

$$u_Б = 7{,}1; \quad u_П = 5; \quad u_T = 3{,}55;$$

$$a_T/a_П = 1{,}12; \quad a_П/a_Б = 1{,}25.$$

Зазор $\Delta = 0{,}014a_П > 0{,}01a_П$.

Соотношения диаметров колес:

$$d_{2T} = 2a_T \frac{u_T}{u_T + 1} = 2 \cdot 1{,}12a_П \frac{3{,}55}{3{,}55 + 1} = 1{,}748a_П;$$

$$d_{2П} = 2a_П \frac{u_П}{u_П + 1} = 2a_П \frac{5}{5 + 1} = 1{,}667a_П;$$

$$d_{2Б} = 2a_Б \frac{u_Б}{u_Б + 1} = \frac{2a_П}{1{,}25} \frac{7{,}1}{7{,}1 + 1} = 1{,}402a_П.$$

Как и следовало ожидать, диаметры тихоходного и промежуточного колес почти равны (разница объясняется только округлением до стандартных значений), а быстроходного – значительно меньше.

Планетарные редукторы. Масса двухступенчатого планетарного редуктора минимальна при контактной равнопрочности его ступеней и равенстве диаметров венцов (рис. 3.33). При $\psi_Б = \psi_T$ эти условия реализуются, если выбранное передаточное число быстроходной ступени удовлетворяет уравнениям

$$\frac{u_Б - 2}{i - 2u_Б} = \left(\frac{u_Б - 1}{i - u_Б} \right)^3 u_Б \sqrt[3]{u_Б} \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \qquad (3.26)$$

rusautomobile.ru

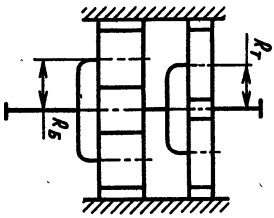


Рис. 3.33. Схема двухступенчатого планетарного редуктора

$$\frac{u_Б - 2}{i - 2u_Б} = \left(\frac{u_Б - 1}{i - u_Б}\right)^3 u_Б \quad \text{при } K_{Нд} = 1. \tag{3.27}$$

Корни этих уравнений для всех стандартных передаточных отношений приведены в табл. 3.7.

3.7. Передаточные числа быстроходных ступеней

i	$u_Б$	i	$u_Б$	i	$u_Б$
10	4,99/5,00	25	8,86/6,90	63	15,28/11,20
11,2	5,60/5,60	28	9,13/7,20	71	16,53/12,60
12,5	6,25/4,80	31,5	9,80/7,80	80	17,88/13,60
14	6,99/5,00	33,5	10,56/8,40	90	19,34/14,60
16	7,95/5,30	40	11,38/9,00	100	20,73/15,50
18	8,99/5,60	45	12,28/9,60	112	22,36/16,60
20	7,62/6,00	50	13,14/10,20	125	24,06/17,70
22,4	8,06/6,50	56	14,14/10,80	140	25,95/19,00

Примечание. В числителе приведены данные при $K_{Нд} = 1$, в знаменателе – при $K_{Нд} < 1$.

Передаточное число быстроходной ступени должно удовлетворять условию $u_Б \leqslant u_{max} = 10$, в крайнем случае $u_Б = 12{,}5$ Передаточное число тихоходной ступени должно удовлетворять условию $u_Т > u_{min} = 4$, в крайнем случае $u_Т \geqslant 3{,}15$.

Как следует из табл. 3.7, либо первое, либо второе условие в большинстве случаев не удовлетворяется. Принятие нерасчетных передаточных чисел приводит к нарушению равнопрочности при одинаковой ширине венцов ступеней.

Отношения коэффициентов ширины, обеспечивающие равнопрочность,

$$\frac{\psi_Б}{\psi_Т} = \left(\frac{u_Б - 1}{u_Т - 1}\right)^3 \frac{u_Т - 2}{u_Б - 2} \frac{\sqrt[3]{u_Б}}{u_Б} \quad \text{при } K_{Нд} < 1; \tag{3.28}$$

$$\frac{\psi_Б}{\psi_Т} = \left(\frac{u_Б - 1}{u_Т - 1}\right)^3 \frac{u_Т - 2}{u_Б - 2} \frac{1}{u_Б} \quad \text{при } K_{Нд} = 1. \tag{3.29}$$

rusautomobile.ru

Далее расчетом определяют радиусы водил ступеней. Расчеты можно сократить вдвое, если заранее определить потребное отношение радиусов:

$$\frac{R_T}{R_Б} = \frac{u_T}{u_Б}\sqrt[3]{\frac{u_Б(u_Б-2)}{u_T-2}}\sqrt[3]{\frac{\psi_Б}{\psi_T}}\frac{1}{\sqrt[9]{u_Б}} \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \quad (3.30)$$

$$\frac{R_T}{R_Б} = \frac{u_T}{u_Б}\sqrt[3]{\frac{u_Б(u_Б-2)}{u_T-2}}\sqrt[3]{\frac{\psi_Б}{\psi_T}} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \quad (3.31)$$

Пример. Передаточное отношение редуктора $i = 50$; коэффициент долговечности $K_{Hд} = 1$.

По табл. 3.7 $u_Б = 13{,}14 > u_{max} = 10$. Принимаем $u_Б = 10$.

По формуле (3.3)

$$u_T = \frac{i}{u_Б} = \frac{50}{10} = 5.$$

По формуле (3.29)

$$\frac{\psi_Б}{\psi_T} = \left(\frac{u_Б-1}{u_T-1}\right)^3 \frac{u_T-2}{u_Б-2}\frac{1}{u_Б} = \left(\frac{10-1}{5-1}\right)^3 \frac{5-2}{10-2}\frac{1}{10} = 0{,}43.$$

Принимаем стандартное значение 0,4.

По формуле (3.31)

$$\frac{R_T}{R_Б} = \frac{u_T}{u_Б}\sqrt[3]{\frac{u_Б(u_Б-2)}{u_T-2}}\sqrt[3]{\frac{\psi_Б}{\psi_T}} = \frac{5}{10}\sqrt[3]{\frac{10(10-2)}{5-2}}\sqrt[3]{0{,}4} = 1{,}1.$$

Принимаем $R_T/R_Б = 1{,}12$.

Коническо-цилиндрические двухступенчатые редукторы. Равенство диаметров колес удается обеспечить лишь при малых передаточных отношениях. Поэтому стремятся к уменьшению диаметра тихоходного колеса путем увеличения отношения диаметра основания конуса конического колеса d_{e2} к межосевому расстоянию тихоходной цилиндрической ступени a_T и уменьшения передаточного числа тихоходной ступени u_T в пределах условия $u_Б \leqslant u_{max}$.

Передаточное число тихоходной ступени

$$u_T = \frac{4{,}2}{\sqrt[3]{\theta_H}}\frac{a_T}{d_{e2}}\sqrt[3]{i\psi_T} 1{,}2 - 1 \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \quad (3.32)$$

$$u_T = \frac{4{,}2}{\sqrt[3]{\theta_H}}\frac{a_T}{d_{e2}}\sqrt[3]{i\psi_T} - 1 \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \quad (3.33)$$

Если передаточное число быстроходной ступени $u_Б = \frac{i}{u_T} > u_{max}$, то принимают $u_Б = u_{max}$ и находят отношение u_T/d_{e2} по условию равнопрочности

rusautomobile.ru

$$\frac{a_T}{d_{e2}} = \frac{u_T + 1}{\sqrt[3]{i\psi_T}} \frac{\sqrt[3]{\theta_H}}{4{,}2} \frac{1}{\sqrt[9]{u_Б}} \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \tag{3.34}$$

$$\frac{a_T}{d_{e2}} = \frac{u_T + 1}{\sqrt[3]{i\psi_T}} \frac{\sqrt[3]{\theta_H}}{4{,}2} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \tag{3.35}$$

Коэффициент θ_H – см. гл. 4 «Конические передачи».

При $d_{e2}/a_T = 1{,}4$ и твердости $HRC \geqslant 40$ формулы (3.32) и (3.33) упрощаются:

$$u_T \approx 3{,}1 \sqrt[3]{i\psi_T} - 1 \quad \text{при } K_{Hд} < 1; \tag{3.36}$$

$$u_T \approx 2{,}6 \sqrt[3]{i\psi_T} - 1 \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \tag{3.37}$$

Пример. Передаточное отношение редуктора $i = 22{,}4$; коэффициент долговечности $K_{Hд} = 1$; коэффициент ширины тихоходной ступени $\psi_T = 0{,}315$; твердость $HRC \geqslant 40$.

По формуле (3.37)

$$u'_T \approx 2{,}6 \sqrt[3]{i\psi_T} - 1 = 2{,}6 \sqrt[3]{22{,}4 \cdot 0{,}315} - 1 = 3{,}97.$$

Принимаем $u'_T = 4$.

$$u'_Б = \frac{i}{u'_T} = \frac{22{,}4}{4} = 5{,}6 > u_{max} = 5.$$

Принимаем $u_Б = 5$ и $u_T = \frac{i}{u_Б} = \frac{22{,}4}{5} = 4{,}5$.

По формуле (3.35)

$$\frac{d_{e2}}{a_T} = \sqrt[3]{\frac{i\psi_T}{\theta_H}} \frac{4{,}2}{u_T + 1} = \sqrt[3]{\frac{22{,}4 \cdot 0{,}315}{1{,}56}} \frac{4{,}2}{4{,}5 + 1} = 1{,}26.$$

$$\frac{d_{e2}}{a_T} = \frac{1}{0{,}817} = 1{,}22.$$

Окончательно принимаем $d_{e2}/a_T = 1{,}25$.

Коническо-цилиндрические трехступенчатые редукторы. В первую очередь следует стремиться к равенству диаметров цилиндрических колес, по возможности приближая к ним диаметр конического колеса d_{e2}.

Порядок разбивки передаточного отношения следующий: принимают передаточное отношение редуктора i, коэффициент долговечности $K_{Hд}$ и твердость.

Определяют передаточное число быстроходной ступени:

$$u_Б \approx \frac{0{,}15}{\psi} \sqrt[7]{i^4} \leqslant u_{max} \quad \text{при } K_H < 1; \tag{3.38}$$

$$u_Б \approx \frac{0{,}19}{\psi} \sqrt[7]{i^4} \leqslant u_{max} \quad \text{при } K_{Hд} = 1. \tag{3.39}$$

rusautomobile.ru

Определяют предварительное значение произведения передаточных чисел промежуточной и тихоходной ступеней:

$$u'_{\text{П}}u'_{\text{Т}} = i/u_{\text{Б}}. \qquad (3.40)$$

Определяют передаточное число промежуточной ступени:

$$u_{\text{П}} \approx 0{,}75\sqrt[3]{(u'_{\text{П}}u'_{\text{Т}})^2} \quad \text{при } K_{H\text{д}} < 1; \qquad (3.41)$$

$$u_{\text{П}} \approx 0{,}9\sqrt[3]{(u'_{\text{П}}u'_{\text{Т}})^2} \quad \text{при } K_{H\text{д}} = 1. \qquad (3.42)$$

Передаточное число тихоходной ступени

$$u_{\text{Т}} = u'_{\text{П}}u'_{\text{Т}}/u_{\text{П}}. \qquad (3.43)$$

При определении отношений межосевых расстояний цилиндрических ступеней см. с. 65–67, отношения межосевого расстояния промежуточной ступени $a_{\text{П}}$ к диаметру конического колеса d_{e2} – см. с. 69–70. Необходимо учесть, что индекс Т заменяется индексом П.

Определяют зазор между коническим колесом и тихоходной шестерней. Если зазора нет, уменьшают $u_{\text{Б}}$ и повторяют расчет.

Пример. Передаточное отношение редуктора $i = 45$; коэффициент долговечности $K_{H\text{д}} = 1$; твердость $HRC \geqslant 40$. Принимаем $\psi_{\text{Т}} = \psi_{\text{П}} = 0{,}315$.

По формуле (3.39)

$$u'_{\text{Б}} \approx \frac{0{,}19}{\psi}\sqrt[7]{i^4} = \frac{0{,}19}{0{,}315}\sqrt[7]{45^4} = 5{,}31 > u_{\max} = 5.$$

Принимаем $u_{\text{Б}} = 5$.

По формуле (3.40)

$$u'_{\text{П}}u'_{\text{Т}} = \frac{i}{u_{\text{Б}}} = \frac{45}{5} = 9.$$

По формуле (3.42)

$$u_{\text{П}} \approx 0{,}9\sqrt[3]{(u'_{\text{П}}u'_{\text{Т}})^2} = 0{,}9\sqrt[3]{9^2} = 3{,}90.$$

Принимаем $u_{\text{П}} = 4$.

По формуле (3.43)

$$u_{\text{Т}} = \frac{u'_{\text{П}}u'_{\text{Т}}}{u_{\text{П}}} = \frac{9}{4} = 2{,}24.$$

По формуле (3.21)

$$\frac{a_{\text{Т}}}{a_{\text{П}}} = 0{,}9\,\frac{u_{\text{Т}} + 1}{u_{\text{П}} + 1}\sqrt[3]{\frac{u_{\text{Т}}^2}{u_{\text{Т}}}} = 0{,}9\,\frac{2{,}24 + 1}{4 + 1}\sqrt[3]{\frac{4^2}{2{,}24}} = 1{,}123.$$

Принимаем $a_{\text{Т}}/a_{\text{П}} = 1{,}12$. Так как изменение невелико, то передаточные числа не уточняем.

По формуле (3.35) для трехступенчатых редукторов принимаем коэффициент 3,9:

$$\frac{a_{\text{П}}}{d_{e2}} = \frac{u_{\text{П}} + 1}{\sqrt[3]{u_{\text{П}}u_{\text{Б}}\psi_{\text{П}}}}\,\frac{\sqrt[3]{\theta_H}}{3{,}9} = \frac{4 + 1}{\sqrt[3]{5 \cdot 4 \cdot 0{,}315}}\,\frac{\sqrt[3]{1{,}56}}{3{,}9} = 0{,}805;$$

rusautomobile.ru

$$\frac{d_{e2}}{a_{\text{П}}} = \frac{1}{0{,}805} = 1{,}24.$$

Принимаем $d_{e2}/a_{\text{П}} = 1{,}25$.

Червячно-цилиндрические редукторы. Важные факторы этих редукторов – масса, КПД и расход бронзы на червячные колеса. По всем трем факторам показатели улучшаются, если уменьшается передаточное отношение червячной быстроходной ступени. Рекомендуется следующая разбивка передаточного отношения: если $i \leqslant 50$, то $u_{\text{Б}} = 8$ и $u_{\text{Т}} = i/8$; если $i > 50$, то $u_{\text{Т}} = 6{,}3$ и $u_{\text{Б}} = i/6{,}3$.

Цилиндрочервячные редукторы. Габариты и масса редуктора незначительно зависят от разбивки передаточного отношения. Поэтому разбивка подчинена конструктивным условиям компоновки цилиндрической быстроходной ступени.

Передаточное число быстроходной ступени $u_{\text{Б}} = \sqrt[5]{i}$. Должны соблюдаться условия:

$$2 \leqslant u_{\text{Б}} \leqslant 3{,}15; \quad 8 \leqslant u_{\text{Т}} \leqslant 63.$$

Червячные двухступенчатые редукторы. Критерием оптимальности служит наибольший КПД, достигаемый при $u_{\text{Б}} = u_{\text{Т}} = \sqrt{i}$.

rusautomobile.ru

Глава 4
РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 4.1. Общие положения

Расчет распространяется на стальные прямозубые, косозубые и шевронные передачи редукторов, прямозубые открытые передачи и реечные прямозубые передачи при соблюдении следующих условий:

а) для редукторов:

1) валы опираются на подшипники качения;

2) корпус защищен от проникновения внутрь грязи и воды и обладает достаточной жесткостью;

3) зубья смазываются маслом;

4) среда химически неагрессивная;

5) температура масла в корпусе не выше 95 °С;

6) степень точности по нормам плавности и контакта 6–9 по ГОСТ 1643–81;

7) окружная скорость зубчатых колес – до 16 м/с;

8) параметр шероховатости рабочих поверхностей зубьев $Ra \leqslant 2{,}5$ мкм;

9) исходный контур по ГОСТ 13755–81;

б) для открытых передач:

1) зубья смазываются пластичной смазкой;

2) степень точности по нормам контакта 9–10 по ГОСТ 1643–81;

3) передачи прямозубые;

4) окружная скорость до 2 м/с;

5) ширина колеса – не более 10 модулей.

Основные обозначения:

a – межосевое расстояние, мм;

b – ширина зубчатого колеса, мм;

d – диаметр, мм;

F – сила, Н;

i – передаточное отношение;

K – коэффициент;

$K_д$ – коэффициент долговечности;

K_E – коэффициент эквивалентности;

rusautomobile.ru

K_V – коэффициент динамичности;
K_α – коэффициент распределения нагрузки;
K_β – коэффициент концентрации нагрузки;
L – срок службы;
l – длина, мм;
M – изгибающий момент, Н · м;
m – показатель кривой усталости;
m – модуль, мм;
N – число циклов перемены напряжений (наработка);
N_G – база напряжений;
n – частота вращения, мин$^{-1}$;
P – мощность, Вт;
T – крутящий момент, Н · мм;
t – время, с;
u – передаточное число одной пары зубчатых колес;
v – окружная скорость, м/с;
x – коэффициент режима;
x – коэффициент смещения;
Y_F – коэффициент формы зуба;
Y_β – коэффициент наклона зуба;
z – число зубьев;
α – угол зацепления;
β – угол подъема линии зуба;
ε_α – коэффициент торцового перекрытия;
ε_β – коэффициент осевого перекрытия;
σ – нормальное напряжение, МПа;
$\sigma_{F\,\lim}$ – предел длительной изгибной выносливости, МПа;
$\sigma_{H\,\lim}$ – предел длительной контактной выносливости, МПа;
ψ – коэффициент ширины зубчатого колеса.

Основные индексы:

1 – относящийся к шестерне – зубчатому колесу передачи с меньшим числом зубьев;

2 – относящийся к колесу – зубчатому колесу с большим числом зубьев;

(штрих) – предварительно выбранное значение величины, подлежащее уточнению;

F – относящийся к изгибной прочности;
H – относящийся к контактной прочности;
t – окружной или торцовый;
r – радиальный;
a – осевой;
n – нормальный;
σ – относящийся к нормальным напряжениям;
τ – относящийся к касательным напряжениям;

rusautomobile.ru

max – максимальный;
ном – номинальный;
Σ – суммарный;
i – текущее значение.

Средняя величина указывается чертой над буквой, обозначающей переменную.

§ 4.2. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Нарушение работоспособности называют отказом. Основные виды отказов в зубчатых передачах перечислены ниже.

1. Поломка зубьев – наиболее опасный отказ вследствие статического разрушения от действия больших перегрузок или вследствие усталости от повторяющихся нагрузок. Различают малоцикловую и многоцикловую усталость.

2. Хрупкое или пластическое разрушение рабочих поверхностей зубьев от действия больших перегрузок. В передачах с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев ($HRC \geqslant 40$) наблюдается в основном хрупкое разрушение, с низкой твердостью ($HB \leqslant 350$) – пластическое деформирование, начинающееся вблизи полюсной линии.

3. Усталостное разрушение рабочих поверхностей зубьев – наиболее распространенный вид повреждения, вызывается переменными напряжениями, проявляется в виде ямок на рабочих поверхностях, число и размер которых быстро увеличиваются вплоть до полного разрушения рабочей поверхности.

4. Износ проявляется в виде истирания рабочих поверхностей абразивными частицами. В редукторах износ наблюдается редко, а в открытых передачах – он основной вид разрушения.

5. Заедание – заключается в местном молекулярном сцеплении контактирующих поверхностей под действием высокого давления при отсутствии масляной пленки. Иногда заеданием заканчивается прогрессирующее усталостное выкрошивание поверхностей. Этот вид разрушения характерен для тяжело нагруженных быстроходных передач.

В соответствии с перечисленными видами отказов производят следующие расчеты зубьев:

1) на контактную выносливость;
2) на изгибную выносливость;
3) на статическую прочность;
4) поверхностей зубьев – на статическую прочность;

rusautomobile.ru

5) на износ;

6) на заедание.

Первый расчет – проектный, для определения основных параметров передачи.

Второй расчет – для определения модуля передачи после установления основных параметров.

Третий и четвертый виды расчетов – проверочные, применяют только при больших кратковременных перегрузках.

Пятый вид расчета выполняют для открытых передач.

Шестой вид расчета – на заедание – в общепромышленных сравнительно тихоходных передачах встречается редко, здесь он не приводится.

§ 4.3. РЕЖИМ РАБОТЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

Нагрузкой зубчатой передачи считают вращающий момент на валу колеса T. Характер изменения нагрузки во времени называют режимом нагружения. Базовым называют постоянный режим, когда нагрузка остается неизменной при числе циклов больше базы контактных напряжений N_{HG}. Допустимый крутящий момент на валу колеса для такого режима называют номинальным.

Постоянный режим встречается очень редко. Реальная нагрузка переменна, моменты случайно чередуются во времени. Для удобства математической обработки все нагрузки располагают в убывающем порядке, график их изменения представляют в относительных координатах $\frac{T_i}{T_{max}}$ и $\sum \frac{t_i}{t_\Sigma}$ с равными масштабами по осям (рис. 4.1).

Такие графики определяют класс нагрузки, характеризуемый коэффициентами эквивалентности

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_0^N \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^3 \frac{N_i}{N}}, \quad (4.1)$$

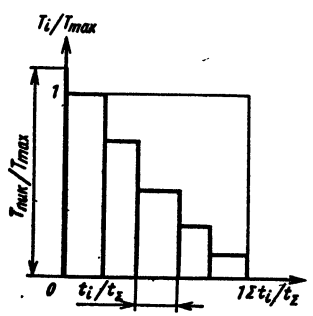


Рис. 4.1. Упорядоченный график нагрузки

rusautomobile.ru

где T_i – текущий момент; T_{max} – наибольший момент нормально протекающего технологического процесса. Весьма кратковременный пиковый момент $T_{пик}$ может быть больше T_{max}; N_i – число циклов, отработанное при моменте T_i; N – суммарное число циклов работы (наработка).

Если частота вращения постоянна, то

$$\frac{N_i}{N} \approx \frac{t_i}{t_\Sigma}, \tag{4.2}$$

где t_i – время действия момента T_i; $t_\Sigma = \sum t_i$ – суммарное (машинное) время работы передачи, ч.

Если при изменении момента частота вращения меняется (например, в тракторах и автомобилях), то

$$N_i = t_i n_i, \tag{4.3}$$

где n_i – частота вращения при моменте T_i, и

$$N = \sum t_i n_i. \tag{4.4}$$

Для унификации расчетов и нагрузочных характеристик машин классы нагрузки нормализованы. Соответствующие им коэффициенты эквивалентности и некоторые другие характеристики приведены в табл. 4.1.

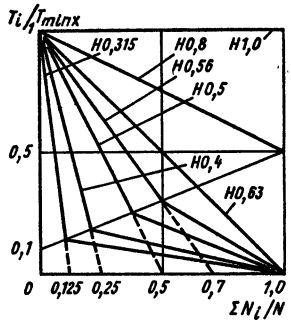
4.1. Классы нагрузки

Класс нагрузки	K_{HE}	t_Σ, ч	x	K_{FE}	
				$HB \leqslant 350$, $m = 6$	$HRC \geqslant 40$, $m = 9$
H1,0	1,0	32 000	1,0	1,0	1,0
H0,8	0,8	16 000	0,75	0,81	0,84
H0,63	0,63	8 000	0,5	0,725	0,775
H0,56	0,56	4 000	0,4	0,68	0,745
H0,5	0,5	2 000	0,315	0,645	0,715
H0,4	0,4	1 000	0,2	0,575	0,665
H0,315	0,315	500	0,125	0,51	0,615

Примечание. Среднее машинное время t_Σ используется для определения наработки N, если нет более точных данных о времени работы.

Один и тот же коэффициент эквивалентности K_{HE} может быть получен при разных упорядоченных графиках нагрузки. Для упрощения расчетов разработаны графики, реализующие нормированные коэффициенты эквивалентности K_{HE}. Они гео-

rusautomobile.ru



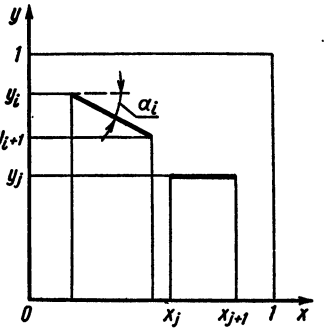


Рис. 4.2. Типовые графики нагрузки; на кривых указаны классы нагрузки

Рис. 4.3. Полигональная аппроксимация

метрически просты, легко воспроизводятся и запоминаются. Типовые графики приведены на рис. 4.2.

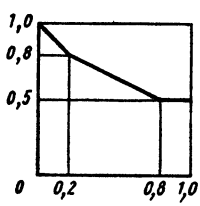
В табл. 4.2 приведены графики нагрузки, эквивалентные типовым по величине K_{HE}. Это значительно упрощает определение коэффициентов эквивалентности.

Если реальный упорядоченный график не может быть сведен ни к типовому, ни к одному из эквивалентных, то для расчета он аппроксимируется полигоном, состоящим из наклонных и горизонтальных прямых. Для полигона

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_{\text{накл}} \frac{y_i^4 - y_{i+1}^4}{4\,|\operatorname{tg}\alpha_i|} + \sum_{\text{гор}} y_j^3\,(x_{j+1} - x_j)}, \qquad (4.5)$$

где $x = \sum \frac{t_i}{t_\Sigma}$; $y = T_i/T_{\max}$; $|\operatorname{tg}\alpha_i| = \frac{y_i - y_{i+1}}{x_{i+1} - x_i}$ — абсолютное значение углового коэффициента; остальные обозначения см. на рис. 4.3.

Пример. Определить коэффициент эквивалентности для графика нагрузки (рис. 4.4).



$$K_{HE} = \sqrt[3]{\frac{1^4 - 0{,}8^4}{4 \cdot 1} + \frac{0{,}8^4 - 0{,}5^4}{4 \cdot 0{,}5} + 0{,}5^3\,(1 - 0{,}8)} =$$

$$= \sqrt[3]{0{,}148 + 0{,}173 + 0{,}025} = \sqrt[3]{0{,}346} = 0{,}7.$$

Рис. 4.4. Пример графика нагрузки

rusautomobile.ru

Класс нагрузки и его численная характеристика – коэффициент эквивалентности K_{HE} – общие для всех зубчатых колес редуктора. Нагруженность каждого отдельного зубчатого колеса определяют участком упорядоченного графика нагрузки, расположенным до базы контактных напряжений N_{HG}. Для расчета переменную нагрузку этого участка заменяют эквивалентной постоянной

$$T_{HE} = K_{Hд} T_{max}, \tag{4.6}$$

где коэффициент долговечности

$$K_{Hд} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leqslant 1. \tag{4.7}$$

Коэффициент эквивалентности K_{HE} – общий для всего редуктора, а коэффициент долговечности $K_{Hд}$ – индивидуальный для каждого зубчатого колеса, так как наработка N или база контактных напряжений N_{HG} у них могут быть разными.

Базой контактных напряжений N_{HG} называют абсциссу точки перелома кривой усталости. Унифицированная аппроксимация кривой усталости, принятая для всех последующих расчетов, приведена на рис. 4.5. Ординату точки перегиба называют пределом длительной контактной выносливости $\sigma^0_{H\,lim}$.

Уравнение левой ветви кривой контактной усталости

$$\sigma_H^6 N = (\sigma^0_{H\,lim})^6 N_{HG} = \text{const}. \tag{4.8}$$

Так как крутящий момент пропорционален квадрату контактного напряжения, то аналогичное уравнение, но в других координатах имеет вид

$$T^3 N = \text{const}. \tag{4.9}$$

Именно отсюда получены показатели степени и радикалов в уравнениях (4.1), (4.5) и (4.7).

База контактных напряжений N_{HG} зависит от твердости рабочих поверхностей зубьев (рис. 4.6). Наработка

$$N = t_\Sigma \cdot 60 n C = t_\Sigma \cdot 60 \frac{n_Б}{i} C, \tag{4.10}$$

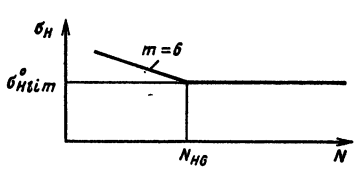
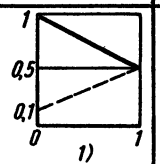
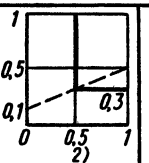
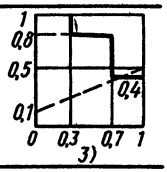
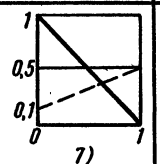
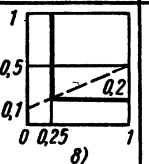
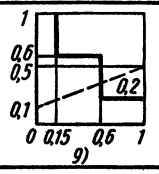
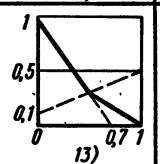
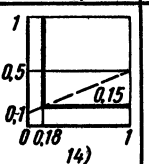
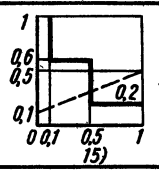
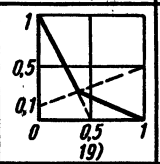
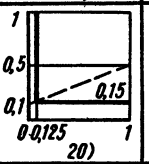
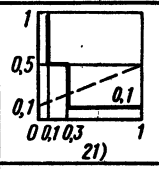
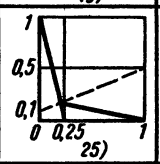
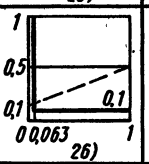
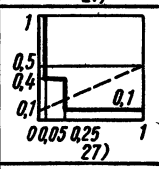
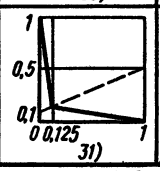
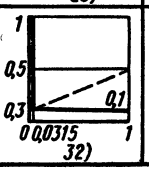
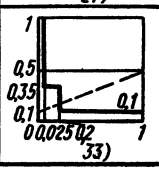


Рис. 4.5. Унифицированная кривая усталости: m – показатель кривой усталости

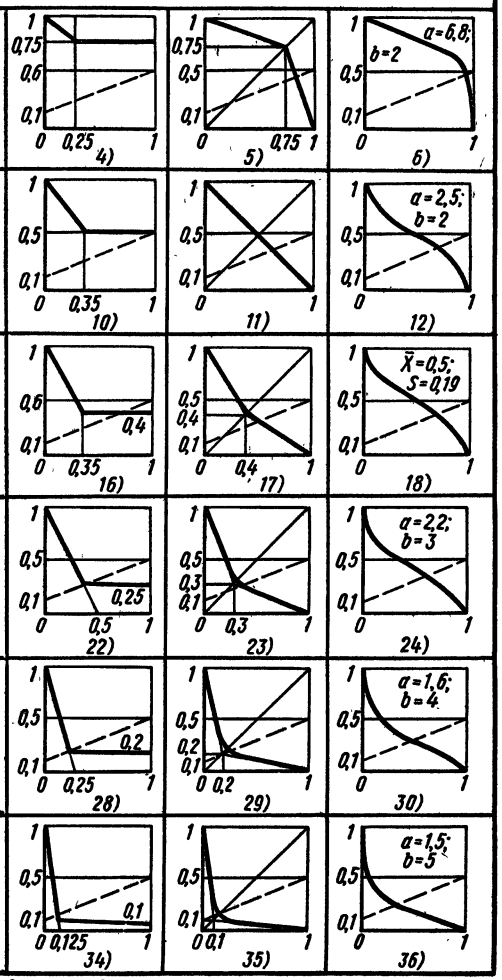
rusautomobile.ru

Класс нагрузки	K_{HE}	Типовой график	Эквивалентные
Н 0,8	0,80	 1)	 2)  3)
Н 0,63	0,63	 7)	 8)  9)
Н 0,56	0,56	 13)	 14)  15)
Н 0,5	0,50	 19)	 20)  21)
Н 0,4	0,40	 25)	 26)  27)
Н 0,315	0,315	 31)	 32)  33)

Примечание. На графиках 6, 12, 24, 30 и 36 а и б – параметры на графике 18 – $\bar{X}$ – математическое ожидание, распределения

rusautomobile.ru

н т н ы е г р а ф и к и



β-распределения;
S- среднее квадратическое отклонение нормального

rusautomobile.ru

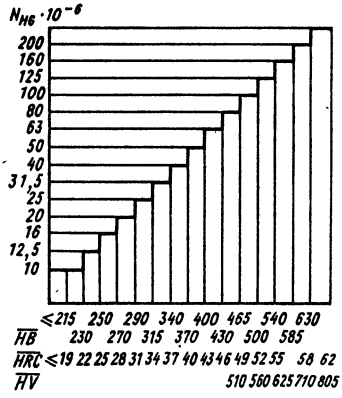


Рис. 4.6. График для определения N_{HG}

где n – частота вращения зубчатого колеса; C – число вхождений в зацепление зубьев зубчатого колеса за один его оборот; $n_Б$ – частота вращения быстроходного вала редуктора; i – передаточное отношение между быстроходным валом и валом с рассчитываемым зубчатым колесом.

Если частота вращения переменна, то

$$N_i = 60 \sum t_i n_i C. \qquad (4.11)$$

Если передача работает в реверсивном режиме, то наработки, определенные по формулам (4.10) и (4.11), уменьшают вдвое.

Машинное время работы (ресурс)

$$t_\Sigma = L_{год} 365 K_{год} 24 K_{сут} ПВ, \qquad (4.12)$$

где $L_{год}$ – срок службы, годы; $K_{год} = \frac{\text{Число рабочих дней в году}}{365}$ – коэффициент годового использования; $K_{сут} = \frac{\text{Число часов работы в сутки}}{24}$ – коэффициент суточного использования; $ПВ = \frac{t_р}{t_р + t_п}$ – относительная продолжительность включения; $t_р$ и $t_п$ – время работы и время пауз в пределах среднего цикла. Если исходных данных недостаточно, то машинное время определяют по табл. 4.1.

Аналогично определяют коэффициент эквивалентности по изгибу, изменяются только показатели степени и радикала:

$$K_{FE} = \sqrt[m]{\sum_0^N \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^m \frac{N_i}{N}}. \qquad (4.13)$$

Для зубьев, подвергнутых нормализации, улучшению или азотированию, $m = 6$; при объемной или поверхностной закалке и цементации $m = 9$. Значения коэффициентов эквивалентности для типовых графиков нагружения см. табл. 4.1.

rusautomobile.ru

Коэффициент долговечности по изгибу

$$K_{F\text{д}} = K_{FE}\sqrt[m]{\frac{N}{N_{FG}}} \leqslant 1, \qquad (4.14)$$

где $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ – база изгибных напряжений.

При реверсивном режиме наработку не уменьшают. Если $N \geqslant 10^8$, то принимают $K_{F\text{д}} = 1$. Это значительно экономит время, так как определение K_{FE} для нетабулированного графика – трудоемкая работа.

Если коэффициент долговечности по контактным напряжениям $K_{H\text{д}\text{т}}$ для тихоходного зубчатого колеса известен, то для быстроходного колеса

$$K_{H\text{д}\text{б}} = K_{H\text{д}\text{т}}\frac{HB_\text{т}}{HB_\text{б}}\sqrt[3]{uC} \leqslant 1, \qquad (4.15)$$

где $HB_\text{т}$ и $HB_\text{б}$ – твердость соответственно тихоходного и быстроходного зубчатых колес, а u – передаточное число между ними.

Для однопоточных редукторов, когда $C = 1$, при равных твердостях формула упрощается:

$$K_{H\text{д}\text{б}} = K_{H\text{д}\text{т}}\sqrt[3]{u} \leqslant 1. \qquad (4.16)$$

Пример. Определить коэффициент долговечности тихоходного колеса двухступенчатого редуктора по следующим исходным данным.

Редуктор установлен на механизме подъема крана. График нагрузки 15 (см. табл. 4.2). Срок службы $L_{\text{год}} = 10$ лет; коэффициент годового использования $K_{\text{год}} = 0{,}75$; коэффициент суточного использования $K_{\text{сут}} = 0{,}67$; относительная продолжительность включения ПВ = 0,4. Колесо цементовано до HRC 56–63; $n_\text{б} = 900$ мин$^{-1}$; $u = 20$.

Коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям по табл. 4.2 $K_{HE} = 0{,}56$.

Машинное время работы по формуле (4.12)

$$t_\Sigma = L_{\text{год}} \cdot 365K_{\text{год}} \cdot 24K_{\text{сут}}\text{ПВ} = 10 \cdot 365 \cdot 0{,}75 \cdot 24 \cdot 0{,}67 \cdot 0{,}4 = 17{,}5 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

Наработка по формуле (4.10)

$$N = t_\Sigma \cdot 60\frac{n_\text{б}}{i}C = 17\,520 \cdot 60\,\frac{900}{20}\,1 = 47{,}3 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

База контактных напряжений (см. рис. 4.6) $N_{HG} = 200 \cdot 10^6$ циклов.

Коэффициент долговечности по контактной прочности по формуле (4.7)

$$K_{H\text{д}} = K_{HE}\sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} = 0{,}56\sqrt[3]{\frac{47{,}3 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 0{,}347.$$

Коэффициент эквивалентности по изгибу (см. табл. 4.1) $K_{FE} = 0{,}745$.

Коэффициент долговечности по изгибу по формуле (4.14)

$$K_{F\text{д}} = K_{FE}\sqrt[9]{\frac{N}{N_{HG}}} = 0{,}745\sqrt[9]{\frac{47{,}3 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6}} = 0{,}981.$$

rusautomobile.ru

График нагрузки и наибольший момент T_{max} должны быть приведены в техническом задании.

Для унификации нагрузочных характеристик редукторов наибольший T_{max} и номинальный $T_{ном}$ моменты целесообразно выбирать из ряда нормальных вращающих моментов (Н · м): 8,00; 11,20; 16,00; 22,4; 31,50; 45,00; 63,00; 90,00; 125,0; 180,0; 250,0; 355,0; 500,0; 710,0; 1000; 1400; 2000; 2800; 4000; 5600; 8000; 11 200; 16 000; 22 400; 31 500; 45 000; 63 000.

Кратковременные пиковые моменты $T_{пик}$ могут возникнуть, например, при пуске конвейера. Источник их – максимальный момент двигателя

$$T_{дв.max} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}} \left(\frac{T_{max}}{T_{ном}} \right), \qquad (4.17)$$

где $P_{дв}$ – мощность двигателя, кВт; $n_{дв}$ – частота вращения, мин$^{-1}$; $(T_{max}/T_{ном})$ – кратность максимального момента двигателя, указываемая в каталогах.

Максимальный момент двигателя создает на валу колеса K-й зубчатой пары пиковый момент

$$T_{k\,пик} = T_{дв.max} i_k \eta_k, \qquad (4.18)$$

где i_k – передаточное отношение между валом двигателя и валом k-го колеса рассчитываемой пары; η_k – КПД соответствующего участка кинематической цепи.

Помимо вращающих моментов на концы тихоходного и быстроходного валов могут действовать консольные силы. Если насаженные на концы валов детали известны, то эти силы определяют расчетом по моменту и размерам деталей.

4.3. Формулы для расчета номинальных консольных сил

Место приложения сил	Расчетная формула
Быстроходный вал	$F_{1ном} = 125 \sqrt{\frac{T_{ном}}{i}}$
Тихоходный вал одноступенчатого зубчатого редуктора	$F_{2ном} = 125 \sqrt{T_{ном}}$
Тихоходный вал редукторов (за исключением одноступенчатых)	$F_{2ном} = 250 \sqrt{T_{ном}}$

Примечания: 1. В формулах момент $T_{ном}$ в Н · м;

2. Консольные силы, Н, считают приложенными в середине длины посадочной шейки вала; 3. i – передаточное отношение редуктора.

rusautomobile.ru

Если редуктор проектируют для неизвестного потребителя, причем консольные силы возможны, но величина их не задана, то номинальные консольные силы определяют по формулам табл. 4.3.

§ 4.4. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И СПОСОБЫ УПРОЧНЕНИЯ ЗУБЬЕВ

Зубчатые колеса передач и редукторов в большинстве случаев изготовляют из сталей, подвергнутых термическому или химико-термическому упрочнению. Чугуны применяют для малонагруженных или редко работающих передач, в которых габариты и масса не имеют определяющего значения. Ниже рассматриваются только стальные колеса.

Способы упрочнения зубчатых колес. Способы упрочнения выбирают в зависимости от требуемой несущей способности зубчатых колес, марки стали, оборудования и трудоемкости изготовления. Чем выше требуемая несущая способность, тем более качественные и дорогие стали и сложное оборудование приходится применять, вкладывать больше труда в каждый килограмм массы передачи; если же стоимость передачи отнести к нагрузочной способности, то это оказывается экономически оправданным. Поэтому следует применять наиболее эффективные способы упрочнения, доступные имеющимся производственным возможностям.

Основные способы упрочнения.

1. Нормализация. Позволяет получить лишь низкую нагрузочную способность. Используют для поковок и отливок из среднеуглеродистых сталей; сохраняет точность, полученную при механической обработке; передачи хорошо и быстро прирабатываются.

Область применения: редукторы больших размеров, индивидуальное производство, малонагруженные передачи.

2. Улучшение. Обеспечивает свойства, аналогичные получаемым при нормализации, но нарезание зубьев труднее из-за большей их твердости. Заготовки – средние по размерам поковки и отливки из среднеуглеродистых сталей.

Область применения: редукторы средних размеров и передачи с небольшими нагрузками.

3. Закалка. При нагреве ТВЧ дает среднюю нагрузочную способность при достаточно простой технологии. Из-за повышенной твердости зубьев передачи плохо прирабатываются; недостаток такой термообработки – потери одной-двух степеней точности вследствие коробления, величина которого зависит от применяемого оборудования и культуры производства.

rusautomobile.ru

Размеры зубчатых колес практически не ограничены. Необходимо учитывать, что при модулях, меньших 3 – 5 мм, зуб прокаливается насквозь.

Область применения – тихоходные передачи низкой точности. Сочетание шестерни, закаленной при нагреве ТВЧ, и улучшенного колеса вследствие проявления головочного эффекта дает бóльшую нагрузочную способность, чем улучшенная пара с той же твердостью колеса. Такая пара хорошо прирабатывается; ее применение предпочтительно, если нельзя обеспечить высокую твердость зубьев колеса, при скоростях $v \leqslant$ $\leqslant 12{,}5$ м/с.

4. Пламенная закалка. Обеспечивает такую же нагрузочную способность, как и закалка с нагревом ТВЧ, но коробление меньше – теряется одна степень точности. При этом способе требуется специальное оборудование, он отличается низкой производительностью.

Область применения: тяжелое машиностроение, передачи с большими модулями, низкие точности, индивидуальное производство.

5. Объемная закалка. Повышает нагрузочную способность до средней. Технология проста, коробление умеренное – теряется одна степень точности. Как и все твердые передачи, прирабатывается плохо.

Область применения: мелкие тихоходные зубчатые колеса низкой точности (например, ручные тали).

6. Цементация. Обеспечивает высокую нагрузочную способность и стабильность свойств; поверхности зуба насыщают углеродом до 0,8 – 1,1 % на глубину $0{,}20\, m_n$. Для цементации требуется специальное оборудование. Недостатки способа – большое коробление, потеря двух степеней точности.

Область применения – высоконагруженные передачи малых и средних размеров разных степеней точности.

7. Газовая нитроцементация. Обеспечивает весьма высокую несущую способность и стабильность свойств. По сравнению с обычной цементацией приводит к меньшему короблению – теряется одна степень точности. Толщина слоя насыщения в 1,5 раза меньше, чем при цементации, и не более 1 мм при $m_n \leqslant 8$ мм. Требуется дорогое уникальное оборудование, изготовляемое только для крупносерийного производства.

Область применения – небольшие зубчатые колеса крупносерийного и массового производства.

8. Азотирование. Обеспечивает высокую нагрузочную способность практически без коробления; необходимо специальное оборудование; процесс длительный (20 – 50 ч); тонкий

rusautomobile.ru

азотированный слой чувствителен к перекосам и ударам. Толщина слоя 0,2 – 0,5 мм при $m_n \leqslant 8$.

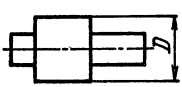
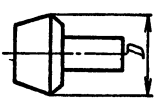
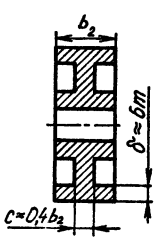
Область применения – быстроходные точные передачи, работающие без ударов.

9. Механическое упрочнение и электрополирование. Изломная прочность зубьев значительно повышается накаткой впадин, чеканкой, дробеструйной обработкой. Упрочнение достигает 40%. Электрополирование уничтожает тонкий дефектный слой, уменьшает шероховатость поверхности и дает небольшие завалы у концов зубьев, имитирующие бочкообразность.

Выбор марок сталей для зубчатых колес. В термически необработанном состоянии механические свойства всех сталей близки. Поэтому применение легированных сталей без термообработки недопустимо.

Прокаливаемость сталей различна: углеродистых – наименьшая, высоколегированных – наибольшая. Стали с плохой прокаливаемостью при больших сечениях нельзя термически обработать на высокую твердость. Поэтому марку стали для упрочняемых зубчатых колес выбирают с учетом их размеров, а именно диаметра вала-шестерни или червяка и наибольшей толщины сечения колеса с припуском на механическую обработку после нормализации или улучшения (табл. 4.4).

4.4. Размеры, мм, определяющие механические свойства деталей

Червяк, вал-шестерня		Колесо
$D = d_a + 6$	$D = d_{ae} + 6$	$S = c$ или $S = \delta$
		

Примечание. При сплошных дисках колес $S = b_2$.

Механические свойства наиболее употребительных сталей с учетом размеров зубчатых колес приведены в табл. 4.5.

Для сталей, не включенных в табл. 4.5, предел прочности

rusautomobile.ru

4.5. Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр D, мм	Ширина S, мм	HB сердцевины	HRC поверхности	$\sigma_в$ МПа	$\sigma_т$ МПа	Термическая обработка
35	Любой	Любая	163 – 192	–	550	270	Нормализация
45	»	»	179 – 207	–	600	320	»
45	125	80	235 – 262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269 – 302	–	890	650	»
40Х	200	125	235 – 262	–	790	640	»
40Х	125	80	269 – 302	–	900	750	»
40Х	125	80	269 – 302	45 – 50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35ХМ	315	200	235 – 262	–	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	269 – 302	–	920	790	»
35ХМ	200	125	269 – 302	48 – 53	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40ХН	315	200	235 – 262	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269 – 302	–	920	750	»
40ХН	200	125	269 – 302	48 – 53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20ХН2М	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18ХГТ	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	То же
12ХН3А	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	»
25ХГМ	200	125	300 – 400	56 – 63	1000	800	»
40ХН2МА	125	80	269 – 302	50 – 56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любая	163 – 207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207 – 235	–	680	440	Улучшение
40ГЛ	315	200	235 – 262	–	850	600	»

определяют по формулам $\sigma_в \approx 3{,}5\,\overline{HB}$; $\sigma_в \approx 3{,}2\,\overline{HB}$, где первая формула – для высоколегированных цементуемых сталей, вторая – для всех других сталей.

При отсутствии данных усталостные характеристики сталей можно определить по формулам

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в; \qquad (4.19)$$

$$\tau_{-1} \approx 0{,}6\sigma_{-1}. \qquad (4.20)$$

Для унификации марок сталей в производстве и для упрощения изготовления запасных частей марки стали рекомендуется выбирать из следующего сортамента:

1) нормализация – 35, 45, 35Л;

2) улучшение – 45, 40Х, 35ХМ, 40ХН, 45Л, 40ГЛ;

3) закалка при нагреве ТВЧ – 35ХМ, 40ХН, 50ХН, 58; применение углеродистых сталей типа 45 недопустимо;

4) пламенная закалка – 35ХМ, 40ХН;

rusautomobile.ru

5) объемная закалка – 45, 40Х, 35ХМ, 40ХН;
6) цементация – 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 18Х2Н4ВА;
7) газовая нитроцементация – 25ХГМ;
8) азотирование (мягкое) – 40ХН2МА.

§ 4.5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Допускаемые напряжения при расчете на выносливость получают делением значений пределов длительной выносливости $\sigma^0_{H\,\lim}$ и $\sigma^0_{F\,\lim}$ на коэффициенты безопасности S_H и S_F (табл. 4.6).

Обеспечить контактную равнопрочность зубчатых колес в паре удается очень редко. Поэтому необходимо найти лимитирующее зубчатое колесо пары, для которого допускаемое контактное напряжение меньше.

Если коэффициент долговечности $K_{Hд} = 1$, то лимитирует колесо, и допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 2}}{S_H}. \qquad (4.21)$$

Если $HB_1 - HB_2 \geqslant 100$ («высокий перепад твердостей»), то для прямозубых передач $[\sigma_H]$ определяют по формуле (4.21), а для косозубых

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 2}}{S_H} 1{,}15. \qquad (4.22)$$

При высоком перепаде твердостей рекомендуется принимать $HRC_1 = 45 \div 50$; $HB_2 = 269 \div 302$. Если коэффициент долговечности $K_{Hд} \leqslant 1$, то при $\overline{HB}_1 > \overline{HB}_2 \sqrt[9]{u}$ лимитирует колесо; если $\overline{HB}_1 \leqslant \overline{HB}_2 \sqrt[9]{u}$, то лимитирует шестерня. При одинаковых твердостях шестерни и колеса допускаемое напряжение для прямозубых и косозубых передач определяют по формуле (4.21).

При высоком перепаде твердостей $[\sigma_H]$ для прямозубых передач определяют по формуле (4.21), а для косозубых – по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 2}}{S_H} \frac{1{,}27}{\sqrt[10]{u}}. \qquad (4.23)$$

Если лимитирует шестерня, то при определении $[\sigma_H]$ в формулу (4.21) подставляют $\sigma^0_{H\,\lim 1}$.

Пример. 1. Определить допускаемое контактное напряжение для расчета косозубой пары с высоким перепадом твердости при $HRC_1 = 45 \div 50$, $HB_2 =$

rusautomobile.ru

4.6. Пределы выносливости и коэффициенты безопасности

Термическая обработка	Твердость зубьев HRC: на поверхности	Твердость зубьев HRC: в сердцевине	Стали	$\sigma^0_{H\lim}$**, МПа	S_H	$\sigma^0_{F\lim}$**, МПа	S_F	$[\sigma_{H\max}]$**, МПа	$[\sigma_{F\max}]$**, МПа
Нормализация. Улучшение	*HB* 180–350		40; 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.	$2\,\overline{HB}+70$	1,1	$1{,}8\,\overline{HB}$	1,75	$2{,}8\,\sigma_т$	$2{,}7\,\overline{HB}$
Объемная закалка	45–55		40Х; 40ХН; 35ХМ и др.	$18\,\overline{HRC}+150$		500			1400
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geqslant 3$)	56–63	25–35	58; У7	$17\,\overline{HRC}^{пов}+200$	1,2	630	1,75	$40\,\overline{HRC}^{пов}$	1260
	42–50		40Х; 35ХМ; 40ХН и др.			420			
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$) *	42–50	42–50	40Х; 35ХМ; 40ХН и др.			375			1430
Азотирование	*HV* 550–750	24–40	40Х; 40ХФА; 40ХН2МА и др.	1050		$10\,\overline{HRC}^{серд}+240$		$30\,\overline{HRC}^{пов}$	1000
Цементация и закалка	56–63		Цементуемые стали всех марок	$23\,\overline{HRC}^{пов}$		600		$40\,\overline{HRC}^{пов}$	1200
		30–43	20ХН2М; 12ХН3А			710	1,55		
Нитроцементация и закалка	56–63	30–43	25ХГМ	$23\,\overline{HRC}^{пов}$	1,2	750	1,55	$40\,\overline{HRC}^{пов}$	1520

* Распространяется на все сечение зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

** Значения определяют по средней твердости зубьев. $HRC^{пов}$ – твердость поверхности зуба, $HRC^{серд}$ – твердость сердцевины зуба.

rusautomobile.ru

$= 269 \div 302$ и передаточном числе $u = 4$, работающей при коэффициенте долговечности колеса $K_{HД} < 1$.

По табл. 4.6

$$\sigma^0_{H\,\lim 2} = 2\overline{HB}_2 + 70 = 2\,\frac{269 + 302}{2} + 70 = 641 \text{ МПа}.$$

По формуле (4.23) и табл. 4.6

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 2}}{S_H}\,\frac{1{,}27}{\sqrt[10]{u}} = \frac{641}{1{,}1}\,\frac{1{,}27}{\sqrt[10]{4}} = 643 \text{ МПа}.$$

2. Определить допускаемое контактное напряжение для расчета прямозубой пары при $HB_1 = 235 \div 262$; $HB_2 = 207 \div 235$ и передаточном числе $u = 5$, работающей при коэффициенте долговечности $K_{HД} < 1$.

$$\overline{HB}_1 = \frac{235 + 262}{2} = 248{,}5; \quad \overline{HB}_2 = \frac{207 + 235}{2} = 221;$$

$$\overline{HB}_2\sqrt[9]{u} = 221\sqrt[9]{5} = 264 > \overline{HB} = 248{,}5,$$

следовательно, лимитирует шестерня.

По табл. 4.6

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 1}}{S_H} = \frac{2\overline{HB}_1 + 70}{S_H} = \frac{2 \cdot 248{,}5 + 70}{1{,}1} = 515 \text{ МПа}.$$

При определении модуля с надежностью, достаточной для практических расчетов, можно принимать, что лимитирует колесо, если его твердость меньше твердости шестерни, и лимитирует шестерня, если твердости равны.

Допускаемое напряжение изгиба при работе только одной стороной зуба

$$[\sigma_F] = \sigma^0_{F\,\lim}/S_F. \qquad (4.24)$$

Предел длительной выносливости $\sigma^0_{F\,\lim}$ лимитирующего зубчатого колеса и запас прочности определяют по табл. 4.6.

При реверсивной работе обеими сторонами допускаемое напряжение, полученное по формуле (4.24), умножают на 0,8.

Пример. Определить допускаемое напряжение для азотированной пары, работающей с реверсом нагрузки. Так как твердости пары равны, то расчет ведут по шестерне. Так как $HRC_1^{\text{серд}} = 24 \div 40$, то $HRC_1^{\text{серд}} = \dfrac{24 + 40}{2} = 32$.

По табл. 4.6 с учетом указания к формуле (4.24) при реверсивной работе

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\,\lim 1}}{S_F}\,0{,}8 = \frac{10\overline{HRC}_1^{\text{серд}} + 240}{S_F}\,0{,}8 = \frac{10 \cdot 32 + 240}{1{,}75}\,0{,}8 = 256 \text{ МПа}.$$

Если в графике нагрузки имеются кратковременные пиковые моменты, не менее чем вдвое превышающие наибольший момент нормально протекающего технологического процесса T_{max}, то допускаемые напряжения для проверки статической прочности определяют по табл. 4.6.

rusautomobile.ru

§ 4.6. КОЭФФИЦИЕНТЫ НАГРУЗКИ

Фактическую нагрузку в зацеплении определяют с учетом неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца и с учетом ударов. Для этого эквивалентный момент умножают на коэффициент нагрузки K_H при расчете на контактную выносливость и K_F – при расчете на изгибную выносливость.

Коэффициенты нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}; \qquad (4.25)$$

$$K_F = K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}. \qquad (4.26)$$

При расчете прямозубых передач на контактную выносливость коэффициент распределения нагрузки $K_{H\alpha} = 1$; для косозубых и шевронных передач $K_{H\alpha}$ определяют по графику (рис. 4.7).

При расчете прямозубых передач на изгибную выносливость $K_{F\alpha} = 1$; для косозубых и шевронных передач значения $K_{F\alpha}$ при $\beta > 0°$ следующие:

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

При определении коэффициента концентрации нагрузки K_β различают начальный коэффициент концентрации K^0_β, имеющий место до приработки зубьев, и рабочий коэффициент концентрации $K_\beta \leqslant K^0_\beta$ – после приработки.

Если твердость колеса $HB_2 \leqslant 350$, то передача прирабатывается, если $HRC_2 \geqslant 40$, то она считается неприрабатывающейся.

При расчете цилиндрических передач на контактную выносливость при твердости колеса $HB_2 \leqslant 350$

$$K_{H\beta} = K^0_{H\beta}(1 - x) + x \geqslant 1{,}05; \qquad (4.27)$$

для конических передач с круговыми зубьями

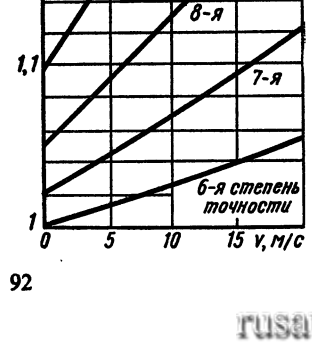


Рис. 4.7. График для определения $K_{H\alpha}$ косозубых и шевронных передач. Степени точности – по нормам плавности работы (ГОСТ 1643–81)

rusautomobile.ru

$$K_{H\beta} = \sqrt{K^0_{H\beta}(1 - x) + x} \geqslant 1{,}1. \quad (4.28)$$

Коэффициент режима

$$x = \sum \frac{T_i}{T_{max}} \frac{N_i}{N}. \quad (4.29)$$

Если частота вращения переменна, то N_i вычисляют по формуле (4.3), а N – по формуле (4.4).

Для типовых графиков нагрузки значение коэффициентов режима x приведены в табл. 4.1.

При расчете на контактную выносливость и при твердости колеса $HRC_2 \geqslant 40$ для цилиндрических передач

$$K_{H\beta} = K^0_{H\beta}; \quad (4.30)$$

для конических передач с круговыми зубьями

$$K_{H\beta} = \sqrt{K^0_{H\beta}} \geqslant 1{,}2. \quad (4.31)$$

Значение начальных коэффициентов концентрации $K^0_{H\beta}$ находят по табл. 4.7 в зависимости от расположения передачи (рис. 4.8) и твердости колеса.

4.7. Значения коэффициента $K^0_{H\beta}$

b/d_1 (b/d_{m1})	Твердость поверхностей зубьев *	Схема передачи (см. рис. 4.8)							
		1	*2*	*3*	*4*	*5*	6	7	8
0,2	а	1,7	1,4	1,3	1,18	1,08	1,05	1,05	1,05
	б	1,35	1,2	1,15	1,09	1,05	1,05	1,05	1,05
0,4	а	2,4	1,9	1,6	1,36	1,2	1,12	1,08	1,05
	б	1,7	1,45	1,3	1,18	1,1	1,06	1,05	1,05
0,6	а	3,1	2,4	2,0	1,6	1,34	1,24	1,14	1,06
	б	2,05	1,7	1,5	1,3	1,17	1,12	1,07	1,05
0,8	а	4,0	3,0	2,4	1,86	1,54	1,4	1,26	1,1
	б	2,5	2,0	1,7	1,43	1,27	1,2	1,13	1,05
1,0	а	–	3,6	2,8	2,12	1,8	1,6	1,4	1,2
	б	–	2,3	1,9	1,56	1,4	1,3	1,2	1,1
1,2	а	–	–	3,2	2,44	2,08	1,8	1,6	1,3
	б	–	–	2,1	1,72	1,54	1,4	1,3	1,15
1,4	а	–	–	–	2,8	2,4	2,0	1,8	1,42
	б	–	–	–	1,9	1,7	1,52	1,4	1,21
1,6	а	–	–	–	–	2,8	2,4	2,0	1,6
	б	–	–	–	–	1,9	1,7	1,5	1,3

* а – $HB_2 \leqslant 350$; б – $HRC_2 \geqslant 40$.

Примечание. Для цилиндрических передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$; для конических передач $\frac{b}{d_{m1}} = 0{,}166\sqrt{u^2 + 1}$.

rusautomobile.ru

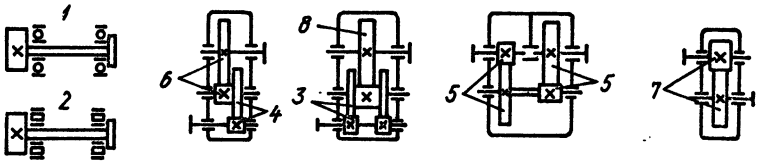


Рис. 4.8. Схемы расположения передач

При расчете цилиндрических передач на изгибную выносливость и твердости колеса $HB_2 \leqslant 350$

$$K_{F\beta} = K^0_{F\beta}(1 - x) + x \geqslant 1{,}04. \qquad (4.32)$$

Для конических передач с круговыми зубьями

$$K_{F\beta} = \sqrt{K^0_{F\beta}(1 - x) + x} \geqslant 1{,}08. \qquad (4.33)$$

При твердости колеса $HRC_2 \geqslant 40$ для цилиндрических передач

$$K_{F\beta} = K^0_{F\beta}; \qquad (4.34)$$

для конических передач с круговыми зубьями

$$K_{F\beta} = \sqrt{K^0_{F\beta}} \geqslant 1{,}15. \qquad (4.35)$$

4.8. Значения коэффициента $K^0_{F\beta}$

b/d_1 (b/d_{m1})	Твердость поверхностей зубьев *	Схема передачи (см. рис. 4.8)							
		1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*
0,2	а	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	б	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	а	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	б	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	а	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	б	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	а	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	б	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	а	—	2,8	2,28	1,82	1,6	1,46	1,31	1,16
	б	—	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	а	—	—	2,54	2,04	1,8	1,6	1,46	1,23
	б	—	—	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	а	—	—	—	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	б	—	—	—	1,67	1,53	1,4	1,31	1,16
1,6	а	—	—	—	—	2,23	2,01	1,74	1,46
	б	—	—	—	—	1,67	1,53	1,38	1,23

Примечание. См. примечание и сноску к табл. 4.7.

rusautomobile.ru

Значения начальных коэффициентов концентрации $K^0_{F\beta}$ находят по табл. 4.8 в зависимости от расположения передачи (см. рис. 4.8) и твердости колеса.

Коэффициент динамичности K_v для зубчатых передач всех видов определяют в зависимости от скорости v (для конических передач v_m на среднем диаметре d_m), степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев.

При проектном расчете окружные скорости цилиндрических передач внешнего и внутреннего зацепления

$$v' \approx \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_{2\max}}{u^2 \psi_a}}; \qquad (4.36)$$

конических передач

$$v'_m \approx \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_{2\max}}{u^2}}. \qquad (4.37)$$

Здесь n_1 – частота вращения шестерни, мин$^{-1}$; C_v – коэффициент, принимаемый по табл. 4.9; $T_{\max}$ – вращающий момент на валу колеса, Н·мм; u – передаточное число.

4.9. Значения коэффициента C_v

Передача	Обработка				
	$У_1+У_2$	$ТВЧ_1+У_2$	$Ц_1+У_2$	$ТВЧ_1+ТВЧ_2$; $З_1+З_2$	$Ц_1+Ц_2$
Цилиндрическая:					
прямозубая	13	14	15,5	17,5	21
косозубая	15	16	17,5	19,5	23,5
Коническая с круговыми зубьями	10	10	11	11	13,5

Принятые обозначения. *У* – улучшение; *З* – закалка объемная; *ТВЧ* – закалка поверхностная при нагреве *ТВЧ*; *Ц* – цементация.

Степени точности по нормам плавности выбирают по табл. 4.10.

Коэффициенты динамичности при расчете на контактную выносливость принимают по табл. 4.11, на изгибную выносливость – по табл. 4.12.

rusautomobile.ru

4.10. Рекомендуемые степени точности

Передача	Скорость v (v_m), м/с			
	<5	5–8	8–12,5	>12,5
Цилиндрическая:				
прямозубая	9	8	7	6
косозубая	9	9	8	7
Коническая:				
прямозубая	8	7	–	–
с круговыми зубьями	9	9	8	7

4.11. Значения коэффициента K_{Hv}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев *	v, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	1,03 / 1,01	1,06 / 1,02	1,12 / 1,03	1,17 / 1,04	1,23 / 1,06	1,28 / 1,07
	б	1,02 / 1,00	1,04 / 1,00	1,07 / 1,02	1,1 / 1,02	1,15 / 1,03	1,18 / 1,04
7-я	а	1,04 / 1,02	1,07 / 1,03	1,14 / 1,05	1,21 / 1,06	1,29 / 1,07	1,36 / 1,08
	б	1,03 / 1,00	1,05 / 1,01	1,09 / 1,02	1,14 / 1,03	1,19 / 1,03	1,24 / 1,04
8-я	а	1,04 / 1,01	1,08 / 1,02	1,16 / 1,04	1,24 / 1,06	1,32 / 1,07	1,4 / 1,08
	б	1,03 / 1,01	1,06 / 1,01	1,1 / 1,02	1,16 / 1,03	1,22 / 1,04	1,26 / 1,05
9-я	а	1,05 / 1,01	1,1 / 1,03	1,2 / 1,05	1,3 / 1,07	1,4 / 1,09	1,5 / 1,12
	б	1,04 / 1,01	1,07 / 1,01	1,13 / 1,02	1,2 / 1,03	1,26 / 1,04	1,32 / 1,05

* а – $HB_2 \leqslant 350$; б – $HRC_2 \geqslant 40$.

Примечание. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

rusautomobile.ru

4.12. Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев *	v, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	1,06 / 1,02	1,13 / 1,05	1,26 / 1,10	1,40 / 1,15	1,58 / 1,20	1,67 / 1,25
	б	1,02 / 1,01	1,04 / 1,02	1,08 / 1,03	1,11 / 1,04	1,14 / 1,06	1,17 / 1,07
7-я	а	1,08 / 1,03	1,16 / 1,06	1,33 / 1,11	1,50 / 1,16	1,67 / 1,22	1,80 / 1,27
	б	1,03 / 1,01	1,05 / 1,02	1,09 / 1,03	1,13 / 1,05	1,17 / 1,07	1,22 / 1,08
8-я	а	1,10 / 1,03	1,20 / 1,06	1,38 / 1,11	1,58 / 1,17	1,78 / 1,23	1,96 / 1,29
	б	1,04 / 1,01	1,06 / 1,02	1,12 / 1,03	1,16 / 1,05	1,21 / 1,07	1,26 / 1,08
9-я	а	1,13 / 1,04	1,28 / 1,07	1,50 / 1,14	1,77 / 1,21	1,98 / 1,28	2,25 / 1,35
	б	1,04 / 1,01	1,07 / 1,02	1,14 / 1,04	1,21 / 1,06	1,27 / 1,08	1,34 / 1,09

Примечание. См. примечание и сноску к табл. 4.11.

§ 4.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Главные параметры цилиндрической передачи – межосевое расстояние a, передаточное число u, коэффициент ширины ψ_a, модуль m_n и угол наклона линии зуба β.

Передаточное число u определяют при разбивке общего передаточного отношения редуктора по ступеням (см. § 3.10). Коэффициент ширины ψ_a выбирают по указаниям § 3.9. Межосевое расстояние a, модуль m_n и угол наклона линии зуба определяют дальнейшим расчетом.

Межосевое расстояние (знак «плюс» – внешнее зацепление, знак «минус» – внутреннее)

rusautomobile.ru

$$a' = (u \pm 1)\sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]u}\right)^2 \frac{T'_p}{\psi_a}}, \qquad (4.38)$$

где $K = 270$ – для косозубых передач и $K = 315$ – для прямозубых; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, определяемое по указаниям § 4.5; $T'_p = T_{HE}K'_H = T_{max}K_{Hд}K'_H$ – расчетный момент, Н · мм; T_{max} – наибольший момент нормально протекающего технологического процесса; $K_{Hд}$ – коэффициент долговечности, определяемый по указаниям § 4.3; K'_H – коэффициент нагрузки, определяемый по указаниям § 4.6.

Полученное предварительное значение межосевого расстояния a' округляют до ближайшего значения согласно единому ряду главных параметров (см. с. 51) и принимают за окончательную величину a. Ширина колеса

$$b_2 = \psi_a a; \qquad (4.39)$$

ширина шестерни

$$b_1 \approx 1{,}12b_2. \qquad (4.40)$$

Значения b_1 и b_2 округляют в соответствии с единым рядом главных параметров (см. с. 51). Далее определяют фактическое контактное напряжение σ_H, чтобы удостовериться в отсутствии ошибок в вычислениях основных параметров и обеспечить полное использование материалов зубчатой пары.

Контактное напряжение

$$\sigma_H = K\frac{u \pm 1}{au}\sqrt{\frac{u \pm 1}{b_2}T_p}. \qquad (4.41)$$

Коэффициент нагрузки K_H уточняют по фактической скорости, м/с

$$v = \frac{2a\pi n_1}{(u \pm 1)\,60}. \qquad (4.42)$$

В этой формуле a в м.

Если в результате проверочного расчета σ_H окажется больше допускаемого $[\sigma_H]$, то при $K_{Hд} < 1$ это приведет к уменьшению ресурса пропорционально шестой степени относительного увеличения напряжения.

Например, получилось, что фактическое напряжение превышает допускаемое на 5%. Тогда ресурс зубчатой передачи существенно уменьшается – в $1{,}05^6 = 1{,}34$ раза. Поэтому превышения свыше 3% не следует допускать.

Если $\sigma_H/[\sigma_H] \leqslant 0{,}9$, то для более полного использования

rusautomobile.ru

материала целесообразно уменьшить коэффициент ширины ψ_a, приняв предыдущее стандартное значение (см. с. 52). Если $\sigma_H/[\sigma_H] \leqslant 0{,}85$, то лучше сохранить коэффициенты ширины ψ_a, но уменьшить межосевое расстояние a в соответствии с единым рядом главных параметров (см. с. 51). Если $\sigma_H/[\sigma_H] \leqslant 0{,}8$, то в расчете допущена ошибка – он должен быть проделан заново.

При наличии в спектре нагрузок пиковых моментов $T_{пик}$ (§ 4.3) проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев, определяя максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \frac{T_{пик}}{T_{\max} K_{Hд}} \leqslant [\sigma_{H\max}]. \qquad (4.43)$$

Значения $[\sigma_{H\max}]$ принимают по табл. 4.6. Если $\sigma_{H\max} > [\sigma_{H\max}]$ (что бывает очень редко), то межосевое расстояние определяют еще раз по формуле (4.38), принимая $[\sigma_H] = [\sigma_{H\max}]$ и $T_p = T_{пик} K_H$.

После уточнения основных параметров передачи определяют окружную силу

$$F_t = \frac{2T_{\max}}{d_2} = \frac{T_{\max}(u \pm 1)}{au}. \qquad (4.44)$$

Вычисляют модуль

$$m'_n = \frac{KF_t K_{Fд} K_F}{b[\sigma_F]}, \qquad (4.45)$$

где $K = 3{,}5$ – для косозубых передач и $K = 5$ – для прямозубых; $K_{Fд}$ – коэффициент долговечности по изгибу, определяемый по указаниям § 4.3; K_F – коэффициент нагрузки по изгибу, определяемый по указаниям § 4.6; b – ширина расчетного зубчатого колеса, т. е. того колеса, у которого твердость меньше (если твердости одинаковые, то рассчитывают шестерню); $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение, определяемое по § 4.5.

Полученное значение модуля округляют до ближайшего в соответствии с предпочтительным рядом модулей (см. с. 53). Минимальные значения модулей при твердости $HB \leqslant 350$ $m_n \geqslant 1$, при твердости $HRC \geqslant 40$ $m_n \geqslant 1{,}6$.

Суммарное число зубьев для прямозубых колес

$$z'_\Sigma = z_2 \pm z_1 = 2a/m. \qquad (4.46)$$

Полученное предварительное значение округляют до ближайшего меньшего целого числа и принимают за окончательное значение z_Σ. При этом угол зацепления увеличивается, и передача приобретает угловую коррекцию. Для обеспечения

rusautomobile.ru

нормального зацепления шестерню выполняют с относительным смещением

$$x_1 \approx \frac{z'_\Sigma - z_\Sigma}{2}. \quad (4.47)$$

Ответственные тяжело нагруженные прямозубые передачи всегда выполняют с угловой коррекцией (см. § 4.10).

Для определения суммарного числа зубьев косозубых колес предварительно находят угол наклона линии зуба β' из условия $\varepsilon_\beta \geqslant 1{,}12$

$$\beta' = \arcsin \frac{3{,}5m_n}{b_2}. \quad (4.48)$$

Суммарное число зубьев

$$z'_\Sigma = z_2 + z_1 = \frac{2a}{m_n}\cos\beta'. \quad (4.49)$$

Полученное значение z'_Σ округляют до ближайшего меньшего целого числа и принимают за окончательное значение z_Σ, затем уточняют угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos \frac{z_\Sigma m_n}{2a}. \quad (4.50)$$

В шевронных передачах предварительно принимают $\beta' = 30°$ и определяют z'_Σ по формуле (4.49). После округления определяют окончательное значение z_Σ по формуле (4.50).

Число зубьев шестерни

$$z'_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geqslant 13. \quad (4.51)$$

Округленное до ближайшего целого числа z'_1 принимают за окончательное значение z_1.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma \mp z_1. \quad (4.52)$$

При $z_1 < 17$ передачу выполняют с высотной коррекцией для исключения подрезания, повышения изломной прочности шестерни и уменьшения врезания шестерни в вал. Относительное смещение

$$x_1 = -x_2 \geqslant \frac{17 - z_1}{17} \leqslant 0{,}6. \quad (4.53)$$

rusautomobile.ru

После выбора модуля и определения чисел зубьев необходимо проверить фактические изгибные напряжения

$$\sigma_F = \frac{Y_F Y_\beta}{b m_n} F_t K_{F\text{д}} K_F, \tag{4.54}$$

где Y_F – коэффициент формы зуба для внешнего зацепления, принимаемый по табл. 4.13 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_V и относительного смещения x;

$$z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \tag{4.55}$$

Для колес с внутренним зацеплением коэффициент Y_F принимают согласно следующим данным:

z_2 или z_{v2}	40	45	50	56	63	71
Y_{F2}	4,02	3,95	3,88	3,84	3,80	3,75

Коэффициент наклона зуба

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}, \tag{4.56}$$

где β – угол подъема линии зуба, градусы (минуты и секунды переводят в доли градуса).

Напряжения изгиба определяют отдельно для колеса и шестерни. Фактические напряжения не должны превышать допускаемых больше чем на 5%.

4.13. Значения коэффициента Y_F для зубчатых колес внешнего зацепления

z_v или z_{vn}	x								
	−0,5	−0,4	−0,25	−0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	3,68	3,46
16	–	–	–	–	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	–	–	–	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	–	–	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,68	3,58	3,54	3,49	3,44
60	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,55	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
180	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56	3,56
>180	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

rusautomobile.ru

При наличии пиковых моментов проверяют статическую прочность зубьев на изгиб:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{пик}}{T_{\max} K_{Fд}} \leqslant [\sigma_{F\max}]. \qquad (4.57)$$

Значения $[\sigma_{F\max}]$ принимают по табл. 4.6.

Пример. Определить основные параметры одиоступенчатого косозубого редуктора по следующим исходным данным: $T_{\max} = 1400$ Н·м; $T_{пик} = 2800$ Н·м; $n_1 = 950$ мин$^{-1}$; $u = 5$; $t_\Sigma = 10\,000$ ч; график нагрузки 19 (см. табл. 4.2); материал зубчатых колес – 20ХНМ, цементация, закалка *HRC* 56 – 63, степень точности 8.

Предварительное межосевое расстояние по формуле (4.38)

$$a' = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H] u}\right)^2 \frac{T'_p}{\psi'_a}}.$$

Расчетный момент

$$T'_p = T_{\max} K_{Hд} K_H.$$

По табл. 4.2 класс нагрузки Н0,5. Коэффициент долговечности по формуле (4.7)

$$K_{Hд} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leqslant 1.$$

Коэффициент эквивалентности по табл. 4.1 $K_{HE} = 0{,}5$.
Твердости зубчатых колес одинаковы, и по § 4.5 лимитирует шестерня.
Наработка шестерни по формуле (4.10)

$$N = t_\Sigma \cdot 60 n_1 c = 10\,000 \cdot 60 \cdot 950 \cdot 1 = 5{,}7 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

База контактных напряжений по рис. 4.6 при *HRC* 60 $N_{HG} = 200 \cdot 10^6$ циклов. Тогда

$$K_{Hд} = 0{,}5 \sqrt[3]{\frac{570 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 0{,}71.$$

Коэффициент нагрузки по формуле (4.25)

$$K'_H = K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K'_{Hv}.$$

Предварительное значение окружной скорости по формуле (4.36)

rusautomobile.ru

$$v' = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_{max}}{u^2 \psi'_a}}.$$

Коэффициент ширины выбираем по табл. 3.3 § 3.9: $\psi'_a = 0{,}4$.
Коэффициент $C_v = 23{,}5$ по табл. 4.9, следовательно,

$$v' = \frac{950}{10^3 \cdot 23{,}5} \sqrt[3]{\frac{1400 \cdot 10^3}{5^2 \cdot 0{,}4}} = 2{,}1 \text{ м/с}.$$

Коэффициент распределения нагрузки по рис. 4.7 $K'_{H\alpha} = 1{,}065$.
Отношение ширины колеса к диаметру шестерни

$$\frac{b}{d_1} = \psi'_a \frac{u+1}{2} = 0{,}4 \frac{5+1}{2} = 1{,}2.$$

Коэффициент концентрации по формуле (4.34)

$$K_{H\beta} = K^0_{H\beta}.$$

Начальный коэффициент концентрации по табл. 4.7 $K^0_{H\beta} = 1{,}3$. Коэффициент динамичности по табл. 4.11: $K'_{Hv} = 1{,}01$; $K'_H = 1{,}065 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}01 = 1{,}40$. Тогда

$$T_p = 1400 \cdot 10^3 \cdot 0{,}71 \cdot 1{,}40 = 1392 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Допускаемое контактное напряжение по табл. 4.6

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\,lim}}{S_H} = \frac{23\overline{HRC}}{S_H} = \frac{23 \cdot 60}{1{,}2} = 1150 \text{ МПа};$$

$$a' = (5+1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{1150 \cdot 5}\right)^2 \frac{1392 \cdot 10^3}{0{,}4}} = 118{,}32 \text{ мм}.$$

Принимаем в соответствии с единым рядом главных параметров (см. с. 51) стандартное значение: $a = 125$ мм. Так как принятое межосевое расстояние больше необходимого и $\left(\frac{a'}{a}\right)^3 = \left(\frac{118{,}32}{125}\right)^3 = 0{,}85$, то уменьшаем коэффициеит ширины для лучшего использования материала зубчатых колес и принимаем $\psi_a = 0{,}315$. Ширина колеса $b_2 = a\psi_a = 125 \cdot 0{,}315 = 40$ мм.
Действительная скорость по формуле (4.42)

$$v = \frac{2a\pi n_1}{(u+1)60} = \frac{2 \cdot 0{,}125\pi \cdot 950}{(5+1)60} = 2{,}07 \text{ м/с}.$$

Так как $v \approx v'$, то $K_{H\alpha}$ и K_{Hv} не уточняем.
Окончательное значение коэффициента концентрации $K_{H\beta} = K^0_{H\beta} = 1{,}18$.
Окончательное значение коэффициента нагрузки $K_H = 1{,}065 \cdot 1{,}18 \cdot 1{,}01 = 1{,}27$.
Фактическое контактное напряжение

$$\sigma_H = 270 \frac{u+1}{au} \sqrt{\frac{u+1}{b_2} T_p} = 270 \frac{5+1}{125 \cdot 5} \sqrt{\frac{5+1}{40} 1400 \cdot 10^3 \cdot 0{,}71 \cdot 1{,}27} =$$

$$= 1130 \text{ МПа}.$$

rusautomobile.ru

Разница между фактическим и допускаемым напряжениями

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} 100 = \frac{1150 - 1130}{1150} 100 = 1{,}74\%.$$

Результат следует считать хорошим.

Наибольшее допускаемое контактное напряжение по табл. 4.6

$$[\sigma_{H\,\max}] = 40\overline{HRC} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа}.$$

Максимальное контактное напряжение по формуле (4.43)

$$\sigma_{H\,\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max} K_{H\text{д}}}} = 1130 \sqrt{\frac{2800 \cdot 10^3}{1400 \cdot 10^3 \cdot 0{,}71}} = 1900 < 2400 \text{ МПа}.$$

На этом заканчивают расчеты, связанные с контактной прочностью.

Следующий этап – определение модуля. Окружная сила по формуле (4.44)

$$F_t = \frac{T_{\max}(u+1)}{au} = \frac{1400 \cdot 10^3 (5+1)}{125 \cdot 5} = 13{,}44 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Модуль по формуле (4.45)

$$m_n = \frac{3{,}5 F_t K_{F\text{д}} K_F}{b_1 [\sigma_F]}.$$

Коэффициент долговечности по изгибу по формуле (4.14)

$$K_{F\text{д}} = K_{FE} \sqrt[9]{\frac{N}{N_{HG}}} \leqslant 1.$$

Коэффициент эквивалентности по изгибу по табл. 4.1 $K_{FE} = 0{,}715$.

База изгибных напряжений $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$. Отсюда

$$K_{F\text{д}} = 0{,}715 \sqrt[9]{\frac{570 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6}} = 1.$$

Коэффициент нагрузки по формуле (4.26)

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Коэффициент распределения нагрузки (см. с. 92) $K_{F\alpha} = 0{,}91$.

Коэффициент концентрации по табл. 4.8 при $\frac{b}{d_1} = 0{,}945$ $K^0_{F\beta} = 1{,}14$.

Коэффициент динамичности по табл. 4.11 $K_{Fv} = 1{,}01$; $K_F = 0{,}91 \cdot 1{,}14 \times$ $\times\ 1{,}01 = 1{,}05$.

Допускаемое напряжение на изгиб (см. табл. 4.6)

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\,\lim 1}}{S_F} = \frac{710}{1{,}55} = 458 \text{ МПа}.$$

rusautomobile.ru

Ширина шестерни по формуле (4.40)

$$b_1 = 1{,}12 b_2 = 1{,}12 \cdot 40 = 45 \text{ мм};$$

тогда

$$m'_n = \frac{3{,}5 \cdot 13440 \cdot 1 \cdot 1{,}05}{45 \cdot 458} = 2{,}4 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартный модуль (см. с. 53) $m_n = 2{,}5$ мм.

Следующий этап – определеиие чисел зубьев.

Угол подъема линии зуба по формуле (4.48)

$$\beta' = \arcsin \frac{3{,}5 m_n}{b_2} = \arcsin \frac{3{,}5 \cdot 2{,}5}{40} = 12°39'.$$

Суммарное число зубьев по формуле (4.49)

$$z'_\Sigma = z_2 + z_1 = \frac{2a}{m_n} \cos \beta' = \frac{2 \cdot 125}{2{,}5} \cos 12°39' = 97{,}58.$$

Принимаем $z_\Sigma = 97$.

Окончательный угол подъема линии зуба

$$\beta = \arccos \frac{z_\Sigma m_n}{2a} = \arccos \frac{97 \cdot 2{,}5}{2 \cdot 125} = \arccos 0{,}97 = 14°5'.$$

Фактический коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{m_n \pi} = \frac{40 \cdot 0{,}2431}{2{,}5\pi} = 1{,}24 > \varepsilon_{\beta\,\min} = 1{,}12.$$

Число зубьев шестерни по формуле (4.51)

$$z'_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1} = \frac{97}{5 + 1} = 16{,}17.$$

Принимаем $z = 16$.

Число зубьев колеса по формуле (4.52): $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 97 - 16 = 81$.

Фактическое передаточное число $u_\Phi = z_2/z_1 = 81/16 = 5{,}0625$.

Отклонение фактического передаточного числа от заданного

$$\Delta u = \frac{u_\Phi - u}{u} 100 = \frac{5{,}0625 - 5}{5} 100 = 1{,}25\% < 4\%.$$

Проверяем фактическое напряжение изгиба зубьев шестерни по формуле (4.54):

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} Y_\beta}{b_1 m_n} F_t K_{F\text{Д}} K_F.$$

rusautomobile.ru

Приведенное число зубьев по формуле (4.55)

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{16}{0{,}97^3} = 17{,}5.$$

Коэффициент формы зуба по табл. 4.13 $Y_{F1} = 4{,}20$.
Коэффициент наклона зуба по формуле (4.56)

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{14°,\ 1}{140} = 0{,}90.$$

Таким образом,

$$\sigma_{F1} = \frac{4{,}20 \cdot 0{,}90}{45 \cdot 2{,}5} 13\,440 \cdot 1 \cdot 1{,}05 = 474 \text{ МПа} > [\sigma_F].$$

Для уменьшения напряжения изгиба используем высотную коррекцию, принимая смещение $x_1 = -x_2 = 0{,}1$.
Новый коэффициент формы зуба находим по табл. 4.13 линейной интерполяцией: $Y_{F1x} = 4{,}05$.
Окончательное напряжение изгиба

$$\sigma_{F1} = \frac{4{,}05 \cdot 0{,}90}{45 \cdot 2{,}5} 13\,440 \cdot 1 \cdot 1{,}05 = 457 \text{ МПа} = [\sigma_F].$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2x} Y_\beta}{b_2 m_n} F_t K_{F\text{д}} K_F;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{81}{0{,}97^3} = 89.$$

С учетом отрицательного сдвига $x_2 = -0{,}1$ $Y_{F2x} = 3{,}61$;

$$\sigma_{F2} = \frac{3{,}61 \cdot 0{,}90}{40 \cdot 2{,}5} 13\,440 \cdot 1 \cdot 1{,}05 = 458 \text{ МПа} = [\sigma_F].$$

В данном примере удалось обеспечить изгибную равнопрочность шестерни и колеса при полном использовании несущей способности материала.
Наибольшее допускаемое напряжение на изгиб по табл. 4.6 $[\sigma_{F\,\max}] = 1200$ МПа.
Максимальное напряжение изгиба по формуле (4.57)

$$\sigma_{F\,\max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max} K_{F\text{д}}} = 458 \frac{2800 \cdot 10^3}{1400 \cdot 10^3 \cdot 1} = 916 < 1200 \text{ МПа}.$$

Окончательные основные параметры редуктора: $a = 125$ мм; $u = 5$; $\psi_a = 0{,}315$; $b_1 = 45$ мм; $b_2 = 40$ мм; $m_n = 2{,}5$ мм; $z_1 = 16$; $z_2 = 81$; $\beta = 14°5'$; $x_1 = -x_2 = 0{,}1$.

Открытые цилиндрические передачи выполняют прямозубыми. Они работают с небольшими скоростями, как правило, менее 1 м/с. Такие передачи прирабатываются при всех твердостях, но изготовляют их в большинстве случаев из нормализованных или улучшенных сталей. В процессе работы

rusautomobile.ru

открытые передачи интенсивно изнашиваются, что определяет особенности их расчета.

Открытые передачи конструируют узкими, с коэффициентом ширины $\psi_a = 0{,}1 \div 0{,}2$. Коэффициенты долговечности $K_{H\text{д}}$ и $K_{F\text{д}}$ принимают равными единице. Межосевое расстояние передачи a определяют из расчета на контактную прочность по формуле (4.38). При этом коэффициенты распределения нагрузки $K_{H\alpha}$ и коэффициент динамичности K_{Hv} считают равными единице.

Износ открытых передач обычно допускается до 25% первоначальной толщины зубьев, считая по делительной окружности. Это примерно соответствует заострению зубьев. Прочность на изгиб при этом снижается вдвое. Поэтому допускаемое напряжение, определенное по формуле (4.24), уменьшают вдвое. Модуль определяют по формуле (4.45).

Реечные передачи. Должны быть известны: F_t – осевая сила на рейке, она же касательная сила на шестерне; v – скорость рейки.

Предварительное значение делительного диаметра

$$d'_1 = \frac{480}{[\sigma_H]} \sqrt{\frac{F_t K_H}{\psi_d}}. \qquad (4.58)$$

Коэффициент ширины $\psi_d = b/d = 0{,}4 \div 0{,}8$.

Предварительное значение модуля

$$m' = \frac{4{,}5 F_t K_F}{\psi_d d'_1 [\sigma_F]}. \qquad (4.59)$$

Число зубьев шестерни

$$z'_1 = d'_1/m \geqslant 12. \qquad (4.60)$$

После округления z'_1 до целого числа уточняют

$$d_1 = m z_1. \qquad (4.61)$$

§ 4.8. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель геометрического расчета – определение делительных диаметров d, диаметров вершин d_a и диаметра впадин зубьев d_f. Для расчета необходимо знать межосевое расстояние a, числа зубьев z_1 и z_2, модуль m_n, угол подъема линии зуба β и коэффициенты смещения x_1 и x_2.

Параметры некорригированных или с высотной коррекцией передач:

rusautomobile.ru

делительный диаметр

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}; \tag{4.62}$$

диаметр вершин зубьев

$$d_a = d + 2m_n(1 + x); \tag{4.63}$$

при высотной коррекции $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ и $x_2 = -x_1$;

диаметр впадин зубьев

$$d_f = d - 2m_n(1{,}25 - x); \tag{4.64}$$

для колеса с внутренним зацеплением:

$$d_{a2} = d_2 - 2m(1 - x_2); \tag{4.65}$$

$$d_{f2} = d_2 + 2m(1{,}25 + x_2); \tag{4.66}$$

при высотной коррекции внутреннего зацепления $x_1 = x_2$.

Делительные диаметры должны удовлетворить условиям: для внешнего зацепления

$$d_1 + d_2 = 2a; \tag{4.67}$$

для внутреннего зацепления

$$d_2 - d_1 = 2a. \tag{4.68}$$

Геометрический расчет при угловой коррекции см. § 4.10.

Пример. Определить основные размеры зубчатых колес для примера из § 4.7. Имеем: $a = 125$ мм; $m_n = 2{,}5$ мм; $z_1 = 16$; $z_2 = 81$; $\beta = 14°5'$; $\cos\beta = 0{,}97$; $x_1 = -x_2 = 0{,}1$.

Делительные диаметры по формуле (4.62)

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 16}{0{,}97} = 41{,}237 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 81}{0{,}97} = 208{,}763 \text{ мм}.$$

Проверяем условие (4.67):

$$d_1 + d_2 = 41{,}237 + 208{,}763 = 250 = 2 \cdot 125 \text{ мм} = 2a.$$

Диаметры вершин зубьев по формуле (4.63)

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n(1 + x_1) = 41{,}237 + 2 \cdot 2{,}5(1 + 0{,}1) = 46{,}737 \text{ мм};$$
$$d_{a2} = d_2 + 2m_n(1 + x_2) = 208{,}763 + 2 \cdot 2{,}5(1 - 0{,}1) = 213{,}263 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев по формуле (4.64)

$$d_{f1} = d_1 - 2m_n(1{,}25 - x_1) = 41{,}237 - 2 \cdot 2{,}5(1{,}25 - 0{,}1) = 35{,}487 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = d_2 - 2m_n(1{,}25 - x_2) = 208{,}763 - 2 \cdot 2{,}5(1{,}25 + 0{,}1) = 202{,}013 \text{ мм}.$$

rusautomobile.ru

§ 4.9. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Окружную силу F_t определяют по формуле (4.44). Схема для определения составляющих сил приведена на рис. 4.9.

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\beta. \tag{4.69}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta}; \tag{4.70}$$

при отсутствии угловой коррекции $\operatorname{tg}\alpha_n = \operatorname{tg}20° = 0{,}364$.

Нормальная сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_n \cos\beta}. \tag{4.71}$$

В прямозубых передачах $\operatorname{tg}\beta = 0$ и $\cos\beta = 1$.

Пример. Определить составляющие силы в зацеплении из предыдущего примера.

Окружная сила $F_t = 13{,}44 \cdot 10^3$ Н.

Осевая сила по формуле (4.69)

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\beta = 13{,}44 \cdot 10^3 \operatorname{tg}14°5' = 3{,}37 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Радиальная сила по формуле (4.70)

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta} = 13{,}44 \cdot 10^3 \frac{0{,}364}{0{,}97} = 5{,}04 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Нормальная сила по формуле (4.71)

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_n \cos\beta} = \frac{13{,}44 \cdot 10^3}{\cos 20° \cdot 0{,}97} = 14{,}74 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

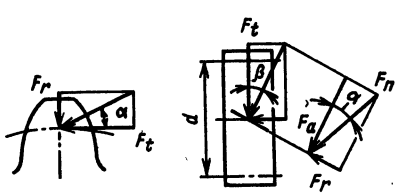


Рис. 4.9. Силы в зацеплении цилиндрических передач

rusautomobile.ru

§ 4.10. ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, НАРЕЗАННЫХ СО СМЕЩЕНИЕМ ПРОИЗВОДЯЩЕГО ИСХОДНОГО КОНТУРА [1]

Нарезание зубчатых колес методом обката со смещением производящего контура применяют для устранения подрезания зуборезным инструментом ножек зубьев шестерни (с $z < 17$) и головок зубьев колеса с внутренними зубьями или его интерференции с зубьями шестерни, а также для того, чтобы увеличить нагрузочную способность передачи, выполнить передачу с заданным межосевым расстоянием (не равным делительному), уменьшить глубину врезания зубьев шестерни в тело

4.14. Формулы для определения основных размеров прямозубых передач внешнего зацепления с цилиндрическими зубчатыми колесами, нарезанными со смещением производящего контура

Параметр	Формула
Межосевое расстояние	$a_w = \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + x_\Sigma - \Delta y\right) m$
Диаметр окружности вершин зубьев	$d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)\, m$
Диаметр окружности впадин зубьев	$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)\, m$
Угол зацепления	Определяют по рис. 4.12 в зависимости от величины $\frac{1000 x_\Sigma}{z_1 + z_2}$

Примечание. Коэффициент уравнительного смещения Δy определяют по рис. 4.13 в зависимости от величины $\frac{1000 x_\Sigma}{z_1 + z_2}$ или по рис. 4.15 в зависимости от величины $\frac{1000 y}{z_1 + z_2}$; $x_\Sigma = x_1 + x_2$.

[1] Производящему исходному контуру соответствуют впадины исходного контура цилиндрических зубчатых колес (ГОСТ 13755–81 и СТ СЭВ 308–76).

rusautomobile.ru

вала (при нарезании вала-шестерни), восстановить изношенные поверхности зубьев колеса.

Производящий контур смещают обычно при нарезании прямозубых цилиндрических колес и реже – косозубых, так как по изгибной прочности косой зуб прочней прямого, а заданное межосевое расстояние a_w можно обеспечить выбором соответствующего угла наклона зубьев. Смещение при нарезании конических колес также применяют редко, так как требуемого результата можно достичь изменением величины конусного расстояния.

В передачах с цилиндрическими колесами, нарезанными со смещением производящего контура, угол зацепления α_{tw} не равен углу профиля производящего контура α_t. При этом суммарный коэффициент смещения

$$x_\Sigma = x_2 \pm x_1. \qquad (4.72)$$

4.15. Формулы для определения основных размеров прямозубых передач внутреннего зацепления с цилиндрическими зубчатыми колесами, нарезанными со смещением производящего контура

Параметр	Формула
Межосевое расстояние	$a_w = \left(\frac{z_2 - z_1}{2} + x_\Sigma - \Delta y\right) m$
Диаметр окружности вершин зубьев шестерни	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)\, m$
Диаметр окружности вершин зубьев колеса	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 - \Delta y)\, m$ Величина d_{a2} должна быть проверена на отсутствие пересечения с переходной кривой шестерни
Диаметр окружности впадин зубьев шестерни	При нарезании инструментом реечного типа $d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m$ При нарезании долбяком $d_{f1} = 2a_{w01} - d_{a01}$
Диаметр окружности впадин зубьев колеса	$d_{f2} = 2a_{w02} + d_{a02}$
Угол зацепления	Определяют по рис. 4.12 в зависимости от величины $\frac{1000x_\Sigma}{z_2 - z_1}$

Примечание. См. примечание к табл. 4.14.

rusautomobile.ru

Межосевое расстояние не равно делительному ($a_w \neq a$). Величину

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a_w - 0{,}5m(z_2 \pm z_1)}{m} \tag{4.73}$$

называют коэффициентом воспринимаемого смещения. Разность

$$\Delta y = x_\Sigma - y = x_2 \pm x_1 - y \tag{4.74}$$

называют коэффициентом уравнительного смещения.

В формулах (4.72) – (4.74) знак „плюс" для внешнего зацепления, знак „минус" – для внутреннего.

Если $x_\Sigma = 0$, то угол зацепления равен углу профиля производящего контура ($\alpha_{tw} = \alpha_t$) и $a_w = a$.

Формулы для определения основных размеров передач с цилиндрическими колесами, нарезанными со смещением, приведены в табл. 4.14 и 4.15.

Устранение подрезания ножек зубьев колеса. При окончании нарезания зубчатых колес, изготовляемых методом обката без смещения производящего контура, делительная поверхность обрабатываемого зубчатого колеса катится без скольжения по делительной поверхности производящего контура. При нарезании методом обката прямозубых колес с числом зубьев меньше 17 стандартным инструментом реечного типа с углом профиля $\alpha_t = 20°$ головки зубьев режущего инструмента подрезают ножки зубьев колеса. Для устранения этого явления необходимо положительное смещение инструмента (производящего контура) – увеличение расстояния между делительной плоскостью производящего контура и центром заготовки. Величина смещения определяется произведением $x_{\min} m_t$, где $x_{\min}$ – коэффициент смещения, необходимый для устранения подрезания; m_t – торцовый модуль (у прямозубых колес $m_t = m$);

$$x_{\min} = h_l^* - h_a^* - \frac{z \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta}, \tag{4.75}$$

где h_l^* – коэффициент граничной высоты; h_a^* – коэффициент высоты головки зуба; α_t – угол профиля производящего контура; β – угол наклона линии зуба. При $\alpha_t = 20°$ $h_l^* - h_a^* = 1$. Если $\beta = 0°$ (прямозубые колеса) и $\alpha_t = 20°$, то

$$x_{\min} = (17 - z)/17, \tag{4.76}$$

где z – число зубьев нарезаемого колеса.

rusautomobile.ru

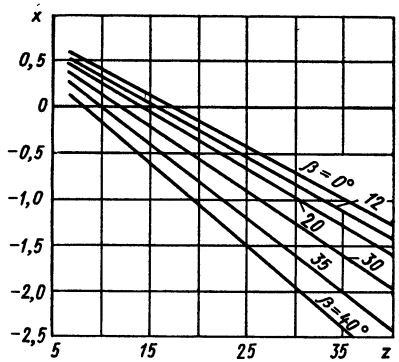


Рис. 4.10. График для определения коэффициента смещения, при котором отсутствует подрезание зубьев

На рис. 4.10 приведен график для определения положительных значений коэффициента смещения в зависимости от z и β для $\alpha_t = 20°$ и максимального отрицательного коэффициента смещения (к центру заготовки), при котором не происходит подрезания ножек зубьев.

Ножки зубьев колес не подрезаются долбяками, если

$$0{,}5\sqrt{d_{a0}^2 - d_0^2 \cos^2 \alpha_{tw0}} \leqslant a_{w0} \sin \alpha_{tw0}, \qquad (4.77)$$

где d_{a0} – диаметр окружности вершин зубьев долбяка; d_0 – диаметр делительной окружности долбяка; α_{tw0} – угол станочного зацепления (угол зацепления долбяка с нарезаемым колесом); a_{w0} – межосевое расстояние в станочном зацеплении (между долбяком и нарезаемым колесом);

$$a_{w0} = 0{,}5 m_t (z_0 + z) \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw0}}, \qquad (4.78)$$

где z_0 – число зубьев долбяка; z – число зубьев нарезаемого колеса.

Если условие (4.77) не выполняется, то $x_{\min}$ определяют из выражения

$$x_{\min} = (0{,}5\sqrt{d_{a0}^2 - d_0^2 \cos \alpha_{tw0}} - a_{w0} \sin \alpha_{tw0}) \frac{\sin \alpha_{tw0}}{m_t}. \qquad (4.79)$$

При нарезании долбяками колес с внутренними зубьями, эвольвентный участок которых доходит до основной окружности, подрезание эвольвенты на головках зубьев отсутствует, если

$$d_a \geqslant 2\sqrt{\frac{d^2 \cos \alpha_t}{4} + (a_{w0} \sin \alpha_t)^2}, \qquad (4.80)$$

rusautomobile.ru

где d_a – диаметр окружности вершин зубьев нарезаемого колеса; d – делительный диаметр нарезаемого колеса.

Если условие (4.80) не выполняется, то следует увеличить d_a.

Увеличение нагрузочной способности передачи. Нагрузочная способность (по контактным напряжениям) прямозубых колес, изготовленных со смещением, возрастает до

$$T_x = T\frac{\sin 2\alpha_{tw}}{\sin 2\alpha_t}, \qquad (4.81)$$

где T_x и T – допускаемые вращающие моменты для передач колесами, нарезанными соответственно со смещением и без смещения производящего контура; α_{tw}, α_t – углы зацепления передачи соответственно со смещением и без смещения.

Коэффициенты смещения x_1 и x_2 можно выбирать по рис. 4.11 (при $\alpha_{tw} \approx 25°40'$ и равных высотах головок $h_{a1} = h_{a2}$)

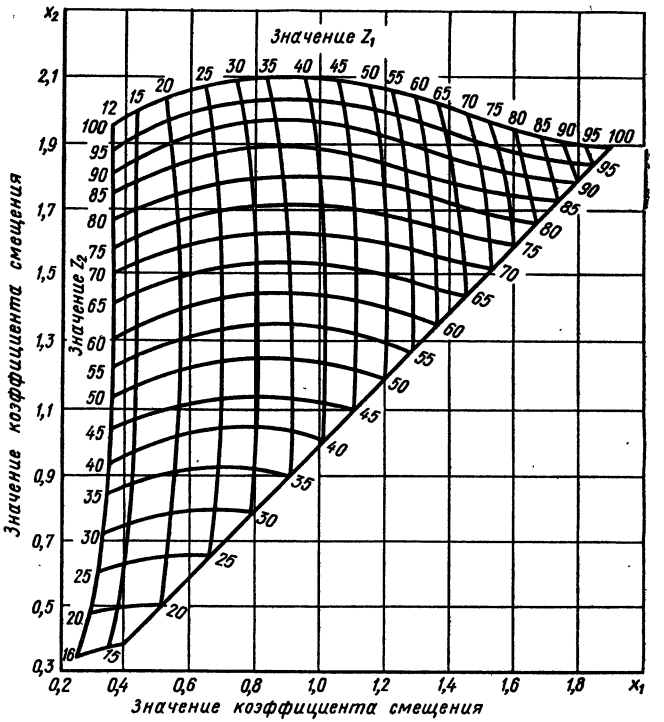


Рис. 4.11. График для определения коэффициентов смещения x_1 и x_2

rusautomobile.ru

из условия наибольшего повышения контактной прочности и сопротивления заеданию. В табл. 4.16 приведены значения максимальных коэффициентов смещения для прямозубых передач.

При выборе других значений коэффициентов смещения, когда $x_\Sigma > 0$, угол зацепления передачи α_{tw} принимают в пределах $25-27°$ и производят расчет в следующем порядке.

Определяют x_Σ по рис. 4.12, при этом z_1 и z_2 должны быть известны из кинематического расчета передачи.

Определяют по рис. 4.13 коэффициент уравнительного смещения Δy и по формулам табл. 4.14 или 4.15 межосевое расстояние a_w.

Вычисляют x_1 и x_2 по формулам: для наружного зацепления

$$x_1 = 0{,}5\left[x_\Sigma - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1}(x_\Sigma - \Delta y)\right]; \qquad x_2 = x_\Sigma - x_1; \tag{4.82}$$

для внутреннего зацепления

$$x_1 = \frac{(z_2 + z_1)(x_\Sigma - \Delta y)}{2(z_2 - z_1)} - \frac{x_\Sigma}{2} + \Delta y; \qquad x_2 = x_\Sigma + x_1. \tag{4.83}$$

Проверяют величину коэффициента перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \mp 2a_w \sin\alpha_{tw}}{\pi m \cos\alpha_t}, \tag{4.84}$$

где d_b – диаметр основной окружности; d_a – диаметр окружности вершин; $\cos\alpha_{tw} = \dfrac{d_{b2} \pm d_{b1}}{2a_w}$. В формулах (4.84), (4.85) верхний знак относится к наружному зацеплению, нижний – к внутреннему.

Если условие $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}15$ не выполнено, то надо уменьшить x_Σ и повторить расчет.

Проверяют толщину зубьев по окружности вершин:

$$S_a = \frac{d_a}{2}\left[\frac{\pi \pm 1{,}4x}{z} \pm 2\,(\mathrm{inv}\,\alpha_t - \mathrm{inv}\,\alpha_a)\right], \tag{4.85}$$

где $\cos\alpha_a = d_b/d_a$. Минимальное значение $S_a = 0{,}2m$.

rusautomobile.ru

4.16. Рекомендуемые максимальные коэффициенты смещения исходного прочности (*К*), изгибной (*И*), сопротивления заеданию и износостойкости (*З*)

z_1	z_2											
	12		15		18		22		28		34	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
12	0,38 0,47 0,36	0,38 0,23 0,36	0,30 0,53 0,43	0,50 0,22 0,34	0,30 0,57 0,49	0,61 0,25 0,35	0,30 0,62 0,53	0,66 0,28 0,38	0,30 0,70 0,57	0,88 0,26 0,48	0,30 0,76 0,60	1,03 0,22 0,53
15			0,45 0,58 0,44	0,45 0,28 0,44	0,34 0,64 0,48	0,64 0,29 0,46	0,38 0,73 0,55	0,75 0,32 0,54	0,36 0,79 0,60	1,04 0,35 0,63	0,13 0,83 0,63	1,42 0,34 0,72
18					0,54 0,72 0,54	0,54 0,34 0,54	0,60 0,81 0,60	0,64 0,38 0,63	0,40 0,89 0,63	1,02 0,38 0,72	0,30 0,93 0,67	0,30 0,37 0,82
22							0,68 0,95 0,67	0,68 0,39 0,67	0,59 1,04 0,71	0,94 0,40 0,81	0,48 1,08 0,74	1,20 0,38 0,90
28									0,86 1,26 0,85	0,86 0,42 0,85	0,86 1,30 0,86	1,08 0,38 1,00
34											1,01 1,38 1,00	1,01 0,34 1,00
42												
50												
65												
82												
100												

rusautomobile.ru

производящего контура в целях наибольшего повышения контактной

42		50		65		80		100		125		Цель смещения
x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	
0,30	1,30	0,30	1,43	0,30	1,69	0,30	1,96	0,30	2,90			*К*
0,75	0,21	0,58	0,16	0,55	0,35	0,54	0,54	0,53	0,76			*И*
0,63	0,67	0,63	0,77	0,64	1,00	0,65	1,18	0,65	1,42			*З*
0,20	1,53	0,25	1,65	0,26	1,87	0,30	2,14	0,36	2,32			*К*
0,92	0,32	0,97	0,31	0,80	0,04	0,73	0,15	0,71	0,22			*И*
0,68	0,88	0,66	1,02	0,67	1,22	0,67	1,36	0,66	1,70			*З*
0,29	1,48	0,32	1,63	0,41	1,89	0,48	2,08	0,52	2,31			*К*
1,02	0,36	1,05	0,36	1,10	0,40	1,14	0,40	1,00	0,28			*И*
0,68	0,94	0,70	1,11	0,71	1,35	0,71	1,61	0,71	1,90			*З*
0,40	1,48	0,43	1,60	0,53	1,80	0,61	1,99	0,65	2,19	0,75	2,43	*К*
1,18	0,38	1,22	0,42	1,17	0,36	1,15	0,26	1,12	0,22	1,11	0,21	*И*
0,76	1,03	0,76	1,17	0,76	1,14	0,76	1,73	0,76	1,98	0,76	2,38	*З*
0,72	2,33	0,64	1,60	0,70	1,84	0,75	2,04	0,80	2,26	0,83	2,47	*К*
1,24	0,31	1,22	0,25	1,19	0,20	1,16	0,12	1,14	0,08	1,12	0,07	*И*
0,88	1,12	0,91	1,26	0,88	1,56	0,87	1,85	0,86	2,12	0,86	2,40	*З*
0,90	1,30	0,80	1,58	0,83	1,79	0,89	1,97	0,84	2,22	1,00	2,46	*К*
1,31	0,27	1,25	0,20	1,33	0,15	1,19	0,07	1,15	0,01	1,20	0,09	*И*
1,00	1,16	1,00	1,31	0,99	1,55	0,98	1,81	0,97	2,15	0,92	2,40	*З*
1,17	1,17	1,11	1,41	1,05	1,75	1,09	1,95	1,12	2,20	1,36	2,52	*К*
1,35	0,20	1,30	0,12	1,25	0,02	1,20	0,06	1,15	0,14	1,12	0,15	*И*
1,15	1,15	1,16	1,31	1,17	1,59	1,14	1,86	1,12	2,18	1,03	2,37	*З*
		1,34	1,34	1,32	1,60	1,26	1,89	1,28	2,13	1,44	2,42	*К*
		1,34	0,04	1,28	0,05	1,21	0,15	1,14	0,22	1,13	0,22	*И*
		1,31	1,31	1,32	1,58	1,28	1,84	1,20	2,09	1,06	2,22	*З*
				1,58	1,58	1,57	1,83	1,55	2,10	1,54	2,32	*К*
				1,32	0,12	1,24	0,22	1,17	0,35	1,14	0,35	*И*
				1,56	1,56	1,54	1,84	1,44	2,04	1,30	2,22	*З*
						1,82	1,82	1,76	2,00	1,70	2,16	*К*
						1,25	0,32	1,18	0,45	1,14	0,46	*И*
						1,81	1,81	1,67	1,98	1,45	2,05	*З*
								1,90	1,90	1,79	2,05	*К*
								1,18	0,56	1,15	0,54	*И*
								1,90	1,90	1,68	2,00	*З*

rusautomobile.ru

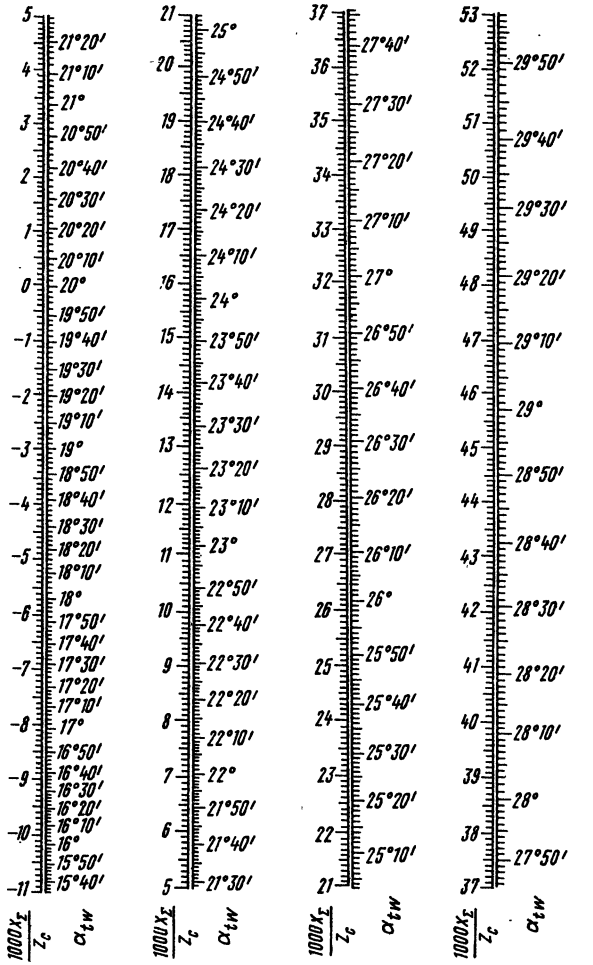


Рис. 4.12. Номограмма для определения взаимозависимости α_{tw}, z_c и x_Σ.

Пример 1. Дано $\alpha_{tw} = 25°50'$, $z_c = 60$. Определить x_Σ.

Решение. Находим по номограмме $\frac{1000x_\Sigma}{z_c} = 25{,}2$, откуда $x_\Sigma = \frac{25{,}2 \cdot 60}{1000} = 1{,}51$.

Пример 2. Дано $x_z = 1{,}75$; $z_c = 59$. Определить α_{tw}.

Решение. $\frac{1000x_\Sigma}{z_c} = \frac{1000 \cdot 1{,}75}{59} = 29{,}7$. По номограмме находим $\alpha_{tw} = \alpha_{tw} = 26°30$.

Примечание. $z_c = z_2 \pm z_1$; $x_\Sigma = x_2 \pm x_1$. Знак «+» для наружного зацепления, знак «−» для внутреннего

rusautomobile.ru

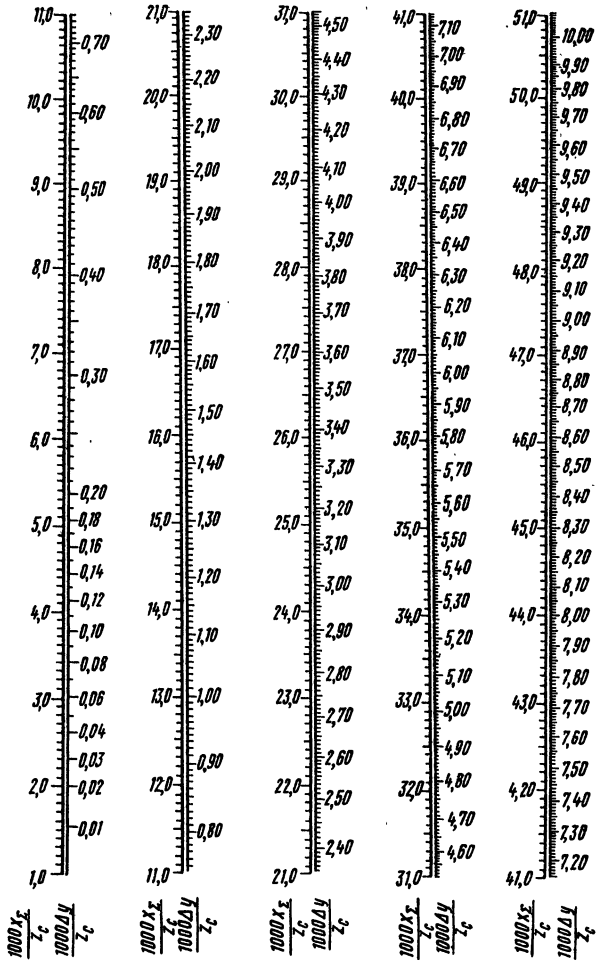


Рис. 4.13. Номограмма для определения взаимозависимости x_Σ, z_c и Δy.

Пример. Дано $x_\Sigma = 1{,}5$; $z_c = 60$; $m = 5$. Определить a_w.

Решение. $\dfrac{1000x_\Sigma}{z_c} = \dfrac{1000 \cdot 1{,}5}{60} = 25$, что соответствует $\dfrac{1000\Delta y}{z_c} = 3{,}15$, откуда $\Delta y = \dfrac{3{,}15}{1000} z_c = \dfrac{3{,}15}{1000} 60 = 0{,}189$; $a_w = (0{,}5z_c + x_\Sigma - \Delta y)\, m = (0{,}5 \cdot 60 + 1{,}5 - 0{,}189)\, 5 = 156{,}55$ мм.

Примечание. $z_c = z_2 \pm z_1$. Знак «+» для наружного зацепления, знак «−» для внутреннего

rusautomobile.ru

Если коэффициенты смещения x_1 и x_2 выбирают по рис. 4.11, то необходимость в проверке ε_α и S_a отпадает.

Для тяжело нагруженных передач рекомендуются величины смещений производящего контура, разработанные из условия наивыгоднейшей работы зубьев на изгиб. Для выбора коэффициента смещения шестерни x_1 служит верхний график (рис. 4.14). Значение коэффициента смещения для колеса x_2 находят по нижнему графику в пределах, ограниченных линиями *I* и *II*, при условии соблюдения равенства

$$y = \frac{a_w - \dfrac{z_1 + z_2}{2} m}{m} = 0{,}5.$$

Пример. Определить наивыгоднейшие коэффициенты смещения для прямозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления электровоза при $z_1 = 21$; $z_2 = 73$.

Решение. По верхнему графику (см. рис. 4.14) для $z_1 = 21$ находим $x = 0{,}47$. По нижнему графику для $z_2 = 73$ величина x_2 может быть выбрана в пределах от 0,12 до $|-0{,}05|$. Значение x_2, соответствующее величине $y = 0{,}5$, определим по рис. 4.15. Для этого вычислим отношение

$$\frac{1000y}{z_1 + z_2} = \frac{1000 \cdot 0{,}5}{21 + 73} = 5{,}3;$$

находим по номограмме $\dfrac{1000\Delta y}{z_1 + z_2} = 0{,}21$, откуда

$$\Delta y = 0{,}21 \frac{z_1 + z_2}{1000} = 0{,}21 \frac{21 + 73}{1000} \approx 0{,}02.$$

По формуле (4.74)

$$x_\Sigma = y + \Delta y = 0{,}5 + 0{,}02 = 0{,}52;$$

$$x_2 = x_\Sigma - x_1 = 0{,}52 - 0{,}47 = 0{,}05.$$

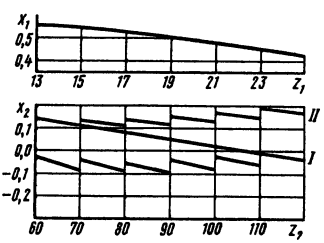


Рис. 4.14. График для выбора коэффициентов смещения тяговых и других тяжело нагруженных передач

rusautomobile.ru

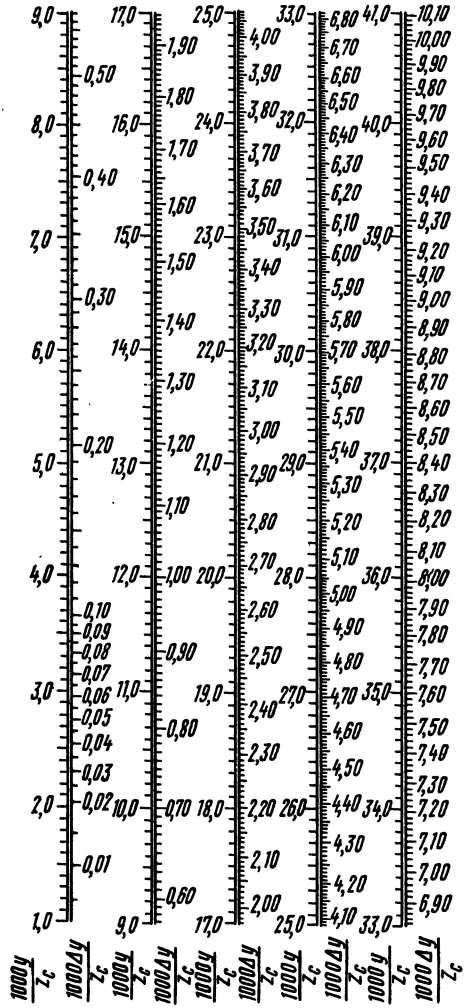


Рис. 4.15. Номограмма для определения взаимозависимости y, Δy и z_c. Пример расчета см. на с. 122

rusautomobile.ru

Выполнение передачи с заданным межосевым расстоянием, не равным делительному. По взаимозависимостям (рис. 4.15) определяем необходимую величину суммарного коэффициента смещения x_Σ, затем по рис. 4.12 находим α_{tw} и далее по формуле (4.82) или (4.83) вычисляем коэффициенты смещения x_1 и x_2.

Пример. Передача внешнего зацепления с прямозубыми цилиндрическими колесами ($m = 5$ мм; $z_1 = 22$; $z_2 = 50$) должна быть выполнена с межосевым расстоянием $a_w = 186$ мм. Определить необходимые коэффициенты смещения производящего контура для шестерни x_1 и для колеса x_2.

Р е ш е н и е. Определяем коэффициент воспринимаемого смещения по формуле (4.73)

$$y = \frac{a_w - 0{,}5m(z_1 + z_2)}{m} = \frac{186 - 0{,}5 \cdot 5(22 + 50)}{5} = 1{,}2.$$

Находим величину

$$\frac{1000y}{z_1 + z_2} = \frac{1000 \cdot 1{,}2}{22 + 50} = 16{,}7.$$

По рис. 4.15 находим значение величины

$$\frac{1000\Delta y}{z_1 + z_2} = 1{,}9$$

и вычисляем коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = \frac{1{,}9(22 + 50)}{1000} \cong 0{,}14.$$

Определяем по формуле (4.74) суммарный коэффициент смещения

$$x_\Sigma = y + \Delta y = 1{,}2 + 0{,}14 = 1{,}34.$$

Определяем вспомогательный параметр

$$\frac{1000x_\Sigma}{z_1 + z_2} = \frac{1000 \cdot 1{,}34}{22 + 50} = 18{,}6.$$

По рис. 4.12 находим угол зацепления передачи, выполненной со смещением стандартного производящего контура: $\alpha_{tw} = 24°35'$. По формуле (4.82) определяем коэффициенты смещения x_1 и x_2:

$$x_1 = 0{,}5\left[x_\Sigma - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1}(x_\Sigma - \Delta y)\right] = 0{,}5\left[1{,}34 - \frac{50 - 22}{50 + 22} \times \right.$$

$$\left. \times (1{,}34 - 0{,}14)\right] = 0{,}44;$$

$$x_2 = x_\Sigma - x_1 = 1{,}34 - 0{,}44 = 0{,}9.$$

Проверяем величину межосевого расстояния по вычисленным значениям коэффициентов суммарного x_Σ и уравнительного Δy смещений по формуле (см. табл. 4.14)

rusautomobile.ru

$$a_w = \left(\frac{z_2 + z_1}{2} + x_\Sigma - \Delta y\right)m = \left(\frac{22 + 50}{2} + 1{,}34 - 0{,}14\right)5 = 186.$$

Аналогичные расчеты, когда угол зацепления $\alpha_{tw} < 20°$, следует выполнить с помощью рис. 4.16.

Для передач с косозубыми цилиндрическими колесами выполнение заданного межосевого расстояния может быть достигнуто проще – путем назначения соответствующего угла наклона линии зуба.

Уменьшение глубины врезания зубьев шестерни в тело вала. При изготовлении вала-шестерни (когда диаметр вала в месте расположения зубьев больше диаметра окружности вершин зубьев) целесообразно нарезать зубья шестерни с положительным смещением производящего контура. При этом максимальная величина смещения определяется минимальной толщиной зуба по окружности вершин, $S_{a\min} = 0{,}2m$. Значения S_a подсчитывают по формуле (4.85).

Восстановление рабочих поверхностей зубьев колес. Зубчатые колеса с поврежденными рабочими поверхностями зубьев можно восстановить, удалив поврежденные участки с помощью отрицательного (к центру колеса) смещения производящего контура. При этом должна быть изготовлена новая парная шестерня с положительным смещением производящего контура. Смещение определяют в зависимости от толщины поврежденного слоя δ по формулам табл. 4.17. Если изношена только одна рабочая поверхность зуба колеса, то другую не срезают и при расчете величины смещения значение δ берут в 2 раза меньше.

Диаметр окружности вершин зубьев колеса надо уменьшить, а шестерни увеличить на $2\delta/\sin\alpha_t$.

4.17. Формулы для определения величины смещения производящего коитура при ремоите изношенных колес

Зацепление	Колесо	Шестерня
Со смещением	$mx_2 - \dfrac{\delta}{\sin\alpha_t}$	$mx_1 + \dfrac{\delta}{\sin\alpha_t}$
Без смещения	$-\dfrac{\delta}{\sin\alpha_t}$	$\dfrac{\delta}{\sin\alpha_t}$

rusautomobile.ru

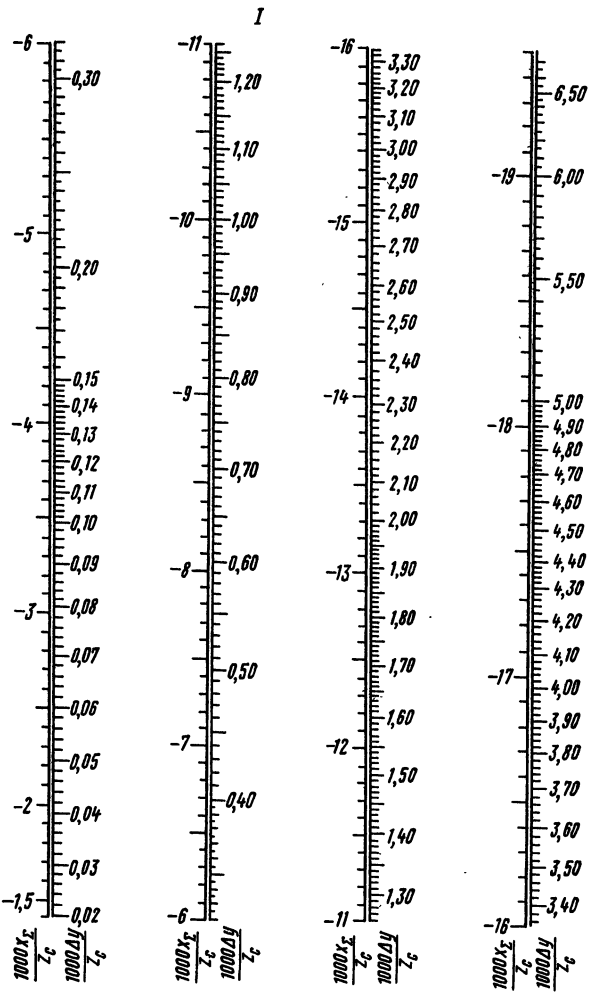


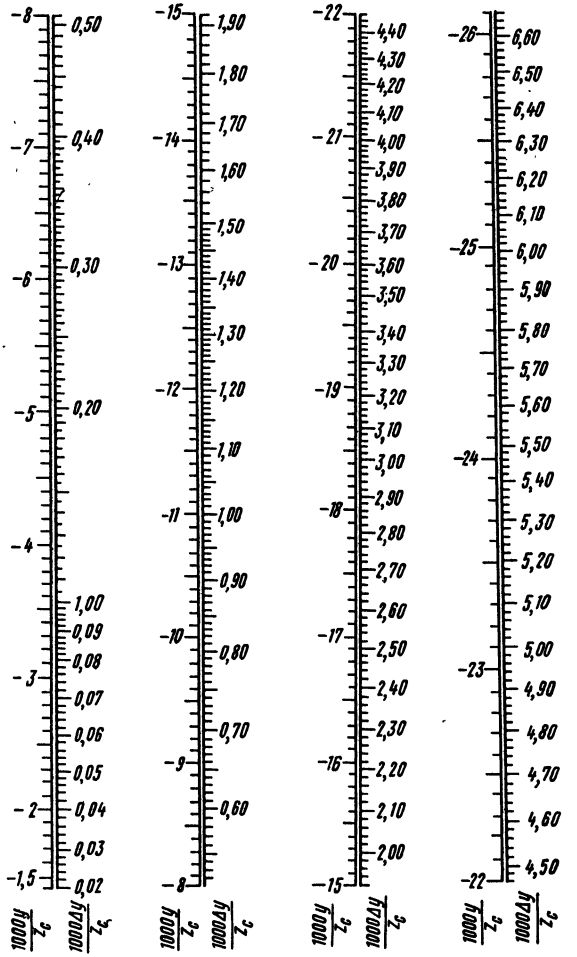
Рис. 4.16. Номограмма для определения Δy при $\alpha_{tw} < 20°$.

Пример расчета по номограмме *I*. Дано $z_c = 57$; $x_\Sigma = -0{,}675$; $m = 10$. Определить a_w.

Решение. $\frac{1000x_\Sigma}{z_c} \frac{1000(-0{,}675)}{57} = -11{,}85$. Этому соответствует $\frac{1000\Delta y}{z_c} = 1{,}5$, откуда $\Delta y = \frac{1{,}5}{1000} z_c = \frac{1{,}5}{1000} 57 = 0{,}085$; $a_w = (0{,}5z_c + x_\Sigma - \Delta y)\, m = [0{,}5 \times 57 + (-0{,}675) - 0{,}085]\, 10 = 277{,}4$ мм.

Пример расчета по номограмме *II*. Дано $a_w = 300$ мм; $z_c = 62$; $m = 10$. Определить x_Σ.

rusautomobile.ru



Решение. $y = \dfrac{a_w - 0{,}5mz_c}{m} = \dfrac{300 - 0{,}5 \cdot 10 \cdot 62}{10} = -1$; $\dfrac{1000y}{z_c} = \dfrac{1000(-1)}{62} = -16{,}7$. Этому соответствует $\dfrac{1000\Delta y}{z_c} = 2{,}43$, откуда $\Delta y = \dfrac{2{,}43}{1000} z_c = \dfrac{2{,}43}{1000} 62 = 0{,}145$; $x_\Sigma = y + \Delta y = -1 + 0{,}145 = -0{,}855$.

Примечание. $z_c = z_2 \pm z_1$; $x_\Sigma = x_2 \pm x_1$. Знак «+» для наружного зацепления, знак «−» для внутреннего

rusautomobile.ru

§ 4.11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

К основным параметрам относят: главный параметр – диаметр основания делительного конуса колеса d_{e2}, передаточное число u, внешний торцовый модуль m_{te}, ширину венца b и угол наклона линии зуба β_m в середине ширины зубчатого венца.

Передаточное число u определяют при кинематическом расчете привода или при разбивке общего передаточного отношения редуктора по ступеням (см. § 3.10). Диаметр d_{e2} и модуль m_{te} определяют дальнейшим расчетом.

Рассматриваются только передачи с осями, пересекающимися под углом 90°, и круговыми зубьями (рис. 4.17). Диаметр основания делительного конуса колеса

$$d'_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{uT'_p}{[\sigma_H]^2 \theta_H}}, \qquad (4.86)$$

где $T'_p = T_{max} K_{HД} K'_H$ – расчетный момент, Н · мм; T_{max} – наибольший момент нормально протекающего технологического процесса; $K_{HД}$ – коэффициент долговечности, определяемый согласно § 4.3; K'_H – коэффициент нагрузки, определяемый согласно § 4.6, как для косозубых передач; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, определяемое согласно § 4.5, как для косозубых передач.

Коэффициент θ_H принимают по табл. 4.18 в зависимости от соотношения способов упрочнения зубьев шестерни и колеса.

Диаметр d'_{e2} округляют до ближайшего значения согласно единому ряду главных параметров (см. с. 51) и принимают за окончательную величину d_{e2}.

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{u^2}}. \qquad (4.87)$$

Ширина колеса и шестерни

$$b' = 0{,}285 R_e; \qquad (4.88)$$

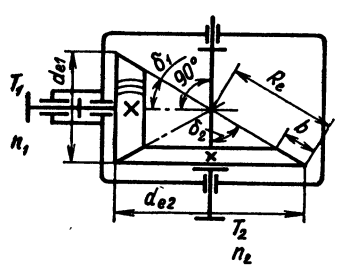


Рис. 4.17. Схема конического редуктора

rusautomobile.ru

4.18. Формулы для определения коэффициента θ

Расчетные величины	Способ упрочнения зубьев		
	$У_1 + У_2$	$ТВЧ_1 + У_2$ $З_1 + У_2$ $Ц_1 + У_2$	$ТВЧ_1 + ТВЧ_2$ $З_1 + З_2$ $Ц_1 + Ц_2$
θ_H	$1{,}22 + 0{,}21u$	$1{,}13 + 0{,}13u$	$0{,}81 + 0{,}15u$
θ_F	$0{,}94 + 0{,}08u$	$0{,}85 + 0{,}043u$	$0{,}65 + 0{,}11u$
K	18,0	14,0	11,2

Принятые обозначения: *У* – улучшение; *З* – закалка объемная; *ТВЧ* – закалка поверхностная при нагреве *ТВЧ*; *Ц* – цементация.

b' округляют до ближайшего значения из ряда *Ra* 40 (ГОСТ 6636–69) и принимают за окончательную ширину b; чтобы удостовериться в отсутствии ошибок в определении основных параметров и обеспечить полное использование материалов зубчатой пары, проверяют контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{2120}{d_{e2}} \sqrt{\frac{uT_{max}K_{Hд}K_H}{d_{e2}\theta_H}}. \qquad (4.89)$$

Коэффициент нагрузки K_H уточняют по указаниям § 4.7 по фактической скорости

$$v_m = \frac{0{,}857 d_{e2}\pi n_1}{60u}. \qquad (4.90)$$

Превышение σ_H над $[\sigma_H]$ более чем на 3% не рекомендуется. Если $\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \leqslant 0{,}85$, то нужно уменьшить диаметр d_{e2} (см. с. 51).

Если в спектре нагрузок есть пиковые моменты $T_{пик}$ (§ 4.3), то проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев по формуле (4.43).

Если $\sigma_{H\,max} > [\sigma_{H\,max}]$, то принимают $[\sigma_H] = [\sigma_{H\,max}]$, и диаметр определяют вновь по формуле (4.86). При этом $T_р = T_{пик}K_H$.

Внешний торцовый модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}. \qquad (4.91)$$

rusautomobile.ru

Число зубьев колеса

$$z_2'' = K\sqrt[5]{u^2}\sqrt[6]{d_{e2}}, \tag{4.92}$$

где K – коэффициент по табл. 4.18.

Число зубьев шестерни

$$z_1' = z_2''/u. \tag{4.93}$$

Полученную величину округляют до ближайшего целого числа.

Число зубьев колеса из формулы (4.93) $z_2' = uz_1$. Полученную величину округляют до ближайшего целого числа.

Торцовый модуль определяют по формуле (4.91). Округление до стандартного значения необязательно.

После уточнения основных параметров передачи определяют окружную силу

$$F_t = \frac{2T_{max}}{0{,}857d_{e2}} \tag{4.94}$$

и напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{Y_F}{m_{te}b}\frac{1{,}17}{\theta_F}F_tK_{F\text{д}}K_F, \tag{4.95}$$

где Y_F – коэффициент формы зуба по табл. 4.13 в зависимости от биэквивалентного числа зубьев z_{Vn} и относительного смещения x_n.

Биэквивалентное число зубьев

$$z_{Vn} = \frac{z}{\cos^3\beta_m\cos\delta}. \tag{4.96}$$

Угол наклона линии зуба β_m в середине зубчатого венца обычно принимают равным 35°; $\cos 35° = 0{,}81915$. В этом случае

$$z_{Vn} = \frac{z}{0{,}55\cos\delta}; \tag{4.97}$$

δ – угол делительного конуса (см. рис. 4.17).

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u; \tag{4.98}$$

$$\delta_1 = 90° - \delta_2. \tag{4.99}$$

Относительное смещение x_{n1} для шестерни принимают по табл. 4.19. Относительное смещение для колеса

$$x_{n2} = -x_{n1}. \tag{4.100}$$

rusautomobile.ru

4.19. Относительное смещение x_{n1}

z_1	Передаточное число u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Коэффициент θ_F определяют по табл. 4.18. Коэффициент долговечности $K_{F\text{д}}$ определяют согласно § 4.3, коэффициент нагрузки K_F – согласно § 4.6.

Напряжения изгиба определяют отдельно для колеса и шестерни. Если фактическое напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то следует увеличить модуль передачи или использовать более прочный материал.

При наличии пиковых моментов проверяют статическую прочность зубьев на изгиб по формуле (4.57).

Пример. Определить основные параметры одноступенчатого конического редуктора с круговыми зубьями по следующим исходным данным: $T_{max} = 250$ Н · м; $T_{пик} = 710$ Н · м; $n_1 = 1400$ мин$^{-1}$; $u = 3{,}15$; $t_\Sigma = 5000$ ч; график нагрузки 27 (см. табл. 4.2); твердость шестерни HRC_1 45 – 50; твердость колеса HB_2 269 – 302; степень точности 8.

Предварительное значение диаметра основания делительного конуса колеса d'_{e2} по формуле (4.86)

$$d'_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{uT'_p}{[\sigma_H]^2 \theta_H}}.$$

Расчетный момент $T'_p = T_{max} K_{H\text{д}} K_H$.

По рис. 4.3 класс нагрузки $H0{,}4$.

Коэффициент долговечности по формуле (4.7)

$$K_{H\text{д}} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leqslant 1.$$

Коэффициент эквивалентности по табл. 4.1 $K_{HE} = 0{,}4$.

Проверяем соотношение средних твердостей по формулам § 4.5:

$$\overline{HB_2} \sqrt[9]{u} = \frac{269 + 302}{2} \sqrt[9]{3{,}15} = 324 < 452 = \overline{HB_1};$$

rusautomobile.ru

$$\left(HRC_1 = \frac{45 + 50}{2} = 47{,}5 \rightarrow \overline{HB}_1 = 452\right).$$

Так как $\overline{HB}_1 > \overline{HB}_2\sqrt[9]{u}$, то лимитирует колесо.

Наработка колеса по формуле (4.10)

$$N = t_\Sigma \cdot 60 \frac{n_Б}{u} c = 5000 \cdot 60 \frac{1400}{3{,}15} 1 = 133{,}3 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

База контактных напряжений по рис. 4.6 при $\overline{HB}_2$ 285 $N_{HG} = 20 \cdot 10^6$ циклов. Следовательно,

$$K_{Hд} = 0{,}4 \sqrt[3]{\frac{133{,}3 \cdot 10^6}{20 \cdot 10^6}} = 0{,}752.$$

Коэффициент нагрузки по формуле (4.25) $K_H = K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K'_{Hv}$.

Предварительное значение окружной скорости по формуле (4.37)

$$v'_m = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_{max}}{u^2}}.$$

Коэффициент $C_v = 10$ по табл. 4.9. Тогда

$$v'_m = \frac{1400}{10^3 \cdot 10} \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{3{,}15^2}} = 4{,}1 \text{ м/с.}$$

Коэффициент распределения нагрузки по рис. 4.7. $K'_{H\alpha} = 1{,}085$.

Отношение ширины колеса b к среднему диаметру шестерни d_{m1}

$$b/d_{m1} = 0{,}166 \sqrt{u^2 + 1} = 0{,}166 \sqrt{3{,}15^2 + 1} = 0{,}55.$$

Коэффициент концентрации по формуле (4.28)

$$K'_{H\beta} = \sqrt{K^0_{H\beta}(1 - x) + x} \geqslant 1{,}1.$$

Начальный коэффициент концентрации по табл. 4.7 для схемы *2* по рис. 4.8 $K^0_{H\beta} = 2{,}275$.

Коэффициент режима по формуле (4.29)

$$x = \frac{T_i}{T_{max}} \frac{N_i}{N} = 1 \cdot 0{,}05 + 0{,}4 \cdot 0{,}2 + 0{,}1 \cdot 0{,}75 = 0{,}205,$$

что очень мало отличается от $x = 0{,}2$ для типового графика (см. табл. 4.1). Отсюда

$$K'_{H\beta} = \sqrt{2{,}275\,(1 - 0{,}205) + 0{,}205} = 1{,}42.$$

Коэффициент динамичности по табл. 4.11 $K'_{Hv} = 1{,}04$. Тогда

$$K'_H = 1{,}085 \cdot 1{,}42 \cdot 1{,}04 = 1{,}60;$$

$$T'_p = 250 \cdot 10^3 \cdot 0{,}752 \cdot 1{,}60 = 301 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

rusautomobile.ru

Допускаемое контактное напряжение по формуле (4.23)

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 2}}{S_H}\frac{1{,}27}{\sqrt[19]{u}} = \frac{2 \cdot 285{,}5 + 70}{1{,}1}\frac{1{,}27}{\sqrt[19]{3{,}15}} = 661 \text{ МПа}.$$

По табл. 4.18 коэффициент

$$\theta_H = 1{,}13 + 0{,}13u = 1{,}13 + 0{,}13 \cdot 3{,}15 = 1{,}54.$$

Отсюда

$$d'_{e2} = 165\sqrt[3]{\frac{3{,}15 \cdot 301 \cdot 10^3}{661^2 \cdot 1{,}54}} = 185 \text{ мм}.$$

В соответствии с единым рядом главных параметров (см. с. 51) принимаем ближайшее стандартное значение $d_{e2} = 180$ мм.

Так как $d_{e2} < d'_{e2}$, то следует ожидать, что фактическое контактное напряжение будет больше допускаемого.

Проверяем фактическое контактное напряжение. Уточняем фактическую скорость по формуле (4.90):

$$v_m = \frac{0{,}857 d_{e2}\pi n_1}{u60} = \frac{0{,}857 \cdot 0{,}18\pi \cdot 1400}{3{,}15 \cdot 60} = 3{,}6 \text{ м/с}$$

и коэффициенты $K_{H\alpha} = 1{,}075$ и $K_{Hv} = 1{,}03$.

Так как $K_{H\beta} = K'_{H\beta} = 1{,}42$, то окончательное значение коэффициента нагрузки

$$K_H = 1{,}075 \cdot 1{,}42 \cdot 1{,}03 = 1{,}57.$$

Фактическое контактное напряжение по формуле (4.89)

$$\sigma_H = \frac{2120}{d_{e2}}\sqrt{\frac{uT_{\max}}{d_{e2}\theta_H}K_{H\text{д}}K_H} =$$

$$= \frac{2120}{180}\sqrt{\frac{3{,}15 \cdot 250 \cdot 10^3}{180 \cdot 1{,}54}0{,}752 \cdot 1{,}57} = 683 \text{ МПа}.$$

Перегрузка по напряжению

$$\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} = \frac{683}{661} = 1{,}033.$$

Для устранения перегрузки немного повысим твердость колеса. Из формулы (4.23) получаем

$$\frac{2\overline{HB}_{2\,\text{потр}} + 70}{2 \cdot 285{,}5 + 70} = 1{,}033.$$

Отсюда требуемая средняя твердость колеса $\overline{HB}_{2\,\text{потр}} = 296$.

Сохраняя допуск на твердость прежним, т. е. около 30 единиц Бринелля, принимаем окончательную твердость колеса HB_2 286 ÷ 321.

Проверяем статическую прочность. Наибольшее допускаемое контактное напряжение по табл. 4.6 $[\sigma_{H\max}] = 2{,}8\sigma_\text{т}$.

По размерам сечения требуемую твердость может обеспечить сталь марки 40Х (см. табл. 4.3). Для $\overline{HB}_2 = \frac{286 + 321}{2} = 303{,}5$ в таблице данных нет, предел

rusautomobile.ru

текучести получаем пересчетом

$$\sigma_T = \frac{303{,}5}{285{,}5} 750 = 797 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H\max}] = 2{,}8 \cdot 797 \approx 2230 \text{ МПа}.$$

Максимальное контактное напряжение по формуле (4.43)

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{\max} K_{Hд}}} = 683 \sqrt{\frac{710 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^3 \cdot 0{,}752}} \approx 1330 \text{ МПа}.$$

На этом заканчивают расчеты, связанные с контактной прочностью.
Определяем модуль. Число зубьев колеса по формуле (4.92)

$$z_2'' = K \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}} = 14 \sqrt[5]{3{,}15^2} \sqrt[6]{180} = 52{,}6$$

(коэффициент K принят по табл. 4.18).
Число зубьев шестерни по формуле (4.93)

$$z_1' = \frac{z_2''}{u} = \frac{52{,}6}{3{,}15} = 16{,}7.$$

Принимаем $z_1 = 17$; $z_2' = uz_1 = 3{,}15 \cdot 17 = 53{,}55$. Ближайшее целое число $z_2 = 54$.
Фактическое передаточное число

$$u_ф = z_2/z_1 = 54/17 = 3{,}17647.$$

Такая точность необходима для геометрического расчета передачи.
Отклонение передаточного числа от заданного

$$\Delta u = \frac{u_ф - u}{u} 100 = \frac{3{,}17647 - 3{,}15}{3{,}15} 100 = +0{,}84\% < 4\%.$$

Торцовый модуль по формуле (4.91)

$$m_{te} = d_{e2}/z_2 = 180/54 = 3{,}333 \text{ мм}.$$

Напряжение изгиба по формуле (4.95)

$$\sigma_F = \frac{Y_F}{m_{te} b} \frac{1{,}17}{\theta_F} F_t K_{Fд} K_F.$$

Сначала проверяем колесо, которое в данном случае слабее шестерни.
Угол делительного конуса по формуле (4.98)

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u = \operatorname{arctg} 3{,}17647 = 72°31'30''.$$

Биэквивалентное число зубьев колеса при $\beta_m = 35°$ по формуле (4.97)

$$z_{vn2} = \frac{z_2}{0{,}55 \cos \delta_2} = \frac{54}{0{,}55 \cdot 0{,}30029} = 327.$$

Относительное смещение по табл. 4.19 $x_{n2} = -0{,}31$ для $z_1 = 17$.
Коэффициент формы зуба колеса по табл. 4.13 $Y_{F2} = 3{,}63$.

rusautomobile.ru

Ширина венца по формуле (4.88) $b' = 0{,}285\ R_e$.

Внешнее конусное расстояние по формуле (4.87)

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2}\sqrt{1 + \frac{1}{u^2}} = \frac{180}{2}\sqrt{1 + \frac{1}{3{,}17647^2}} = 94{,}356 \text{ мм}.$$

Тогда

$$b' = 0{,}285 \cdot 94{,}356 = 26{,}9 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 28$ мм.

По табл. 4.18 коэффициент

$$\theta_F = 0{,}85 + 0{,}043\ u = 0{,}85 + 0{,}043 \cdot 3{,}15 = 0{,}985.$$

Окружная сила по формуле (4.94)

$$F_t = \frac{2T_{max}}{0{,}857 d_{e2}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{0{,}857 \cdot 180} \approx 3240 \text{ Н}.$$

Коэффициент долговечности по формуле (4.14)

$$K_{F\text{д}} = K_{FE}\sqrt[6]{\frac{N}{N_{FG}}} \leqslant 1.$$

Так как наработка $N = 1{,}333 \cdot 10^8 > 10^8$, то принимаем $K_{F\text{д}} = 1$.

Коэффициент нагрузки по формуле (4.26) $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$.

Коэффициент распределения нагрузки (см. с. 92) $K_{F\alpha} = 0{,}91$.

Начальный коэффициент концентрации по табл. 4.8 $K^0_{F\beta} = 1{,}925$ для $b/d_m = 0{,}55$.

Коэффициент концентрации по формуле (4.28)

$$K_{F\beta} = \sqrt{K^0_{F\beta}(1 - x) + x} = \sqrt{1{,}925\,(1 - 0{,}205) + 0{,}205} = 1{,}32.$$

Коэффициент динамичности по табл. 4.12 для $v_m = 3{,}6$ м/с $K_{Fv} = 1{,}10$. Следовательно,

$$K_F = 0{,}91 \cdot 1{,}32 \cdot 1{,}10 = 1{,}32.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{F2} = \frac{3{,}63}{3{,}333 \cdot 28}\,\frac{1{,}17}{0{,}985}\,3240 \cdot 1 \cdot 1{,}32 = 198 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение по табл. 4.6:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{1{,}8\,\overline{HB}_2}{S_F} = \frac{1{,}8 \cdot 303{,}5}{1{,}75} = 312 \text{ МПа} > \sigma_{F2}.$$

Проверяем статическую прочность. Наибольшее допускаемое напряжение по табл. 4.6

$$[\sigma_{F2\,max}] = 2{,}7\,\overline{HB}_2 = 2{,}7 \cdot 303{,}5 = 820 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение по формуле (4.57)

$$\sigma_{F2\,max} = \sigma_{F2}\,\frac{T_{пик}}{T_{max} K_{F\text{д}}} = 198\,\frac{710 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^3 \cdot 1} = 562 < 820 \text{ МПа}.$$

rusautomobile.ru

Проверяем прочность зубьев шестерни на изгиб по формуле (4.99):

$$\delta_1 = 90° - \delta_2 = 90° - 72°31'30'' = 17°28'30''.$$

Биэквивалентное число зубьев шестерни

$$z_{vn1} = \frac{z_1}{0{,}55\cos\delta_1} = \frac{17}{0{,}55 \cdot 0{,}95385} = 32{,}4.$$

Относительное смещение $x_{n1} = 0{,}31$.

Коэффициент формы зуба по табл. 4.13 $Y_{F1} = 3{,}54$.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{F1} = \frac{3{,}54 \quad 1{,}17}{3{,}333 \cdot 28 \quad 0{,}985} 3241 \cdot 1 \cdot 1{,}32 = 193 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение по табл. 4.6 для стали марки 40ХН $[\sigma_{F1}] = 420$ МПа $> \sigma_{F1}$.

Проверяем статическую прочность. Наибольшее допускаемое напряжение по табл. 4.6 $[\sigma_{F1\,max}] = 1430$ МПа.

Максимальное напряжение по формуле (4.57)

$$\sigma_{F1\,max} = \sigma_{F1} \frac{T_{пик}}{T_{max} K_{Hд}} = 193 \frac{710 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^3 \cdot 1} = 548 < 1430 \text{ МПа}.$$

Как и следовало ожидать, при высоком перепаде твердости шестерня недогружена.

Окончательные параметры передачи:

$d_{e2} = 180$ мм; $u = 3{,}17647$; $b = 28$ мм; $m_{te} = 3{,}333$ мм; $z_1 = 17$; $z_2 = 54$; $\beta_m = 35°$; $x_{n1} = -x_{n2} = 0{,}31$; $\delta_1 = 17°28'30''$; $\delta_2 = 72°31'30''$; $R_e = 94{,}356$ мм; HRC_1 45 – 50; HB_2 286 – 321.

§ 4.12. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель геометрического расчета – определение диаметра основания конуса шестерни d_{e1}, диаметров вершин d_{ae}, диаметров впадин d_{fe}, высот головки, ножки и зуба, углов вершин и впадин, углов головки и ножки.

Исходные данные, полученные при расчете прочности: диаметр основания конуса колеса d_{e2}; ширина венцов b; числа зубьев шестерни и колеса z_1 и z_2; средний угол наклона линии зуба β_m; коэффициент смещения $x_{n1} = -x_{n2}$; углы делительных конусов δ_1 и δ_2; внешнее конусное расстояние R_e.

Число зубьев плоского колеса (может быть дробным)

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \qquad (4.101)$$

Внешнее конусное расстояние наряду с формулой (4.87) может быть определено как

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2\sin\delta_2}. \qquad (4.102)$$

rusautomobile.ru

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0{,}5b. \tag{4.103}$$

Расчетный нормальный модуль с средним сечением

$$m_{nm} = \frac{2R\cos\beta_m}{z_c}. \tag{4.104}$$

Высота головки зуба в расчетном (среднем) сечении

$$\begin{aligned} h_{a1} &= (1 + x_{n1})m_{nm}; \\ h_{a2} &= (1 - x_{n1})m_{nm}. \end{aligned} \tag{4.105}$$

Коэффициенты смещения принимают по табл. 4.19. Высота ножки зуба в расчетном сечении

$$h_{f1} = (1{,}25 - x_{n1})m_{nm}; \qquad h_{f2} = (1{,}25 + x_{n1})m_{nm}. \tag{4.106}$$

Размеры конических зубчатых колес показаны на рис. 4.18. Угол ножки зуба

$$\operatorname{tg}\theta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R}; \qquad \operatorname{tg}\theta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R}. \tag{4.107}$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a_1} = \theta_{f_2}; \qquad \theta_{a_2} = \theta_{f_1}. \tag{4.108}$$

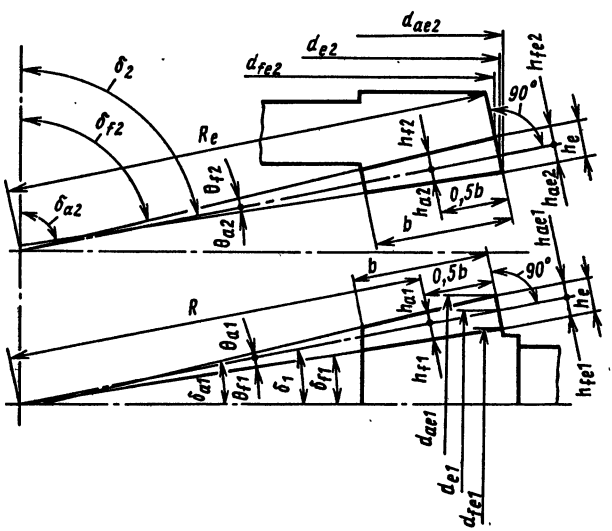


Рис. 4.18. Размеры конических зубчатых колес

rusautomobile.ru

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \qquad \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}. \tag{4.109}$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \qquad \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}. \tag{4.110}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1}; \qquad h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}. \tag{4.111}$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{ae1} = 0{,}5b \operatorname{tg} \theta_{a1}; \qquad \Delta h_{ae2} = 0{,}5b \operatorname{tg} \theta_{a2}. \tag{4.112}$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1}; \qquad h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}. \tag{4.113}$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\begin{aligned} \Delta h_{fe1} &= 0{,}5b \operatorname{tg} \theta_{f1} = \Delta h_{ae2}; \\ \Delta h_{fe2} &= 0{,}5b \operatorname{tg} \theta_{f2} = \Delta h_{ae1}. \end{aligned} \tag{4.114}$$

Внешняя высота зуба

$$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}. \tag{4.115}$$

Диаметр основания конуса шестерни

$$d_e = \frac{d_{e2}}{u} = d_{e2} \frac{z_1}{z_2}. \tag{4.116}$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2. \tag{4.117}$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1; \quad d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2. \tag{4.118}$$

Пример. Произвести геометрический расчет зацепления конических зубчатых колес (см. § 4.11). В результате расчета на прочность получены следующие параметры конической передачи: $d_{e2} = 180$ мм; $z_1 = 17$; $z_2 = 54$; $u = 3{,}17647$; $R_e = 94{,}356$ мм; $b = 28$ мм; $\beta_m = 35°$; $x_{n1} = 0{,}31$; $\delta_1 = 17°28'30''$; $\delta_2 = 72°31'30''$.

Число зубьев плоского колеса по формуле (4.101)

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_1^2} = \sqrt{17^2 + 54^2} = 56{,}61272.$$

Среднее конусное расстояние по формуле (4.103)

$$R = R_e - 0{,}5b = 94{,}356 - 0{,}5 \cdot 28 = 80{,}356 \text{ мм}.$$

Расчетный модуль в среднем сечении по формуле (4.104)

rusautomobile.ru

$$m_{nm} = \frac{2R\cos\beta_m}{z_c} = \frac{2 \cdot 80{,}356 \cdot 0{,}81915}{56{,}61272} = 2{,}3254 \text{ мм}.$$

Высота головки зуба в расчетном сечении по формуле (4.105)

$$h_{a1} = (1 + x_{n1})m_{nm} = (1 + 0{,}31)2{,}3254 = 3{,}04627 \text{ мм};$$
$$h_{a2} = (1 - x_{n1})m_{nm} = (1 - 0{,}31)2{,}3254 = 1{,}60453 \text{ мм}.$$

Высота ножки зуба в расчетном сечении по формуле (4.106)

$$h_{f1} = (1{,}25 - x_{n1})m_{nm} = (1{,}25 - 0{,}31)2{,}3254 = 2{,}18588 \text{ мм};$$
$$h_{f2} = (1{,}25 + x_{n1})m_{nm} = (1{,}25 + 0{,}31)2{,}3254 = 3{,}62762 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба по формуле (4.107)

$$\theta_{f1} = \operatorname{arctg}\frac{h_{f1}}{R} = \operatorname{arctg}\frac{2{,}1859}{80{,}356} = 1°33'29'';$$

$$\theta_{f2} = \operatorname{arctg}\frac{h_{f2}}{R} = \operatorname{arctg}\frac{3{,}6276}{80{,}356} = 2°35'5''.$$

Угол головки зуба по формуле (4.108)

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2°35'5'';$$
$$\theta_{a2} = \theta_{f2} = 1°33'29''.$$

Угол конуса вершин по формуле (4.109)

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 17°28'30'' + 2°35'5'' = 20°3'35'';$$
$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 72°31'30'' + 1°33'29'' = 74°4'59''.$$

Угол конуса впадин по формуле (4.110)

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 17°28'30'' - 1°33'29'' = 15°55'1'';$$
$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 72°31'30'' - 2°35'5'' = 69°56'25''.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец по формуле (4.112)

$$\Delta h_{ae1} = 0{,}5b\operatorname{tg}\theta_{a1} = 0{,}5 \cdot 28 \cdot 0{,}045144 = 0{,}63202 \text{ мм};$$
$$\Delta h_{ae2} = 0{,}5b\operatorname{tg}\theta_{a2} = 0{,}5 \cdot 28 \cdot 0{,}027203 = 0{,}38084 \text{ мм}.$$

Внешняя высота головки зуба по формуле (4.111)

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3{,}04627 + 0{,}63202 = 3{,}67829 \text{ мм};$$
$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1{,}60453 + 0{,}38084 = 1{,}98537 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец по формуле (4.114)

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2} = 0{,}38084 \text{ мм}; \quad \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1} = 0{,}63202 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба по формуле (4.113)

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2{,}18588 + 0{,}38084 = 2{,}56672 \text{ мм};$$
$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3{,}62762 + 0{,}63202 = 4{,}25964 \text{ мм}.$$

Внешняя высота зуба по формуле (4.115)

rusautomobile.ru

$$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2} = 3{,}67829 + 2{,}56672 = 1{,}98537 + 4{,}25964 = 6{,}24501 = 6{,}24501 \text{ мм}.$$

Диаметр основания конуса шестерни по формуле (4.116)

$$d_{e1} = d_{e2}\frac{z_1}{z_2} = 180\frac{17}{54} = 56{,}6667 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев по формуле (4.117)

$$d_{ea1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1 = 56{,}6667 + 2 \cdot 3{,}67829 \cdot 0{,}95385 = 63{,}6838 \text{ мм};$$
$$d_{ea2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2 = 180 + 2 \cdot 1{,}98537 \cdot 0{,}30029 = 181{,}1923 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин зубьев по формуле (4.118)

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1}\cos\delta_1 = 56{,}6667 - 2 \cdot 2{,}56672 \cdot 0{,}95385 = 51{,}7702 \text{ мм};$$
$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2}\cos\delta_2 = 180 - 2 \cdot 4{,}25964 \cdot 0{,}30029 = 177{,}4418 \text{ мм}.$$

§ 4.13. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Схема сил приведена на рис. 4.19. Окружную силу F_t определяют по формуле (4.94). Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t\gamma_a. \tag{4.119}$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t\gamma_r. \tag{4.120}$$

Коэффициенты γ принимают по табл. 4.20.

Целесообразно, чтобы осевая сила на шестерне была положительна, т. е. направлена от вершины конуса к основанию. Для этого необходимо и достаточно, чтобы направление вращения, если смотреть на вершину конуса, и направление наклона зуба шестерни совпадали.

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = -F_{r1}. \tag{4.121}$$

Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = -F_{a1}. \tag{4.122}$$

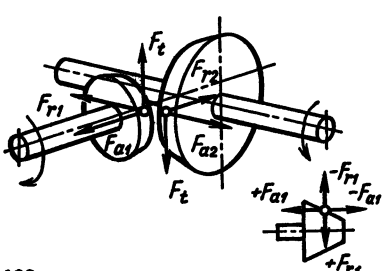


Рис. 4.19. Силы в зацеплении конических передач

rusautomobile.ru

4.20. Коэффициенты γ_a и γ_r

Схема шестерни	Направление линии зуба; вращение	Коэффициент силы	
		осевой γ_a	радиальной γ_r
	Правое; по часовой стрелке	$\frac{1}{\cos\beta_m}(\operatorname{tg}\alpha_n \sin\delta_1 + \sin\beta_m \cos\delta_1)$ при $\beta_m = 35°$ $0{,}444 \sin\delta_1 + 0{,}7 \cos\delta_1$	$\frac{1}{\cos\beta_m}(\operatorname{tg}\alpha_n \cos\delta_1 - \sin\beta_m \sin\delta_1)$ при $\beta_m = 35°$ $0{,}444 \cos\delta_1 - 0{,}7 \sin\delta_1$
	Левое; против часовой стрелки		
	Правое; против часовой стрелки	$\frac{1}{\cos\beta_m}(\operatorname{tg}\alpha_n \sin\delta_1 - \sin\beta_m \cos\delta_1)$ при $\beta_m = 35°$ $0{,}444 \sin\delta_1 - 0{,}7 \cos\delta_1$	$\frac{1}{\cos\beta_m}(\operatorname{tg}\alpha_n \cos\delta_1 + \sin\beta_m \sin\delta_1)$ при $\beta_m = 35°$ $0{,}444 \cos\delta_1 + 0{,}7 \sin\delta_1$
	Левое; по часовой стрелке		

rusautomobile.ru

Знаки „минус“ указывают, что направления сил противоположны.

Полная (нормальная) сила

$$F_n = F_t\left[1 + \frac{1}{\cos^2\beta_m}(\mathrm{tg}^2\alpha_n + \sin^2\beta_m)\right]. \qquad (4.123)$$

При $\alpha_n = 20°$ и $\beta_m = 35°$ $F_n = 1{,}69\,F_t$.

Пример. Определить силы в зацеплении из предыдущего примера. Имеем: $F_t = 3240$ Н; $\delta_1 = 17°28'30''$; $\beta_m = 35°$.

Примем правый наклон зуба шестерни и направление ее вращения по часовой стрелке.

Осевая сила на шестерне по формуле (4.119) $F_{a1} = F_t\gamma_a$.

Коэффициент γ_a по табл. 4.20

$$\gamma_a = 0{,}444\sin\delta_1 + 0{,}7\cos\delta_1 = 0{,}444\cdot 0{,}30029 + 0{,}7\cdot 95385 = 0{,}801.$$

Тогда $F_{a1} = 3240\cdot 0{,}801 = 2595$ Н.

Радиальная сила на шестерне по формуле (4.120) $F_{r1} = F_t\gamma_r$.

Коэффициент γ_r по табл. 4.20

$$\gamma_r = 0{,}444\cos\delta_1 - 0{,}7\sin\delta_1 = 0{,}444\cdot 0{,}95385 - 0{,}7\cdot 0{,}30029 = 0{,}2133.$$

Отсюда

$$F_2 = 3240\cdot 0{,}2133 = 690 \text{ Н}.$$

Осевая сила на колесе по формуле (4.121) $F_{a2} = -F_{r1} = -690$ Н.

Радиальная сила на колесе по формуле (4.122) $F_{r2} = -F_{a1} = -2595$ Н.

rusautomobile.ru

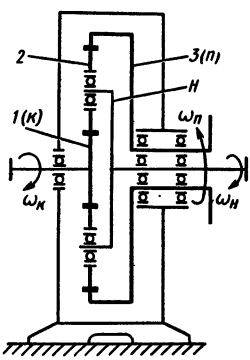
Глава 5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 5.1. ТИПЫ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ И ОБЛАСТИ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

В планетарных передачах (рис. 5.1 – 5.3) оси некоторых колес – сателлитов *2* закреплены на вращающемся звене – водиле и вращаются вместе с водилом относительно его оси, называемой центральной, и относительно своей оси. Планетарные передачи разделяют на три типа: дифференциальные (рис. 5.1), замкнутые дифференциальные (рис. 5.2) и простые (рис. 5.3). Дифференциальные передачи имеют две степени подвижности, так как оба центральных колеса, у которых общая геометрическая ось с водилом (на рис. 5.1 колеса *1* и *3*), подвижны.

Если центральные колеса дифференциальной передачи или одно из них и водило соединить зубчатой передачей с не-



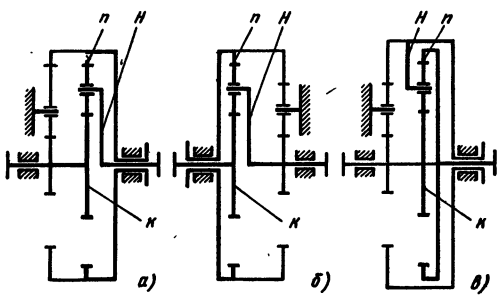


Рис. 5.1. Дифференциальная планетарная передача

Рис. 5.2. Замкнутые дифференциальные передачи:
а – замыкающая передача соединяет центральные колеса; *б*, *в* – замыкающая передача соединяет одно из центральных колес с водилом

rusautomobile.ru

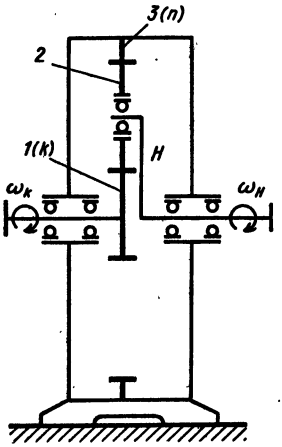
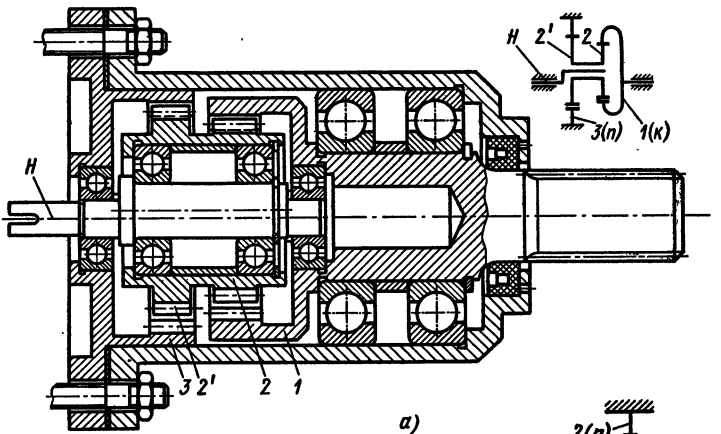


Рис. 5.3. Простая планетарная передача (с одной степенью свободы)



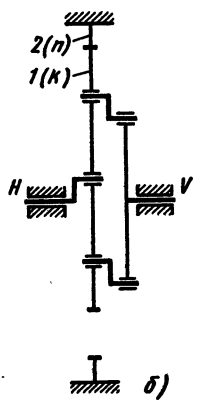


Рис. 5.4. Простые планетарные передачи с ведущим водилом, имеющие большое передаточное отношение:

а – передача с ведомым центральным колесом *1*; *2*, *2'* – сателлит; *3* – корончатое колесо; *H* – водило; *б* – передача с ведомым сателлитом *1*; *2* – корончатое колесо; *H* – водило; передача вращения сателлита *1* на ведомый вал *V* осуществляется механизмом параллельных кривошипов

rusautomobile.ru

подвижными осями колес, то получим замкнутую дифференциальную передачу, имеющую одну степень подвижности (см. рис. 5.2) и большие передаточные отношения при малых габаритах. На рис. 5.2 основная дифференциальная передача показана жирными линиями, замыкающая – тонкими.

Если в дифференциальной передаче одно из центральных колес сделать неподвижным (на рис. 5.3 колесо *3*), то получим простую планетарную передачу, имеющую одну степень подвижности. Передачи по рис. 5.3 имеют бóльшие нагрузочную способность и КПД по сравнению с зубчатыми передачами тех же габаритов с неподвижными осями колес. Передачи по рис. 5.4 имеют большие передаточные отношения, но низкий КПД.

Определение передаточного отношения. Дифференциальные передачи (см. рис. 5.1). Угловые скорости зубчатых колес и водила обозначены соответственно ω_1, ω_2, ω_3 и ω_H. Относительное движение звеньев не изменится, если всему механизму сообщить дополнительное вращение со скоростью $-\omega_H$ (равной по величине, но обратной по направлению угловой скорости водила *H*).

Угловые скорости звеньев механизма будут: водила $\omega_H - \omega_H = 0$; колеса *1* $\omega_1 - \omega_H$, колеса *2* $\omega_2 - \omega_H$, колеса *3* $\omega_3 - \omega_H$. Таким образом, водило *H* будет неподвижно, и дифференциальная передача превратится в обычную с неподвижными осями колес.

Передаточное отношение ее

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \qquad (5.1)$$

Для общего случая, когда дифференциальная передача имеет *n* колес,

$$i_{kn}^{(H)} = \frac{\omega_k - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}, \qquad (5.1а)$$

где $i_{kn}^{(H)}$ – передаточное отношение между центральными колесами *k* и *n* при неподвижном водиле *H* (т. е. передаточное отношение простой передачи с ведущим колесом *k* и ведомым *n*, равное отношению чисел зубьев колес, составляющих передачу). В правой части – угловые скорости трех звеньев (ω_k, ω_n и ω_H); задаваясь двумя из них, определяют третью.

При определении $i_{kn}^{(H)}$ необходимо учитывать его знак: $i_{kn}^{(H)} < 0$, если колеса *k* и *n* вращаются в разные стороны; $i_{kn}^{(H)} > 0$, если колеса *k* и *n* вращаются в одну сторону.

rusautomobile.ru

Простые планетарные передачи. Если в дифференциальной передаче (см. рис. 5.1) закрепить колесо *3*, то получим простую планетарную передачу (см. рис. 5.3), где $\omega_3 = 0$.

На основании формулы (5.1) имеем

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)}, \tag{5.2}$$

где $i_{1H}^{(3)}$ – передаточное отношение между колесом *1* и водилом *H* при неподвижном колесе *3*.

Для общего случая, когда передача имеет *n* колес,

$$i_{kH}^{(n)} = 1 - i_{kn}^{(H)}, \tag{5.3}$$

а между водилом и любым из колес

$$i_{Hk}^{(n)} = \frac{1}{i_{kH}^{(n)}} = \frac{1}{1 - i_{kn}^{(H)}}. \tag{5.4}$$

Для передачи по рис. 5.3 при ведущем колесе *1*, неподвижном *3* и ведомом водиле *H*

$$i_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \tag{5.5}$$

т. е. на единицу больше, чем для обычной передачи, составленной из этих же колес. По формулам (5.3) и (5.4) можно также определить угловую скорость ведомого вала дифференциальной передачи с двумя ведущими валами, рассматривая его принадлежащим одновременно двум простым планетарным передачам или одной простой планетарной и одной с неподвижными осями колес. Эти передачи можно получить из дифференциальной передачи при остановке одного из центральных колес или водила (например, колес *1*, *3* или водила *H* на рис. 5.1).

В этом случае

$$\omega_H = \omega_H^{(n)} + \omega_H^{(k)} = \frac{\omega_k}{i_{kH}^{(n)}} + \frac{\omega_n}{i_{nH}^{(k)}}; \tag{5.6}$$

$$\omega_n = \frac{\omega_H}{i_{Hn}^{(k)}} + \frac{\omega_k}{i_{kn}^{(H)}} = \omega_H i_{nH}^{(k)} + \omega_k i_{nk}^{(H)}; \tag{5.7}$$

$$\omega_k = \frac{\omega_H}{i_{Hk}^{(n)}} + \frac{\omega_n}{i_{nk}^{(H)}} = \omega_H i_{kH}^{(n)} + \omega_n i_{kn}^{(H)}. \tag{5.8}$$

Если водило *H* ведомое, то следует пользоваться формулой

rusautomobile.ru

5.1. Формулы для определения передаточного отношения замкнутых дифференциальных передач

Звено		Звенья, соединенные замыкающей передачей	Рис. 5.2	Расчетная формула	№ формулы
ведущее	ведомое				
k	H	$H-n$	*б*	$i_{kH}=1-i_{kn}^{(H)}+i'_{nH}i_{kn}^{(H)}$	(5.9)
k	n	$n-H$	*б*	$i_{kn}=i_{kn}^{(H)}+\dfrac{1-i_{kn}^{(H)}}{i'_{nH}}$	(5.10)
n	H	$H-k$	*в*	$i_{nH}=1+\dfrac{i'_{kH}-1}{i_{kn}^{(H)}}$	(5.11)
n	k	$k-H$	*в*	$i_{nk}=\dfrac{1-i_{kn}^{(H)}-i'_{kH}}{-i_{kn}^{(H)}i'_{kH}}$	(5.12)
H	n	$n-k$	*а*	$i_{Hn}=\dfrac{i'_{kH}-i_{kn}^{(H)}}{1-i_{kn}^{(H)}}$	(5.13)
H	k	$k-n$	*а*	$i_{Hk}=\dfrac{i'_{kn}-i_{kn}^{(H)}}{(1-i_{kn}^{(H)}i'_{kn}}$	(5.14)
n	k	$n-H$	*б*	$i_{nk}=\dfrac{i'_{nH}}{1-i_{kn}^{(H)}+i'_{nH}i_{kn}^{(H)}}$	(5.15)
H	k	$H-n$	*б*	$i_{Hk}=\dfrac{1}{1-i_{kn}^{(H)}+i'_{nH}i_{kn}^{(H)}}$	(5.16)
k	n	$k-H$	*б*	$i_{kn}=\dfrac{-i_{kn}^{(H)}i'_{kH}}{1-i_{kn}^{(H)}-i'_{kH}}$	(5.17)
H	n	$H-k$	*в*	$i_{Hn}=\dfrac{-i_{kn}^{(H)}}{1-i_{kn}^{(H)}-i'_{kH}}$	(5.18)
k	H	$k-n$	*а*	$i_{kH}=\dfrac{(1-i_{kn}^{(H)})i'_{kn}}{i'_{kn}-i_{kn}^{(H)}}$	(5.19)
n	H	$n-k$	*а*	$i_{nH}=\dfrac{1-i_{kn}^{(H)}}{i'_{kn}-i_{kn}^{(H)}}$	(5.20)

Условные обозначения: i'_{nH} – передаточное отношение замыкающей передачи от центрального колеса n к водилу H; i'_{kH} – передаточное отношение замыкающей передачи от центрального колеса k к водилу H; i'_{kn} – передаточное отношение замыкающей передачи, соединяющей центральные колеса k и n.

rusautomobile.ru

(5.6); при ведомом центральном колесе n – формулой (5.7), при ведомом колесе k – формулой (5.8).

Замкнутые дифференциальные передачи. Формулы для определения передаточного отношения, полученные на основе формулы (5.1а), приведены в табл. 5.1.

Выбор кинематической схемы. Дифференциальные передачи. Эти передачи применяют в двух случаях: когда движение от одного двигателя надо передать на два ведомых вала (звена) и когда движение от двух двигателей надо передать на один ведомый вал (звено). Передачи первого типа применяют в ведущих мостах транспортных машин для получения различных угловых скоростей левой и правой полуосей, в редукторах авиадвигателей с двумя соосными винтами и других машинах, имеющих два ведомых звена с разными скоростями.

Передачи второго типа применяют как вариаторы скоростей (в этом случае один из двигателей должен иметь бесступенчатое регулирование частоты вращения), вместо коробок скоростей в приводах большой мощности, где механизмы переключения скоростей получаются громоздкими, а также в приводах повышенной надежности, где ведомый вал должен вращаться от двух двигателей; в приборостроении эти передачи применяют в тех случаях, когда перемещение ведомого вала (звена) является функцией двух независимых переменных величин.

Для вращения ведомого вала от двух двигателей можно использовать схему (рис. 5.1). Если передача замедляющая, то центральные колеса *1* и *3* – ведущие, а водило H – ведомое.

При ведущем центральном колесе *1*, ведомом водиле H и центральном колесе *3*, когда $\omega_3 = -\omega_H$, имеем

$$i_{1H} = 1 - 2i_{13}^{(H)} = 1 + 2\frac{z_3}{z_1}.$$

Мощности, снимаемые с водила H и центрального колеса *3*,

$$P_H = T_H\omega_H; \qquad P_3 = T_3\omega_3,$$

где T_H и T_3 – вращающие моменты соответственно на водиле H и центральном колесе *3*, определяемые из кинетостатического расчета передачи.

Направление вращения звеньев дифференциальной передачи определяется направлением окружных сил, действующих на них в установившемся режиме работы: ведущее звено действует на ведомое по направлению окружной скорости в по-

rusautomobile.ru

люсе зацепления, ведомое на ведущее – против направления окружной скорости.

Для примера рассмотрим дифференциальную передачу на рис. 5.1. Векторы окружных сил, действующих на центральные колеса, сателлит и водило передачи, показаны на рис. 5.5. Направления вращения колес и водила показаны дуговыми стрелками: сплошными, когда они ведущие, штриховыми, когда они ведомые.

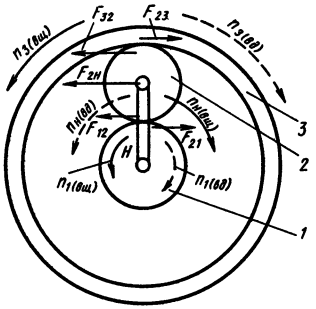
Из рис. 5.5 следует, что при одном из ведущих центральных колес *1* и *3* и ведомых водиле *H* и другом центральном колесе направление вращения водила совпадает с направлением вращения ведущего центрального колеса, а ведомое центральное колесо будет вращаться в противоположную сторону. При ведущем водиле и ведомых обоих центральных колесах направления вращений всех звеньев одинаковы. Если оба центральных колеса ведущие, а водило ведомое, то направления вращений всех звеньев также одинаковы. Если ведущие – водило и одно из центральных колес, а ведомое – другое центральное колесо, то направления вращений водила и ведущего центрального колеса противоположны, а ведомое центральное колесо будет вращаться в ту же сторону, что и водило.

Замкнутые дифференциальные передачи. Эти передачи позволяют изменять передаточное отношение всей передачи в широких пределах. Однако в некоторых конструкциях КПД уменьшается из-за появления в передаче так называемой замкнутой мощности $P_{зам} = T_y\omega = F_y v$, где T_y – внутренний уравновешенный вращающий момент, действующий на звено передачи; ω – его угловая скорость; F_y – внутренняя уравновешивающая сила, приложенная к звену передачи; v – окружная скорость звена.

Физический смысл этого термина пояснен на рис. 5.6. Передача нагружена закручиванием вала *2* специальной муфтой *1*. Для нагружения передачи одну половину *e* муфты *1* закрепляют неподвижно, а другую половину *f* поворачивают на определенный угол, закручивая этим вал *2* моментом T_2, после чего обе половины муфты соединяют. Величина нагрузки на звенья передачи пропорциональна углу закручивания вала *2*. Передачу (рис. 5.6) называют замкнутой. Мощность двигателя затрачивается только на потери: $P_д = P_{потерь}$. В то же время в передаче циркулирует $P_{зам} = T_2\omega_2$; она может быть во много раз больше $P_д$.

Замкнутая мощность возникает, когда направления вращения звеньев, соединенных замыкающей передачей, не соответствуют направлениям вращения их в дифференциальной пере-

rusautomobile.ru



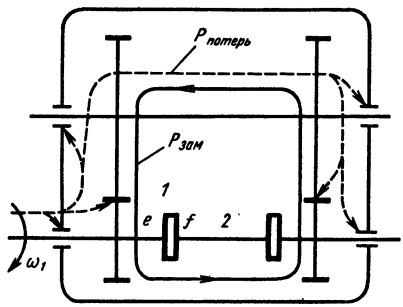


Рис. 5.5. Направления вращений и векторы окружных сил в дифференциальной планетарной передаче

Рис. 5.6. Замкнутая передача, в которой имеется замкнутая мощность

дache при отсутствии замыкания. При наличии замкнутой мощности через зацепления передается мощность в несколько раз большая, чем мощность двигателя.

На рис. 5.7, *а* приведена схема передачи с замыканием (*1′ — 3′*) на ведущий вал, имеющая большие передаточные отношения (когда ведущим будет центральное колесо *1*, а ведомым — водило *H*), но низкий КПД. Анализ схемы подтверждает наличие замкнутой мощности: центральные колеса *1* и *3* вращаются в разные стороны, в то время как в дифференциаль-

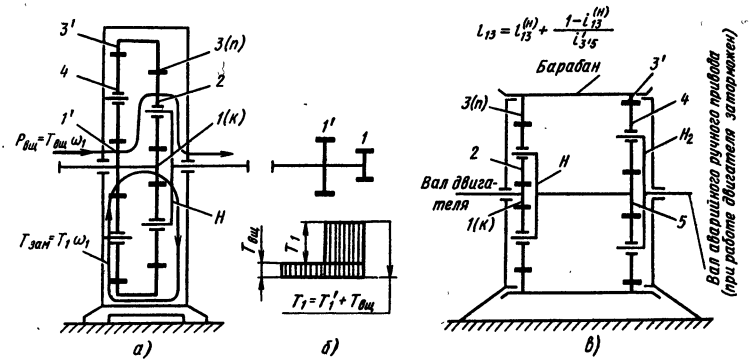


Рис. 5.7. Конструктивные схемы замкнутых дифференциальных передач:

а — схема передачи, имеющая замкнутую мощность; *б* — эпюра крутящих моментов на валу *1*; *в* — схема передачи к барабану лебедки, не имеющая замкнутой мощности

rusautomobile.ru

ной передаче при ведомом водиле ведущие центральные колеса должны вращаться в одну сторону (см. рис. 5.5).

Колесо *3* (рис. 5.7, *а*) – ведомое, так как направление его окружной скорости совпадает с направлением окружного усилия, момент от которого через замыкающую передачу *3'*, *4* и *1'* возвращается на ведущий вал и нагружает его, а следовательно, и всю передачу дополнительным моментом T'_1 (рис. 5.7, *б*), создающим при работе передачи замкнутую мощность ($P_{зам} = T'_1\omega_1$).

С ведущего вала на водило *H* передается только мощность $P_1 = T_1\omega_1$.

На рис. 5.7, *в* приведена схема передачи к барабану лебедки, где замкнутая мощность отсутствует и КПД передачи высок; при такой схеме передаточное отношение не выше 90.

§ 5.2. РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Простые передачи. Передачи, выполненные по рис. 5.3, имеют $i^{(3)}_{1H} = 3{,}2 \div 12{,}5$. Для получения больших передаточных отношений соединяют последовательно в одном корпусе несколько таких передач.

Для кинематических передач могут быть приняты схемы по рис. 5.4.

Передача вращения с колеса *1* на ведомый вал (см. рис. 5.4, *б*) осуществляется параллельными кривошипами или уравнительной муфтой (рис. 5.8).

Планетарные передачи часто выполняют за одно целое с электродвигателем (мотор-редуктор) или соединяют с ним муфтой. Параметры планетарных редукторов и мотор-редукторов общего назначения приведены в табл. П5 – П13 приложения. Стандартами установлены основные параметры и габаритные размеры, но не регламентированы конструкции деталей и число сателлитов.

На рис. 5.9 приведен алгоритм проектирования планетарного мотор-редуктора, а на рис. 5.10 – планетарного редуктора с простой планетарной передачей; содержание каждого этапа (наполнение блоков) пояснено в дальнейшем изложении.

Выбор чисел зубьев. Числа зубьев колес простой планетарной передачи при заданном передаточном отношении $i^{(n)}_{kH}$ или $i^{(n)}_{Hk}$ удобно подбирать, используя формулу (5.3) или (5.4):

$$i^{(H)}_{kn} = 1 - i^{(n)}_{kH} = \frac{i^{(n)}_{Hk} - 1}{i^{(n)}_{Hk}}. \qquad (5.21)$$

Для передачи (рис. 5.3) из формулы (5.5) следует

rusautomobile.ru

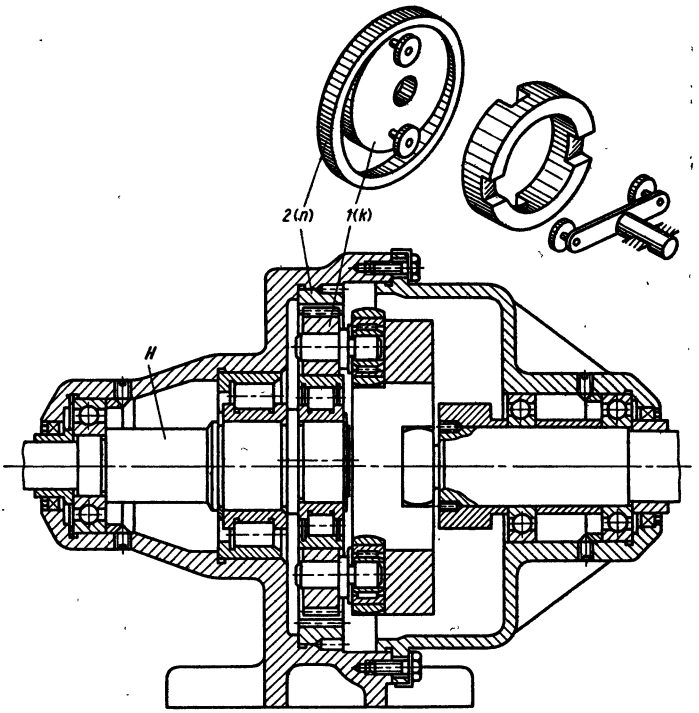


Рис. 5.8. Простая планетарная передача с ведущим водилом и ведомым сателлитом

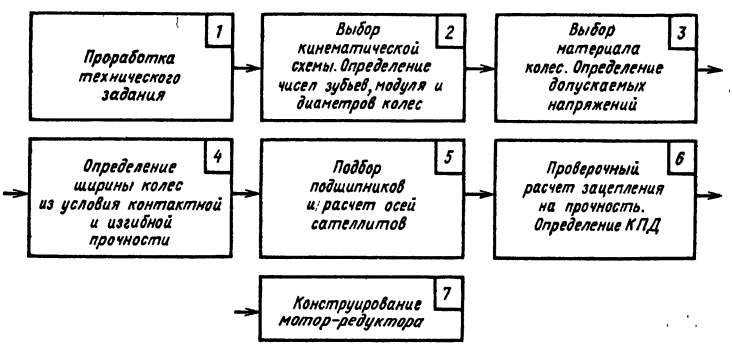


Рис. 5.9. Укрупненный алгоритм проектирования планетарного мотор-редуктора

rusautomobile.ru

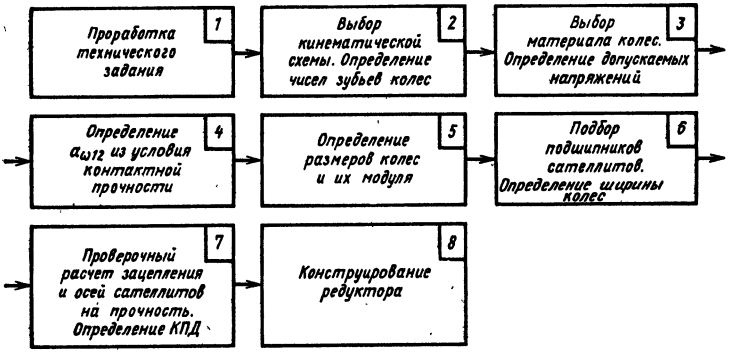


Рис. 5.10. Укрупненный алгоритм проектирования планетарного редуктора

$$\frac{z_3}{z_1} = i_{1H}^{(3)} - 1. \tag{5.22}$$

Если передача должна вписаться в определенный габарит, или должна быть состыкована с фланцевым электродвигателем, то задаются диаметром делительной окружности и числом зубьев z_3 (см. рис. 5.3), так как оно определяет габариты всей передачи; при этом число зубьев z_1 должно быть не меньше 13, чтобы избежать значительного подрезания зубьев. Если габариты не заданы, то выбирают число зубьев z_1.

При проектировании планетарных передач, схемы которых приведены на рис. 5.1, 5.2, 5.3, а также всех соосных многопоточных передач, где сателлиты (или промежуточные колеса) входят одновременно в наружное и внутреннее зацепления с центральными колесами, следует соблюдать три условия собираемости.

1. Условие соосности валов центральных колес; для этого в передачах, выполненных без смещения производящего контура, числа зубьев колес должны удовлетворять условию

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2; \qquad z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2};$$

откуда

$$z_3 = z_1 + 2z_2. \tag{5.23}$$

В передачах со смещением производящего исходного контура условие соосности проверяют равенством межосевых расстояний колес

$$a_{w12} = a_{w23}, \tag{5.23а}$$

rusautomobile.ru

где a_{w12} – межосевое расстояние между сателлитом *2* и солнечным колесом *1*; a_{w23} – межосевое расстояние между сателлитом *2* и корончатым колесом *3*.

2. Вхождение зубьев в зацепление при равных углах расположения сателлитов; для этого сумма чисел зубьев колес *3* (корончатого) и *1* (солнечного) должна быть кратна числу сателлитов:

$$\frac{z_3 + z_1}{n_c} = \gamma, \tag{5.24}$$

где n_c – число сателлитов; γ – целое число.

3. Условие соседства, – чтобы соседние сателлиты не задевали при вращении зубьями друг друга:

$$\left.\begin{aligned} d_{a2} &< 2a_{w12}\sin\frac{\pi}{n_c}; \\ z_2 + 2 &< (z_1 + z_2)\sin\frac{\pi}{n_c}, \end{aligned}\right\} \tag{5.25}$$

где d_{a2} – диаметр окружности выступов сателлитов *2*.

Разность между $2a_{w12}\sin\dfrac{\pi}{n_c}$ и d_{a2} должна быть $\geqslant 2{,}5$ мм.

Окончательно выбранные числа зубьев должны удовлетворять всем перечисленным условиям.

Для однопоточных соосных передач должно удовлетворяться только условие соосности. Например, для передачи (см. рис. 5.4, *а*) передаточное отношение при неподвижном водиле

$$i_{kn}^{(H)} = i_{13}^{(H)} = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_2'}.$$

Подставляя это значение $i_{kn}^{(H)}$ в формулу (5.22), получаем

$$\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_2'} = \frac{i_{H1}^{(3)} - 1}{i_{H1}^{(3)}}. \tag{5.26}$$

Из условия соосности передачи

$$m_{2'3}(z_3 - z_{2'}) = m_{12}(z_1 - z_2). \tag{5.27}$$

Обычно принимают одинаковый модуль для обеих пар колес; тогда

$$z_3 - z_{2'} = z_1 - z_2; \quad z_3 - z_1 = z_{2'} - z_2. \tag{5.28}$$

Решая совместно уравнения (5.26) и (5.28), определяют z_3,

rusautomobile.ru

задаваясь разностями $z_1 - z_2$ и $z_3 - z_1$. Расчет удобно производить, пользуясь графиками (рис. 5.11), где $z_c = z_1 - z_2 = z_3 - z_{2'}$; $e = z_3 - z_1 = z_{2'} - z_2$.

Пример. Подобрать числа зубьев колес для планетарной передачи по рис. 5.4, *а* при заданном $i_{H1}^{(3)} = 800$.

Р е ш е н и е. Принимаем $z_c = z_1 - z_2 = z_3 - z_{2'} = 3$.

При выборе величины $e = z_3 - z_1 = z_{2'} - z_2$ следует иметь в виду, что чем меньше e, тем конструкция компактнее; задаемся $e = 1$. Из графика рис. 5.11 находим $z_3 = 51$. Далее определяем

$$z_{2'} = z_3 - z_c = 51 - 3 = 48;$$
$$z_1 = z_3 - e = 51 - 1 = 50;$$
$$z_2 = z_1 - z_c = 50 - 3 = 47.$$

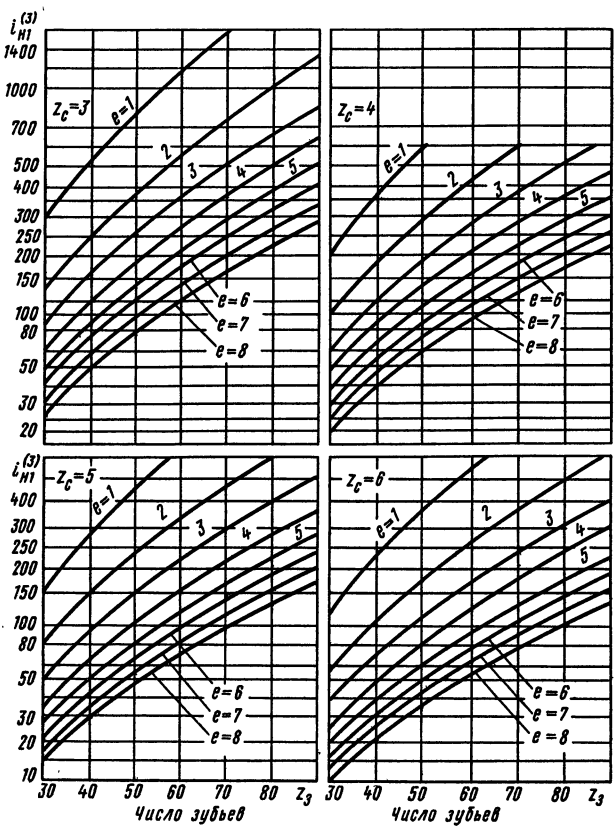


Рис. 5.11. Графики для выбора чисел зубьев планетарных передач по схеме рис. 5.4, *а*.

rusautomobile.ru

Проверяем полученные значения чисел зубьев колес по формуле (5.4):

$$i_{H1}^{(3)} = \frac{1}{1 - i_{13}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \dfrac{z_2}{z_1}\dfrac{z_3}{z_{2'}}} = \frac{z_1 z_{2'}}{z_1 z_{2'} - z_2 z_3} = \frac{50 \cdot 48}{50 \cdot 48 - 47 \cdot 51} = 800,$$

что соответствует заданному передаточному отношению.

Для схемы на рис. 5.4, *б* на основании формулы (5.21а) при $i_{H1}^{(2)} < 0$

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{i_{H1}^{(2)} - 1}{i_{H1}^{(2)}} = \frac{|i_{H1}^{(2)}| + 1}{|i_{H1}^{(2)}|}.$$

Следовательно, наименьшее число зубьев сателлита *1* (z_1) можно брать равным передаточному отношению, а число зубьев корончатого колеса *2* (z_2) – на единицу бóльшим.

В случаях применения стандартных долбяков ($\alpha_t = 20°$) передачи с малой разностью чисел зубьев корончатого колеса и сателлита можно выполнить только со значительным смещением производящего контура; если разность зубьев колес, находящихся в зацеплении, $z_2 - z_1 \geqslant 3$, то удовлетворительные результаты без смещения дает эвольвентное зацепление с $\alpha_t = 30°$ и коэффициентом высоты головки зуба $h_a^* = 0{,}75$.

При подборе зубьев комбинированной передачи (рис. 5.12) сборка осложняется тем, что сдвоенные сателлиты входят в

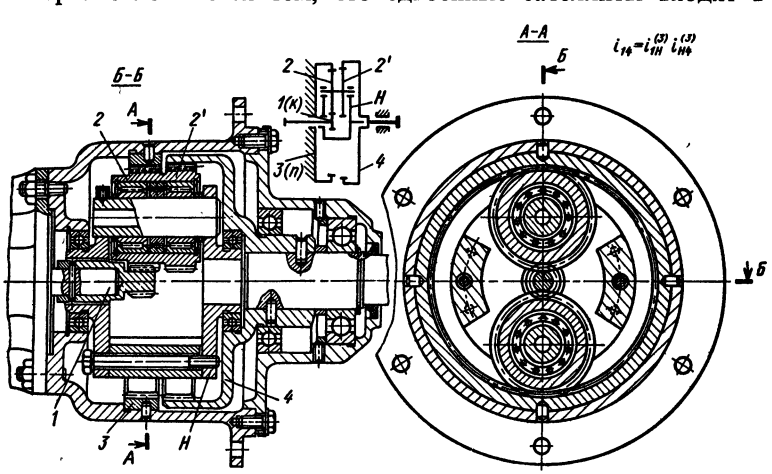


Рис. 5.12. Комбинированная планетарная передача

rusautomobile.ru

зацепление с солнечным колесом *1*, корончатым колесом *3* и колесом *4*. В этом случае зацепление колес возможно, если числа зубьев центральных колес (*1*, *3* и *4*) кратны числу сателлитов:

$$\frac{z_1}{n_c} = \gamma_1; \qquad \frac{z_3}{n_c} = \gamma_3; \qquad \frac{z_4}{n_c} = \gamma_4, \tag{5.29}$$

где n_c – число сателлитов; γ_1, γ_3, γ_4 – целые числа.

Относительное угловое расположение зубьев у всех сдвоенных сателлитов должно быть одинаковым, что вносит дополнительные трудности при нарезании зубьев.

Если по условию (5.29) передаточное отношение несовместимо с техническим заданием, то выполняют только условия соосности (5.27) и соседства (5.25), а сборку передачи обеспечивают путем изготовления разъемного сдвоенного сателлита ($2-2'$), у которого колесо *2* может вращаться относительно колеса *2'*. Окончательно колеса *2* и *2'* закрепляют на общем валу при сборке.

При проектировании передач по рис. 5.3 для мотор-редукторов, где стандартом задан радиус расположения осей сателлитов (равный межосевому расстоянию колес $1-2$ и $2-3$), определение чисел зубьев удобно начинать с солнечного колеса и сателлита, задаваясь модулем передачи

$$a_{12} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

откуда

$$z_1 + z_2 = 2a_{12}/m. \tag{5.30}$$

Для соблюдения условия вхождения зубьев в зацепление при равных углах расположения сателлитов, надо, чтобы удвоенная сумма $z_1 + z_2$ была кратна числу сателлитов. Из условия (5.25) имеем

$$(z_1 + z_3)/n_c = \gamma; \qquad z_1 + z_3 = z_1 + (z_1 + 2z_2) = 2(z_1 + z_2), \tag{5.31}$$

откуда

$$2(z_1 + z_2)/n_c = \gamma; \qquad \gamma - \text{целое число.}$$

Если при желаемом числе сателлитов условие (5.31) не выполняется, то надо выбирать ближайшее значение $[2(z_1 + z_2)]$, удовлетворяющее этому условию, и делать передачу со смещением производящего контура, оставляя заданное стандартом межосевое расстояние.

rusautomobile.ru

Число зубьев солнечного колеса

$$z_1 = (z_1 + z_2)/[i_{12}^{(H)}] + 1. \qquad (5.32)$$

Значение $i_{12}^{(H)}$ находим из формулы (5.5):

$$i_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \left(\frac{z_2}{z_1}\right)\left(\frac{z_3}{z_2}\right) = 1 + \frac{z_2}{z_1} \times$$

$$\times \left(\frac{z_1 + 2z_2}{z_2}\right) = 2 + 2\,\frac{z_2}{z_1},$$

откуда

$$[i_{12}^{(H)}] = \frac{z_2}{z_1} = \frac{i_{1H}^{(3)} - 2}{2}.$$

Число зубьев сателлита $z_2 = (z_2 + z_1) - z_1$. Число зубьев корончатого колеса определим из условия соосности по формуле (5.23).

Определение КПД. Формулы для определения КПД простых планетарных передач приведены в табл. 5.2.

Анализ формул (5.33) и (5.34) показывает, что КПД редукторов с ведущим центральным колесом, выполненных по рис. 5.3, понижается незначительно при увеличении передаточного отношения. КПД редукторных передач с ведущим во-

5.2. Формулы для определения КПД простых планетарных передач

Звено		Область применения	Расчетная формула	№ формулы
ведущее	ведомое			
k	H	1. Редукторы 2. Мультипликаторы $(i_{kH}^{(n)} < 0)$	$\eta_{kH}^{(n)} = 1 - \frac{i_{kH}^{(n)} - 1}{i_{kH}^{(n)}}(1 - \eta_{kn}^{(H)})$	(5.33)
k	H	Мультипликаторы $(i_{kH}^{(n)} > 0)$	$\eta_{kH}^{(n)} = 1 - \frac{1 - i_{kH}^{(n)}}{i_{kH}^{(n)}}\,\frac{1 - \eta_{kn}^{(H)}}{\eta_{kn}^{(H)}}$	(5.34)
H	k	1. Редукторы $(i_{Hk}^{(n)} < 0)$ 2. Мультипликаторы	$\eta_{Hk}^{(n)} = \frac{1}{1 + (1 - i_{Hk}^{(n)})(1 - \eta_{kn}^{(H)})}$	(5.35)
H	k	Редукторы $(i_{Hk}^{(n)} > 0)$	$\eta_{Hk}^{(n)} = \frac{1}{1 + (i_{Hk}^{(n)} - 1)\,\frac{1 - \eta_{kn}^{(H)}}{\eta_{kn}^{(H)}}}$	(5.36)

rusautomobile.ru

дилом, выполненных по рис. 5.4, быстро убывает с увеличением передаточного отношения.

Определение вращающих моментов и сил в зацеплениях и опорах осей и валов. Для определения окружных сил в зацеплениях и опорах планетарных передач всех трех типов (простых планетарных, дифференциальных и замкнутых дифференциальных) рассматривают поочередное равновесие каждого звена под действием внешних нагрузок. Силы трения не учитывают. Расчет начинают со звена, где известен внешний вращающий момент.

Радиальные составляющие сил, действующих в передаче, имеющей несколько сателлитов, не учитывают, так как они уравновешивают друг друга.

Принята следующая система обозначений: все силы взаимодействия звеньев передачи обозначены буквой F с двумя нижними цифровыми индексами: первый индекс обозначает номер звена, со стороны которого действует сила, второй – звено, на которое действует данная сила. Например, F_{12} обозначает окружную силу, с которой колесо *1* действует на колесо *2* (рис. 5.13 – 5.15).

Для контроля правильности вычисления служит уравнение равновесия внешних вращающих моментов, приложенных к механизму, например, для схем рис. 5.1 и 5.3.

$$T_H - T_3 - T_1 = 0, \tag{5.37}$$

где T_1 – момент внешних сил, приложенных к центральному колесу *1*; T_H – момент внешних сил, приложенных к водилу H; T_3 – момент внешних сил, приложенных к центральному колесу *3*.

Отношения моментов проверяют по формулам

$$\frac{T_H}{T_1} = i_{1H}^{(3)}; \quad \frac{T_H}{T_3} = i_{3H}^{(1)}; \quad \frac{T_3}{T_1} = i_{13}^{(H)}. \tag{5.38}$$

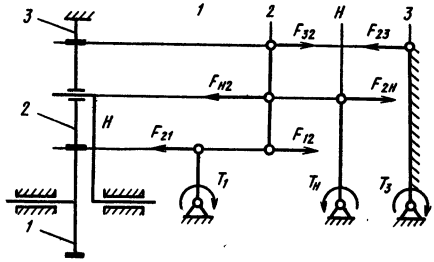


Рис. 5.13. Определение сил, действующих на звенья планетарной передачи, по схеме рис. 5.1 или 5.3:

$F_{21} = \frac{2T_1}{d_1}$; $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$; $\bar{F}_{32} = \bar{F}_{12}$; $\bar{F}_{H2} = \bar{F}_{12} + \bar{F}_{32} = 2\bar{F}_{12}$; $\bar{F}_{23} = -\bar{F}_{32}$; $\bar{F}_{2H} = -F_{H2}$; $T_H - T_3 - T_1 = 0$

rusautomobile.ru

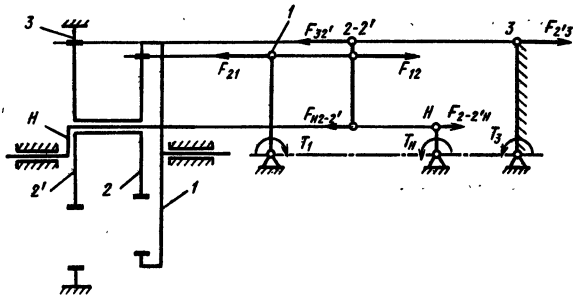


Рис. 5.14. Определение сил, действующих на звенья планетарной передачи, по схеме рис. 5.4, *а*:

$$F_{21} = \frac{2T_1}{d_1};\ \bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21};\ \bar{F}_{32'} = -\bar{F}_{12}\frac{d_2}{d_{2'}};\ \bar{F}_{H(2-2')} = \bar{F}_{12} - \bar{F}_{32'};\ \bar{F}_{2'3} = -\bar{F}_{32'};$$

$$T_1 - T_H - T_3 = 0$$

У ведущего вала угловая скорость и внешний момент имеют одинаковые направления, а у ведомого – противоположные.

Расчет передач на прочность. Зацепление эвольвентных прямозубых планетарных передач всех трех типов при $\alpha_{tw} = 20°$ и $x_1 = x_2 = 0$ рассчитывают на прочность по формулам, приведенным ниже.

Расчет на контактную прочность. Межосевое расстояние, мм

$$a \geqslant (u \pm 1)\sqrt[3]{\left(\frac{315}{[\sigma_H]u}\right)^2 \frac{T_p}{\psi_a n'_c}}. \qquad (5.39)$$

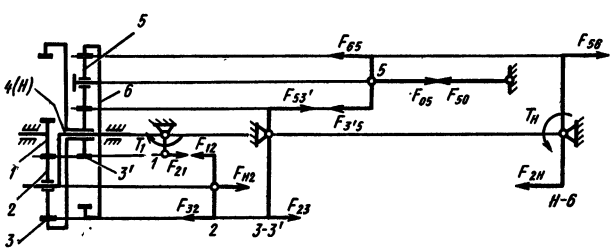


Рис. 5.15. Определение сил, действующих на звенья замкнутой дифференциальной передачи:

$$F_{12} = \frac{2T_1}{d_1};\ \bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21};\ \bar{F}_{12} = \bar{F}_{32};\ F_{H2} = 2F_{12};\ F_{53'} = \frac{F_{23}d_3}{d_{3'}};\ \bar{F}_{65} = \bar{F}_{3'5};$$

$$F_{05} = 2F_{3'5};\ \bar{F}_{56} = -\bar{F}_{65};\ \bar{F}_{2H} = -\bar{F}_{H2};\ T_H = F_{2H}\left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right) + F_{56}\frac{d_6}{2}$$

rusautomobile.ru

Ширина колес (зубчатого венца), мм

$$b \geqslant \left(\frac{315}{a[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_p(u \pm 1)^3}{n_c' u^2}. \qquad (5.40)$$

Рабочее контактное напряжение, МПа

$$\sigma_H = 315 \frac{u \pm 1}{au} \sqrt{\frac{u \pm 1}{bn_c'} T_p}; \qquad (5.41)$$

в формулах (5.39)–(5.41) u – передаточное число рассчитываемой пары ($u \geqslant 1$); n_c' – приведенное число сателлитов ($n_c' = n_c - 0{,}7$); ψ_a – коэффициент ширины ($\psi_a = \frac{b}{a} = 0{,}2 \div 0{,}4$); $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение; b – ширина зубчатого венца; T_p – расчетный вращающий момент на колесе рассчитываемой пары; знак „+" для наружного зацепления, знак „–" для внутреннего. Для передачи солнечное колесо – сателлит по рис. 5.1 и 5.3 при $i_{1H}^{(3)} \geqslant 4$ $u = \frac{z_2}{z_1}$; $T_p = \frac{T_{pH} z_2}{i_{1H}^{(3)} z_1}$; при $i_{1H}^{(3)} < 4$ $u = \frac{z_1}{z_2}$; $T_p = \frac{T_{pH}}{i_{1H}^{(3)}}$, где T_{pH} – расчетный вращающий момент на водиле, Н · мм.

Для передачи сателлит – корончатое колесо $u = \frac{z_3}{z_2}$; $T_p = \frac{T_{pH}}{i_{1H}^{(3)}} \frac{z_3}{z_1}$. Для передачи по рис. 5.4, *б* и 5.8 $u = \frac{z_2}{z_1}$; $T_p = T_{p1} \frac{z_2}{z_1}$, где T_{p1} – расчетный момент на колесе *1*.

Для передачи по рис. 5.4,*а* и 5.12 при расчете пары сателлит – ведомое корончатое колесо $u = \frac{z_к}{z_c}$; T_p равен расчетному моменту на ведомом корончатом колесе (на рис. 5.4, *а* колесо *1*, на рис. 5.12 колесо *4*).

Методики определения вращающего момента на ведомых валах T_{pH} и T_{p1} и допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ см. в § 4,4; 4.6 и 4.7.

rusautomobile.ru

Расчет на изгибную прочность. Модуль зацепления

$$m \geqslant \sqrt[3]{\frac{2Y_F T_p}{n'_c z \psi_{bm} [\sigma_F]}}. \quad (5.42)$$

Ширина колес (зубчатого венца)

$$b \geqslant \frac{2Y_F T_p}{n'_c m^2 z [\sigma_F]}. \quad (5.43)$$

Рабочее напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_{F\text{д}} K_F}{n'_c b m}. \quad (5.44)$$

Определение величин T_p и n'_c см. выше [формулы (5.39)–(5.41)]. Значения вращающего момента T_p и числа зубьев z должны относиться к одному колесу. Коэффициент ширины $\psi_{bm} = \frac{b}{m} = 5 \div 15$. Определение допускаемого напряжения $[\sigma_F]$ и значений коэффициентов Y_F, $K_{F\text{д}}$, K_F см. в § 4.5 и 4.6.

При подсчете числа циклов нагружения следует учитывать вращение колес только относительно друг друга. Угловые скорости в относительном движении определяют по формулам, аналогичным формулам (5.1а):

$$\omega_k^{(H)} = \omega_k^{(n)} - \omega_H^{(n)}; \quad (5.45)$$

$$\omega_H^{(n)} = \frac{\omega_k^{(n)}}{i_{kH}^{(n)}}. \quad (5.46)$$

Соответственно для сателлита

$$\omega_c = \frac{\omega_k^{(H)}}{i_{kc}^{(H)}} = (\omega_k^{(n)} - \omega_H^{(n)}) \left(\frac{z_k}{z_c}\right). \quad (5.47)$$

Ход расчета зубчатого зацепления на прочность зависит от технического задания. Если размеры передачи ничем не ограничены, то расчет следует начинать с определения межосевого расстояния из условия прочности рабочих поверхностей зубьев. После определения диаметров колес, чисел зубьев и модуля следует подобрать подшипники сателлитов. Если диаметр сателлита не позволяет установить подшипник с требуемой долговечностью, то увеличивают ширину сателлита, ставя его на два или три подшипника (см. рис. 5.22).

Диаметр корпуса передач, стыкуемых с фланцевыми элек-

rusautomobile.ru

тродвигателями, удобно выбирать равным наибольшему диаметру корпуса электродвигателя, а диаметр корончатых колес – на 20 – 30 мм меньше. Затем, исходя из заданного передаточного отношения и условий сборки, определяют диаметры и числа зубьев колес, модуль передачи. Ширина зубчатых колес определяется шириной подшипников сателлитов. Полученных данных достаточно для выполнения проверочного расчета зацепления на контактную и изгибную прочность.

В передачах, где сателлиты входят в зацепление с солнечным и корончатым колесами, при одинаковой твердости рабочих поверхностей зубьев следует рассчитывать только наружное зацепление (солнечное колесо – сателлит). В крупногабаритных передачах, где твердость корончатого колеса меньше, следует также проверять прочность зубьев корончатого колеса.

Дифференциальные и замкнутые дифференциальные передачи. Выбор чисел зубьев. Числа зубьев дифференциальных передач с двумя ведущими валами и одним ведомым определяют, рассматривая эти передачи как сложные, состоящие из двух простых планетарных, имеющих общее водило и сателлиты [см. формулы (5.6), (5.7), (5.8)]. Параметры этих простых передач выбирают исходя из задания на проектирование дифференциальной передачи. Дальнейший расчет ведут по изложенной выше методике.

Для определения чисел зубьев колес дифференциальной передачи с двумя ведомыми валами задаются угловыми скоростями ведомых валов, соответствующими номинальному режиму работы, и рассматривают ее как передачу с двумя ведущими валами и одним ведомым.

Определение чисел зубьев замкнутых дифференциальных передач ведут так же, разделяя их на простые планетарные и с неподвижными осями колес.

Определение КПД. Формулы для определения КПД дифференциальных передач с двумя ведомыми и двумя ведущими звеньями приведены в табл. 5.3. Формулы для определения КПД наиболее распространенных схем замкнутых дифференциальных передач приведены в табл. 5.4.

Методика силового и прочностного расчета дифференциальных и замкнутых дифференциальных передач та же, что и простых планетарных, которая была изложена выше.

rusautomobile.ru

5.3. Формулы для определения КПД дифференциальных передач с двумя ведомыми или двумя ведущими звеньями

Звенья		Область применения	Расчетные формулы	№ формулы
ведущие	ведомые			
k	n, H	$\frac{\omega_n}{\omega_H} = \mu_{nH} < 0$	$\eta_{k-nH} = \frac{1 - i_{kn}^{(H)}\eta_{kn}^{(H)} + i_{kn}^{(H)}\eta_{kn}^{(H)}\mu_{nH}}{1 - i_{kn}^{(H)} + i_{kn}^{(H)}\mu_{nH}}$	(5.48)
n	k, H	$\frac{\omega_k}{\omega_H} = \mu_{kH} < 0$	$\eta_{n-kH} = \frac{(1-\mu_{kH})\eta_{kn}^{(H)} - i_{kn}^{(H)}}{1 - i_{kn}^{(H)} - \mu_{kH}}$	(5.49)
H	k, n	$\frac{\omega_k}{\omega_n} = \mu_{kn} > 0$	$\eta_{H-kn} = \frac{(1 - i_{kn}^{(H)})(\mu_{kn} - i_{kn}^{(H)}\eta_{kn}^{(H)})}{(\mu_{kn} - i_{kn}^{(H)})(1 - i_{kn}^{(H)}\eta_{kn}^{(H)})}$	(5.50)
		$\mu_{kn} < 1$; $\mu_{kn} > 1$	$\eta_{H-kn} = \frac{(1 - i_{kn}^{(H)})(i_{kn}^{(H)} - \mu_{kn}\eta_{kn}^{(H)})}{(\mu_{kn} - i_{kn}^{(H)})(i_{kn}^{(H)} - \eta_{kn}^{(H)})}$	(5.51)
k, H	n	$\frac{\omega_k}{\omega_H} = \mu_{kH} < 0$	$\eta_{kH-n} = \frac{(1 - i_{kn}^{(H)} - \mu_{kH})\eta_{kn}^{(H)}}{1 - i_{kn}^{(H)}\eta_{kn}^{(H)} - \mu_{kH}}$	(5.52)
n, H	k	$\frac{\omega_n}{\omega_H} = \mu_{nH} < 0$	$\eta_{nH-k} = \frac{(1 - i_{kn}^{(H)} + \mu_{nH}i_{kn}^{(H)})\eta_{n-k}^{(H)}}{\eta_{nk}^{(H)} - i_{kn}^{(H)} + \mu_{nH}i_{kn}^{(H)}}$	(5.53)
k, n	H	$\frac{\omega_k}{\omega_n} = \mu_{kn} > 0$	$\eta_{kn-H} = \frac{(\eta_{kn}^{(H)} - i_{kn}^{(H)})(\mu_{kn} - i_{kn}^{(H)})}{(1 - i_{kn}^{(H)})(\mu_{kn}\eta_{kn}^{(H)} - i_{kn}^{(H)})}$	(5.54)
		$\mu_{kn} < 1$; $\mu_{kn} > 1$	$\eta_{kn-H} = \frac{(1 - i_{kn}^{(H)}\eta_{kn}^{(H)})(\mu_{kn} - i_{kn}^{(H)})}{(1 - i_{kn}^{(H)})(\mu_{kn} - i_{kn}^{(H)}\eta_{kn}^{(H)})}$	(5.55)

Примечание. k – солнечное колесо; n – корончатое колесо; H – водило.

rusautomobile.ru

5.4. Формулы для определения КПД замкнутых дифференциальных передач

Кинематическая схема передачи по рис. 5.2.	Характеристика замыкающей передачи	Величина замкнутой мощности	Расчетная формула	№ формулы
б k – ведущее H – ведомое	$i'_{nH} < 0$	0	$\eta_{kH} = \dfrac{1 + i^{(H)}_{kn}\eta^{(H)}_{kn}(i'_{nH}\eta'_{nH} - 1)}{1 + i^{(H)}_{kn}(i'_{nH} - 1)}$	(5.56)
б k – ведущее n – ведомое	$i'_{nH} < 0$	0	$\eta_{kn} = \dfrac{i^{(H)}_{kn}\eta^{(H)}_{kn}(i'_{nH} - \eta'_{nH}) + \eta'_{nH}}{1 + i^{(H)}_{kn}(i'_{nH} - 1)}$	(5.57)
в n – ведущее H – ведомое	$i'_{kH} < 0$	0	$\eta_{nH} = \dfrac{i^{(H)}_{kn} + \eta^{(H)}_{kn}(i'_{kH}\eta'_{kH} - 1)}{i^{(H)}_{kn} + i'_{kH} - 1}$	(5.58)
в n – ведущее k – ведомое	$i'_{kH} < 0$	0	$\eta_{nk} = \dfrac{i^{(H)}_{kn}\eta'_{kH} + \eta^{(H)}_{kn}(i'_{kH} - \eta'_{kH})}{i^{(H)}_{kn} + i'_{kH} - 1}$	(5.59)
а H – ведущее k – ведомое	$i'_{kn} < 0$ $\lvert i'_{kn}\rvert > \lvert i^{(H)}_{kn}\rvert$	$T_n\omega_n$	$\eta_{Hk} = \dfrac{(1 - i^{(H)}_{kn})(i'_{kn}\eta'_{kn}\eta^{(H)}_{kn} - i^{(H)}_{kn})}{(i'_{kn} - i^{(H)}_{kn})(\eta^{(H)}_{kn} - i^{(H)}_{kn})}$	(5.60)

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 5.4

Кинематическая схема передачи по рис. 5.2	Характеристика замыкающей передачи	Величина замкнутой мощности	Расчетная формула	№ формулы
б n – ведущее k – ведомое	$i'_{nH} < 0$	0	$\eta_{nk} = \dfrac{(1 - i^{(H)}_{kn} + i^{(H)}_{kn} i'_{nH})\,\eta^{(H)}_{kn}\,\eta'_{nH}}{i^{(H)}_{kn}(i'_{nH}\eta'_{nH} - 1) + \eta^{(H)}_{kn}}$	(5.61)
б H – ведущее k – ведомое	$i'_{nH} < 0$	0	$\eta_{Hk} = \dfrac{(1 - i^{(H)}_{kn} + i'_{nH} i^{(H)}_{kn})\,\eta^{(H)}_{kn}\,\eta'_{nH}}{i^{(H)}_{kn}(i'_{nH} - \eta'_{nH}) + \eta^{(H)}_{kn}\,\eta'_{nH}}$	(5.62)
в k – ведущее n – ведомое	$i'_{kH} < 0$	0	$\eta_{kn} = \dfrac{(1 - i^{(H)}_{kn} - i'_{kH})\,\eta^{(H)}_{kn}\,\eta'_{kH}}{1 - i^{(H)}_{kn}\eta^{(H)}_{kn} - i'_{kH}\eta'_{kH}}$	(5.63)
в H – ведущее n – ведомое	$i'_{kH} < 0$	0	$\eta_{Hn} = \dfrac{(1 - i^{(H)}_{kn} - i'_{kH})\,\eta^{(H)}_{kn}\,\eta'_{kH}}{(1 - i^{(H)}_{kn}\eta^{(H)}_{kn})\,\eta'_{kH} - i'_{kH}}$	(5.64)
а k – ведущее H – ведомое	$i'_{kn} < 0$ $\lvert i'_{kn}\rvert > \lvert i^{(H)}_{kn}\rvert$	$T_n\omega_n$	$\eta_{kH} = \dfrac{(1 - i^{(H)}_{kn}\eta^{(H)}_{kn})(i'_{kn} - i^{(H)}_{kn})}{(1 - i^{(H)}_{kn})(i'_{kn} - i^{(H)}_{kn}\eta^{(H)}_{kn}\eta'_{kn})}$	(5.65)

Примечание. k, n – колеса; H – водило.

rusautomobile.ru

§ 5.3. КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

При подборе подшипников качения сателлитов минимальная толщина обода сателлита должна быть не менее $2{,}25m$. Исходя из этого, максимально допустимый диаметр наружного кольца подшипника

$$D_{max} = d - 2h_f - 2 \cdot 2{,}25m = m(z - 7). \qquad (5.66)$$

При $m \leqslant 0{,}8$ мм толщина обода должна быть не менее 2 мм. Если подшипники качения не удается разместить в сателлитах, то приходится применять подшипники скольжения. Смазывание их затруднено, поэтому вкладыши часто делают из антифрикционных сплавов (пластмассовые, графитовые или металлокерамические вкладыши). При большом сроке службы необходимо смазывать подшипники под давлением. Подшипники дифференциалов с малой относительной подвижностью сателлитов не требуют индивидуального смазывания.

Передачи (рис. 5.4, *а*) рекомендуется применять только при небольшой разности между числами зубьев колес, находящихся в зацеплении; из-за малой величины межосевого расстояния можно выполнить водило в виде вала с эксцентричной шейкой, на которую устанавливают один сдвоенный сателлит. В быстроходных передачах такого типа для уравновешенного сдвоенного сателлита необходимо ставить противовесы.

В передачах по рис. 5.12 сдвоенный сателлит можно сделать разъемным, что значительно облегчает сборку редуктора. Конструкция такого сателлита приведена на рис. 5.23 и 5.24.

Неточности при изготовлении передач приводят к неравномерному распределению нагрузки между сателлитами; для выравнивания нагрузки применяют три способа:

1) жесткое крепление всех деталей, высокая точность выполнения всех размеров, тщательный монтаж, подбор сателлитов по зазору в зацеплениях с центральными колесами;

2) установка плавающего одного или всех центральных колес или водила;

3) установка центральных колес с гибким ободом или валом, ввод упругой связи между венцами сдвоенных сателлитов, установка сателлитов на гибких осях.

Наибольшее распространение получил второй способ. На рис. 5.16 показан редуктор с плавающим солнечным колесом *1*, а на рис. 5.17 – с плавающим корончатым колесом *3*. В этих конструкциях свобода перемещения центральных колес в радиальном направлении обеспечивается зубчатыми муфтами.

rusautomobile.ru

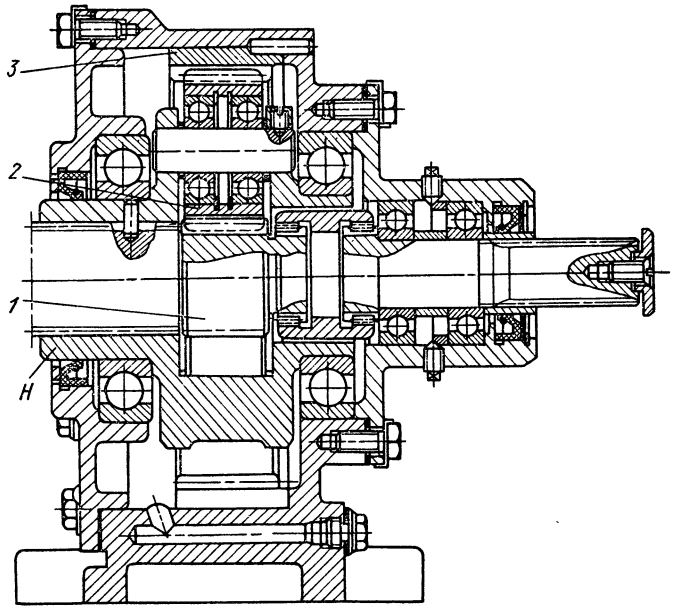


Рис. 5.16. Конструкция планетарного редуктора с плавающим солнечным колесом *1*; *2* – сателлит; *3* – корончатое колесо; *H* – водило

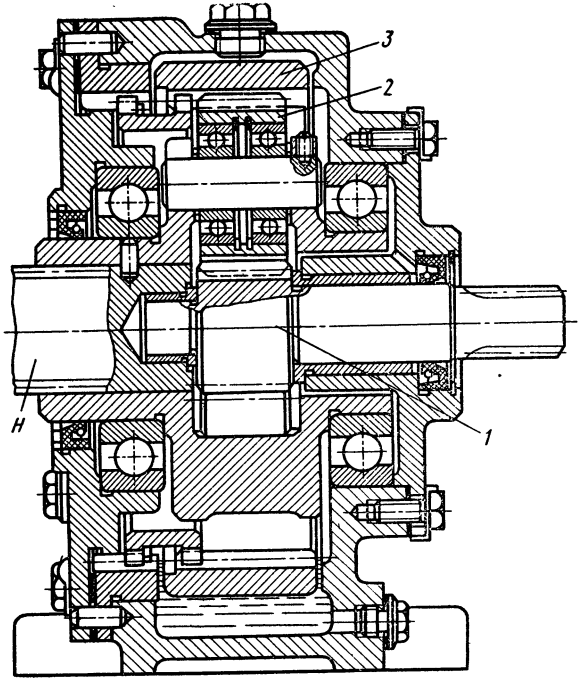


Рис. 5.17. Конструкция планетарного редуктора с плавающим корончатым колесом *3*; *1* – солнечное колесо; *2* – сателлит; *H* – водило

rusautomobile.ru

Наилучшее выравнивание нагрузки получается при трех сателлитах.

Радиальное смещение солнечного колеса можно обеспечить за счет малой жесткости вала (рис. 5.18). Правый конец вала закреплен в двух подшипниках, а левый вместе с солнечным колесом *1* расположен консольно. Эта конструкция частично

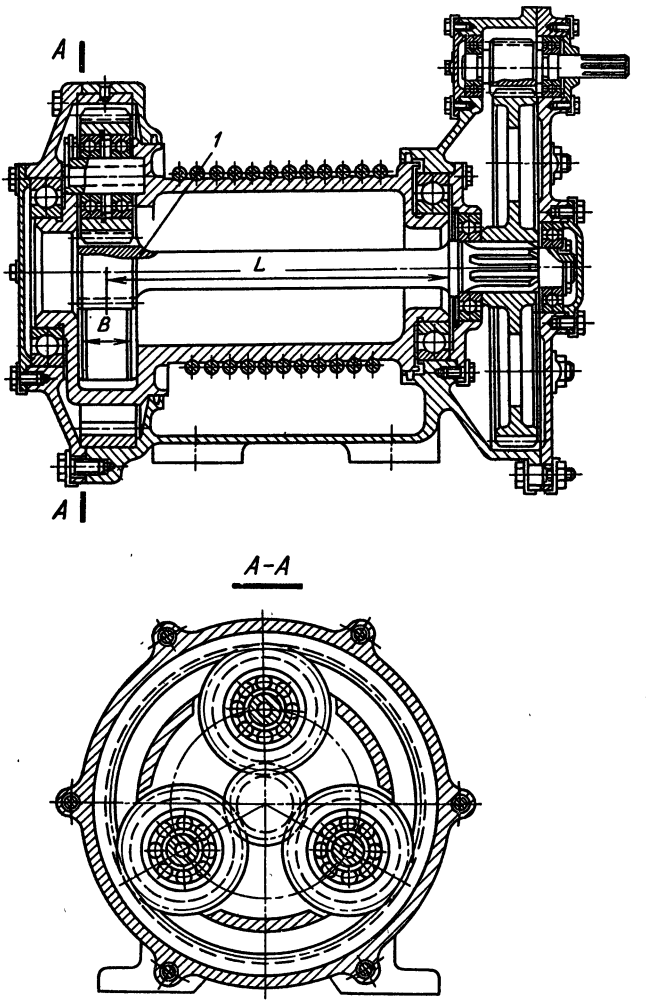


Рис. 5.18. Конструкция планетарного редуктора с гибким валом солнечного колеса

rusautomobile.ru

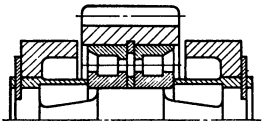


Рис. 5.19. Конструкция упругой оси сателлита

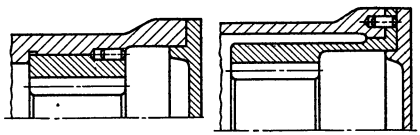


Рис. 5.20. Конструкции корончатых колес:
а – жесткое крепление колеса в корпусе; *б* – гибкое крепление

выравнивает нагрузку по сателлитам, но наличие перекоса снижает нагрузочную способность передачи, поэтому ее можно применять только при достаточно большом отношении $L/b \geqslant 4$ и малом b/a.

Уменьшение жесткости ободов центральных колес и осей сателлитов также приводит к выравниванию нагрузки по сателлитам. Но при этом необходимо учитывать влияние деформаций на распределение нагрузки по ширине зубчатых колес.

Конструкция упругой оси показана на рис. 5.19. На рис. 5.20 показаны конструкции центральных колес с внутренними зубьями. Вариант *а* применяют при жесткой конструкции всей передачи; колесо запрессовывают в корпус и дополнительно крепят штифтом. Колесо, выполненное по варианту *б*, обладает небольшой жесткостью, что способствует равномерности распределения нагрузки между сателлитами; толщина обода колеса – не менее $3m$.

На рис. 5.21 показан трехступенчатый планетарный редуктор со встроенным электродвигателем. На валу электродвигателя укреплено штифтом колесо *16* первой ступени. Солнечные колеса *11* и *13* второй и третьей ступеней выполнены как одно целое с водилами *12, 14*. Водило *5* третьей ступени редуктора выполнено как одно целое с выходным валом *7*. Сателлиты *2, 3, 4* вращаются на подшипниках качения. Водило *14* первой ступени и солнечное колесо *13* второй ступени центрируются в корпусе подшипниками качения *1, 9*. Водило *12* второй ступени и солнечное колесо *11* третьей ступени центрируются валом водила *14*. Для уменьшения трения между ними установлена втулка *10* из антифрикционного материала. Общее корончатое колесо *15* выполнено как одно целое с корпусом редуктора. Редуктор закрывается крышкой *8*. Для защиты от грязи и от вытекания смазочного материала

rusautomobile.ru

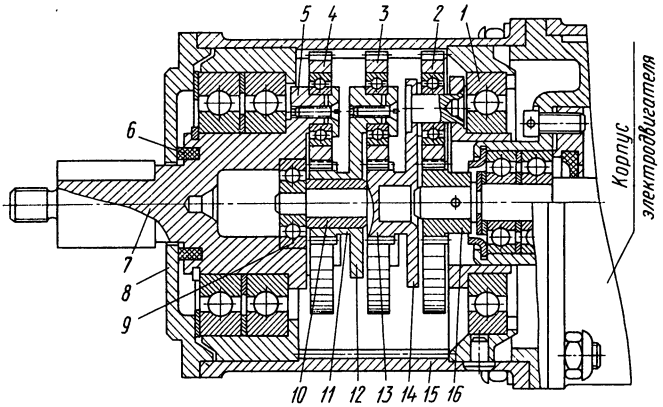


Рис. 5.21. Трехступенчатый простой планетарный редуктор

в проточке водила третьей ступени помещено уплотнительное кольцо *6*.

Конструкции сателлитов. На рис. 5.22 показаны конструкции сателлитов на опорах качения. В варианте *а* наружные кольца подшипников закреплены пружинными стопорными кольцами *1*. Подшипники установлены между кольцами без регулировочных шайб с небольшим зазором. В варианте *б* подшип-

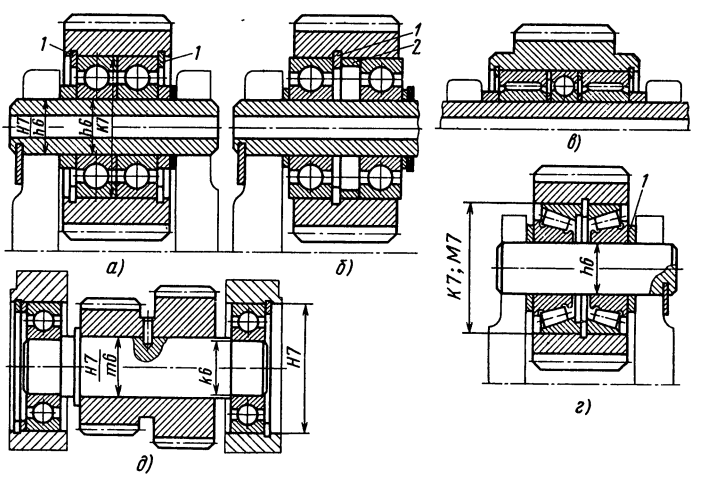


Рис. 5.22. Конструкции сателлитов на опорах качения

rusautomobile.ru

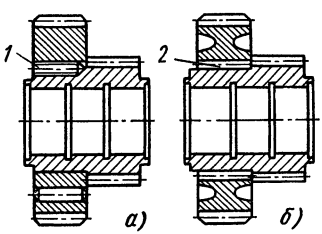
ники фиксируют в осевом направлении пружинным стопорным кольцом *1* и дистанционной втулкой *2*; подшипники могут немного выступать из сателлита, благодаря чему расстояние между подшипниками увеличивается, что уменьшает перекос, вызванный неодинаковыми начальными радиальными зазорами в подшипниках и неодинаковыми посадочными диаметрами. Демонтаж подшипников сложнее, чем в варианте *а*. При специальном подборе подшипников можно значительно уменьшить перекос. В случае большой нагрузки сателлиты можно установить на роликовые или игольчатые подшипники.

На рис. 5.22, *в* показан сателлит, установленный на игольчатых подшипниках. Для фиксации сателлита в осевом направлении между игольчатыми подшипниками поставлен шариковый подшипник. Такая конструкция может быть применена и для сдвоенного сателлита (см. рис. 5.12).

На рис. 5.22, *г* показан сателлит на роликовых конических подшипниках. Для регулировки осевого зазора служат прокладки *1*.

При установке подшипников внутри сателлитов уменьшаются осевые габариты, упрощается конструкция и сборка, но снижается нагрузочная способность подшипника. При установке подшипников в водиле (рис. 5.22, *д*) увеличивается габарит, но повышается нагрузочная способность подшипника.

Сдвоенные сателлиты изготовляют из одной заготовки только при небольшой разнице диаметров венцов (рис. 5.22, *д*). В остальных случаях их делают составными. Соединение венцов осуществляют прессовой посадкой и винтом *1* (рис. 5.23, *а*) или с помощью шлицев *2* (рис. 5.23, *б*). Для соединения шлицами используют подрезанные зубья малого венца. На рис. 5.24 показана конструкция сдвоенного сателлита, в котором большой венец может поворачиваться относительно малого. После



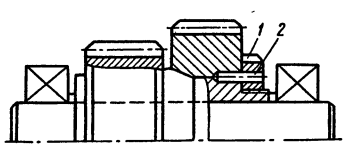


Рис. 5.23. Конструкция сдвоенных сателлитов

Рис. 5.24. Конструкция сдвоенных сателлитов с устанавливаемым «по месту» взаимным угловым расположением колес

rusautomobile.ru

установки венца в заданном положении гайку *1* затягивают. При больших нагрузках, когда силы трения недостаточны, венец дополнительно крепят цилиндрической шпонкой *2*; в гайке предусмотрены отверстия для сверления гнезд под шпонки.

Конструкции водил. Конструктивно водило может быть выполнено как одно целое с валом, солнечным колесом последующей ступени или раздельно.

На рис. 5.25 показано водило, выполненное как одно целое с выходным валом, на котором имеются эвольвентные шлицы. Оси сателлитов расположены консольно и имеют внутреннюю резьбу для крепления стопорной шайбы внутреннего кольца подшипника. Ось резьбового отверстия смещена на величину *e* по отношению к оси сателлита. Это предохраняет стопорную шайбу от провертывания, а сам винт предохраняют от провертывания кернением его головки в шлиц.

На рис. 5.26 и 5.27 показаны конструкции водил, выполненных как одно целое с солнечным колесом последующей ступени. Гнезда под сателлиты фрезеруют. Оси сателлитов имеют две опоры, и их устанавливают в водиле с натягом.

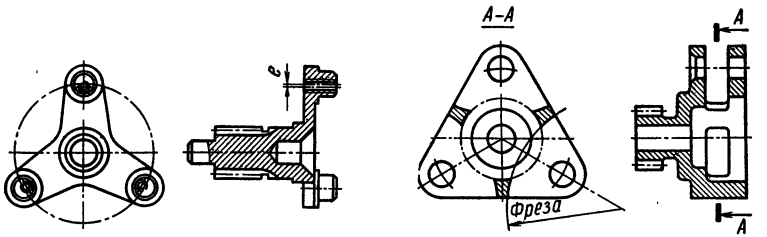


Рис. 5.25. Конструкция штампованного водила с солнечным колесом и консольными осями сателлитов

Рис. 5.26. Конструкция штампованного водила с солнечным колесом и двумя опорами для осей сателлитов

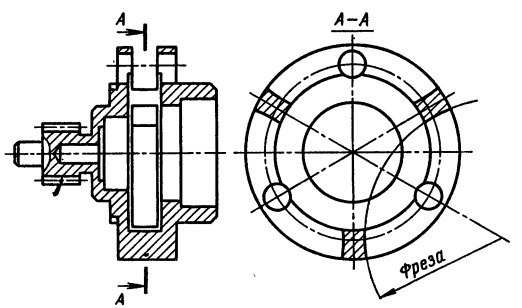
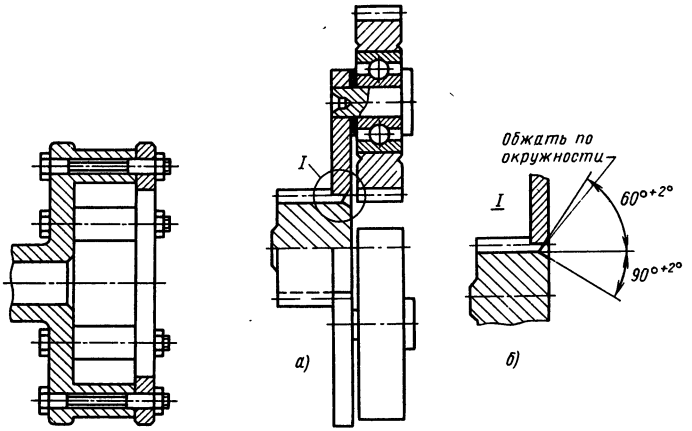


Рис. 5.27. Конструкция водила, изготовленного из круглого проката

rusautomobile.ru



▲

Рис. 5.28. Конструкция сборного водила

Рис. 5.29. Зубчатое (шлицевое) соединение водила с солнечным колесом

На рис. 5.28 показано водило со съемной щекой. Щека крепится к основной части водила болтами, поставленными без зазора. В технологическом отношении эта конструкция несколько проще.

На рис. 5.29, *а* показано водило, выполненное раздельно с солнечным колесом последующей ступени. Для шлицевого соединения используют подрезанные зубья солнечного колеса. После сборки производят обжатие зубьев по всей окружности (рис. 5.29, *б*). Ось сателлита может быть сделана как одно целое с водилом или отдельно.

§ 5.4. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Техническое задание. Спроектировать планетарный мотор-редуктор типа МПз или МПз2 в исполнении на лапах по схеме рис. 5.3. Исходные данные: допускаемый крутящий момент на выходном валу $T_{вых} = 120$ Н·м; номинальная частота вращения выходного вала $n_{вых} = 112$ об/мин; срок службы – не менее 30000 ч.

Расчет выполняем по алгоритму (см. рис. 5.9).

1. Разработка технического задания. Для выбора электродвигателя определяем предварительно угловую скорость выходного вала

$$\omega_{вых} = \frac{\pi n_{вых}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 112}{30} = 11{,}7 \text{ рад/с.}$$

Принимаем КПД редуктора $\eta = 0{,}96$. Требуемая мощность двигателя

$$P_{дв} = T_{вых}\omega_{вых}/\eta = 120 \cdot 11{,}7/0{,}96 \approx 1460 \text{ Вт} = 1{,}46 \text{ кВт.}$$

rusautomobile.ru

По ГОСТ 21355–75 (см. табл. П8) находим, что техническому заданию соответствует типоразмер МПз-31,5 с электродвигателем 4АХ90L6РЗ мощностью 1,5 кВт и частотой вращения 940 об/мин в исполнении 1М3081 (с фланцем). Мотор-редуктор МПз-31,5 имеет высоту оси выходного вала над опорной плоскостью лап $H_1 = 100$ мм (см. табл. П9), а диаметр фланца электродвигателя (см. табл. П2) $D = 250$ мм, т. е. часть фланца расположена ниже опорной плоскости лап, поэтому выбираем для данного электродвигателя типоразмер МПз-50, $H_1 = 132$ мм (см. табл. П9). Это сочетание соответствует ГОСТ 21356–75 для мотор-редуктора МПз2-50 (см. табл. П11). Передаточное отношение

$$i_{1H}^{(3)} = n_д/n_в = 940/112 = 8{,}39.$$

2. Выбор кинематической схемы. Определение чисел зубьев, модуля и диаметров колес. В соответствии с техническим заданием принимаем схему по рис. 5.3. Модуль и сумму чисел зубьев солнечного колеса и сателлита находим, исходя из заданного типоразмером редуктора межосевого расстояния этих колес, равного радиусу расположения осей сателлитов $a_{12} = r = 50$ мм (см. табл. П8). Так как $a_{12} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$, то $z_1 + z_2 = 2a_{12}/m$; принимаем $m = 1{,}25$.

Тогда

$$z_1 + z_2 = 2 \cdot 50/1{,}25 = 80.$$

Число сателлитов n_c может быть равно 2 или 4. Проверяем условие соседства при четырех сателлитах по формуле (5.25):

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_2)\sin \pi/n_c; \qquad 61 + 2 < (19 + 61)\sin \pi/4; \qquad 63 > 57.$$

Условие соседства не выполняется, следует принять $n_c = 2$.

Число зубьев солнечного колеса находим по формуле (5.3):

$$z_1 = (z_1 + z_2)/([i_{12}^{(H)}] + 1) = 80/(3{,}2 + 1) = 19;$$
$$i_{12}^{(H)} = (i_{1H}^{(3)} - 2)/2 = (8{,}39 - 2)/2 = 3{,}2;$$
$$z_2 = (z_1 + z_2) - z_1 = 80 - 19 = 61.$$

Число зубьев корончатого колеса находим из условия соосности по формуле (5.23):

$$z_3 = z_1 + 2z_2 = 19 + 2 \cdot 61 = 141.$$

Передача с двумя сателлитами имеет малую нагрузочную способность: три сателлита могут быть установлены, если принять $z_1 + z_2$ кратным трем, так как $2(z_1 + z_2) = z_3 + z_1$ (например, $z_1 + z_2 = 81$), и нарезать колеса со смещением производящего контура, для того чтобы не изменилось межосевое расстояние.

Рассмотрим расчет чисел зубьев при трех сателлитах ($n_c = 3$).

Задаемся $z_1 + z_2 = 81$; тогда

$$z_1 = (z_1 + z_2)/([i_{12}^{(H)}] + 1) = 81\,(3{,}2 + 1) = 19;$$
$$z_2 = 81 - 19 = 62.$$

Число зубьев корончатого колеса найдем из условия соосности по формуле (5.23):

$$z_3 = z_1 + 2z_2 = 19 + 2 \cdot 62 = 143.$$

rusautomobile.ru

Передаточное отношение при выбранных числах зубьев по формуле (5.5)

$$i_{1H}^{(3)} = 1 + (z_3/z_1) = 1 + (143/19) = 8{,}526.$$

Фактическая частота вращения выходного вала

$$n_в = n_д/i_{1H}^{(3)} = 940/8{,}526 = 110{,}25 \text{ об/мин}.$$

Отклонение от заданного составляет

$$\Delta n_в = 112 - 110{,}25 = 1{,}75 \text{ об/мин};$$

относительное отклонение

$$(\Delta n_в/n_в)\,100 = (1{,}75 - 112)\,100 = 1{,}56\,\%$$

(меньше допускаемых 10%).

Проверяем условие соседства по формуле (5.25):

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_2)\sin\pi/n_c; \quad 62 + 2 < (19 + 62)\sin\pi/3; \quad 64 < 70.$$

Установка трех сателлитов возможна. Кинематическая схема проектируемого мотор-редуктора приведена на рис. 5.30. Условие вхождения зубьев в зацепление проверять не надо, так как при выборе чисел зубьев исходили из него. Для того чтобы выдержать заданное в типоразмере редуктора межосевое расстояние для соосной передачи с наружным и внутренним зацеплениями при выбранных числах зубьев, солнечное и корончатое колеса нарезаем с равными смещениями производящего контура, а сателлит – без смещения ($x_2 = 0$).

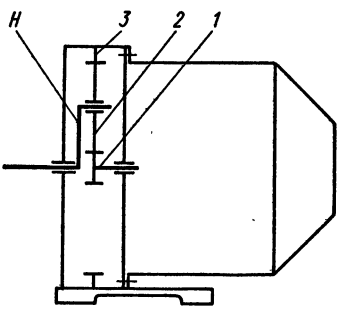


Рис. 5.30. Кинематическая схема проектируемого мотор-редуктора: *1* – солнечное колесо; *2* – сателлит; *3* – корончатое колесо; *H* – водило

Расчет геометрии передачи, нарезанной со смещением производящего контура, ведем по номограмме (см. рис. 4.16), так как $a_w < a$ и, следовательно, $\alpha < 20°$. Дано $a_w = 50$ мм; $z_c = z_1 + z_2 = z_3 - z_2 = 19 + 62 = 143 - 62 = 81$; $m = 1{,}25$.

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = (a_w - 0{,}5mz_c)/m = (50 - 0{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 81)/1{,}25 = -0{,}5;$$
$$1000\,y/z_c = 1000\,(-0{,}5)/81 = -6{,}173;$$

этому соответствует $1000\,\Delta y/z_c = 0{,}306$.

Коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = 0{,}306\,z_c/1000 = 0{,}306 \cdot 81/1000 = 0{,}025.$$

Суммарный коэффициент смещения, равный коэффициентам смещения солнечного и корончатого колес, так как $x_2 = 0$,

$$x_\Sigma = x_1 = x_3 = y + \Delta y = -0{,}5 + 0{,}025 = -0{,}475.$$

rusautomobile.ru

Проверяем межосевое расстояние по рассчитанным значениям $x_\Sigma = x_1 = x_3$ и Δy:

$$a_w = [(z_c/2) + x_\Sigma - \Delta y]m = [(81/2) + (-0{,}475) - 0{,}025]\,1{,}25 = 50 \text{ мм}.$$

Диаметры колес:

$$d_1 = mz_1 = 1{,}25 \cdot 19 = 23{,}75 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 1{,}25 \cdot 62 = 77{,}5 \text{ мм};$$

$$d_3 = mz_3 = 1{,}25 \cdot 143 = 178{,}75 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)\,m = 23{,}75 + 2[1 + (-0{,}475) - 0{,}025]\,1{,}25 = 24{,}75 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 77{,}5 + 2 \cdot 1{,}25 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_3 - 2(h_a^* + x_3 - \Delta y)\,m = 178{,}75 - 2[1 + (-0{,}475) - 0{,}025]\,1{,}25 = 177{,}75 \text{ мм}.$$

3. Выбор материала колес, определение допускаемых напряжений. Так как типоразмер мотор-редуктора взят большим, чем требуется для заданного вращающего момента, выбираем для зубчатых колес сталь 40Х улучшенную твердостью HB 230 (нарезание зубьев после окончательной термической обработки).

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} K_{HL} = 650 \cdot 1 = 650 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F] = \sigma_{F0} K_{FL} = 230 \cdot 1 = 230 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H0} = 650 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F0} = 230 \text{ МПа}.$$

Число циклов нагружения

$$N = 60 n_c n_1^{(H)} L_h = 60 \cdot 3 \cdot 830 \cdot 30 \cdot 10^3 = 4{,}5 \cdot 10^9;$$

$$n_1^{(H)} = n_1^{(3)} - n_H^{(3)} = 940 - 110 = 830 \text{ об/мин};$$

$$N > N_{H0} = 2 \cdot 10^7; \quad N > N_{F0} = 4 \cdot 10^6,$$

поэтому коэффициенты долговечности $K_{HL} = 1$; $K_{FL} = 1$.

4. Определение ширины колес из условия обеспечения контактной и изгибной прочности зубьев. Ширина колес из условия обеспечения контактной прочности [по формуле (5.40)]

$$b \geqslant \frac{315^2}{a_w^2 [\sigma_H]^2} \cdot \frac{T_p (u_{12} + 1)^3}{n_c' u_{12}^2} = \frac{315^2}{50^2 \cdot 650^2} \cdot \frac{52{,}33 \cdot 10^3 (3{,}26 + 1)^3}{2{,}3 \cdot 3{,}26^2} \cong 16 \text{ мм}.$$

Здесь

$$T_p = (T_{pH}/i_{1H}^{(3)})\,(z_2/z_1) = (136{,}8/8{,}53)\,(62/19) = 52{,}33 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{pH} = T_H K_H = 120 \cdot 1{,}14 = 136{,}8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1{,}13 \cdot 1 \cdot 1{,}01 = 1{,}14;$$

$$v = \pi d n_1 / 60 \cdot 1000 = \pi \cdot 25 \cdot 940 / 60 \cdot 1000 = 2{,}3 \text{ м/с}.$$

Расчетное число сателлитов

$$n_c' = n_c - 0{,}7 = 3 - 0{,}7 = 2{,}3.$$

Ширину колес определяем из условия обеспечения изгибной прочности по формуле (5.43). Расчет ведем по зубьям сателлита, так как при изгибе они испытывают реверсивную нагрузку, что учтено при выборе $[\sigma_F]$:

$$b \geqslant 2 Y_{F2} T_{p2} / (n_c' m^2 z_2 [\sigma_F] = 2 \cdot 3{,}75 \cdot 55{,}1 \cdot 10^3 / (2{,}3 \cdot 1{,}25^2 \cdot 62 \cdot 230) \cong 9 \text{ мм};$$

$$T_{p2} = (T_{pH}/i_{1H}^{(3)})\,(z_2/z_1) = (144/8{,}53)\,(62/19) = 55{,}1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

rusautomobile.ru

$$T_{pH} = T_H K_F = 120 \cdot 1{,}2 = 144 \text{ Н} \cdot \text{м};$$
$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1 \cdot 1 \cdot 1{,}2 = 1{,}2.$$

Окончательная ширина зубчатых колес определится после подбора подшипников сателлитов, но она должна быть больше или равной 16 мм.

5. Подбор подшипников и расчет осей сателлитов. Максимальный диаметр наружного кольца подшипника по формуле (5.66)

$$D_{max} \leqslant m(z_2 - 7) = 1{,}25(62 - 7) \cong 68 \text{ мм}.$$

Для уменьшения потерь и возможности самоустановки выбираем для сателлитов однорядные шариковые радиальные подшипники. Полученному значению D соответствуют подшипники:

108 (d = 40 мм; D = 68 мм; B = 15 мм; C = 16800 Н);
206 (d = 30 мм; D = 62 мм; B = 16 мм; C = 19050 Н);
305 (d = 25 мм; D = 62 мм; B = 17 мм; C = 22500 Н);
403 (d = 17 мм; D = 62 мм; B = 17 мм; C = 22900 Н).

Для получения наибольшей долговечности выбираем (предварительно) подшипник 403. Окончательный выбор подшипника можно будет сделать после проверки оси сателлита на прочность.

Для уменьшения прогибов оси выбираем конструкцию водила с двумя щеками, чтобы оси сателлитов имели по две опоры. Напряжение изгиба в опасном сечении оси

$$\sigma_и = M_и / W_и = 12\,875/490 \cong 26{,}3 \text{ МПа},$$

где

$$M_и = F_{2H} l/4 = 1030 \cdot 50/4 = 12\,875 \text{ Н} \cdot \text{м}; \; l = B + 2\frac{\delta}{2} + 2(m' + n') + 2S = 17 + 2 \times$$

$$\times \frac{18}{2} + 2(2{,}8 + 2) + 2 \cdot 2{,}5 = 50 \text{ мм}; \; B - \text{ширина подшипника}; \; \delta - \text{толщина щеки}$$

водила (принимаем δ = 18 мм); n' – расстояние от канавки для стопорного кольца до торца сателлита; m' – ширина стопорного кольца; S – зазор между щекой водила и торцом сателлита; $W_и = 0{,}1d^3 = 0{,}1 \cdot 17^3 = 490$ мм^3.

Выбираем для осей сателлитов сталь 40Х с $\sigma_т$ = 790 МПа. Допускаемое напряжение изгиба выбираем невысоким для обеспечения достаточной жесткости оси

$$[\sigma_и] = 0{,}1\sigma_т = 0{,}1 \cdot 790 = 79 \text{ МПа}.$$

Расчет показал, что $\sigma_и < [\sigma_и]$.

Долговечность подшипников сателлитов

$$L_h = (10^6/60 n_2^{(H)})(C/P)^3 = (10^6/60 \cdot 259)(22\,900/1730)^3 \approx 149 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

Здесь по табл. П14 C = 22 900 Н; эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник,

$$P = (XVF_r + YF_a) K_б K_т = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1030 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 1730 \text{ Н};$$

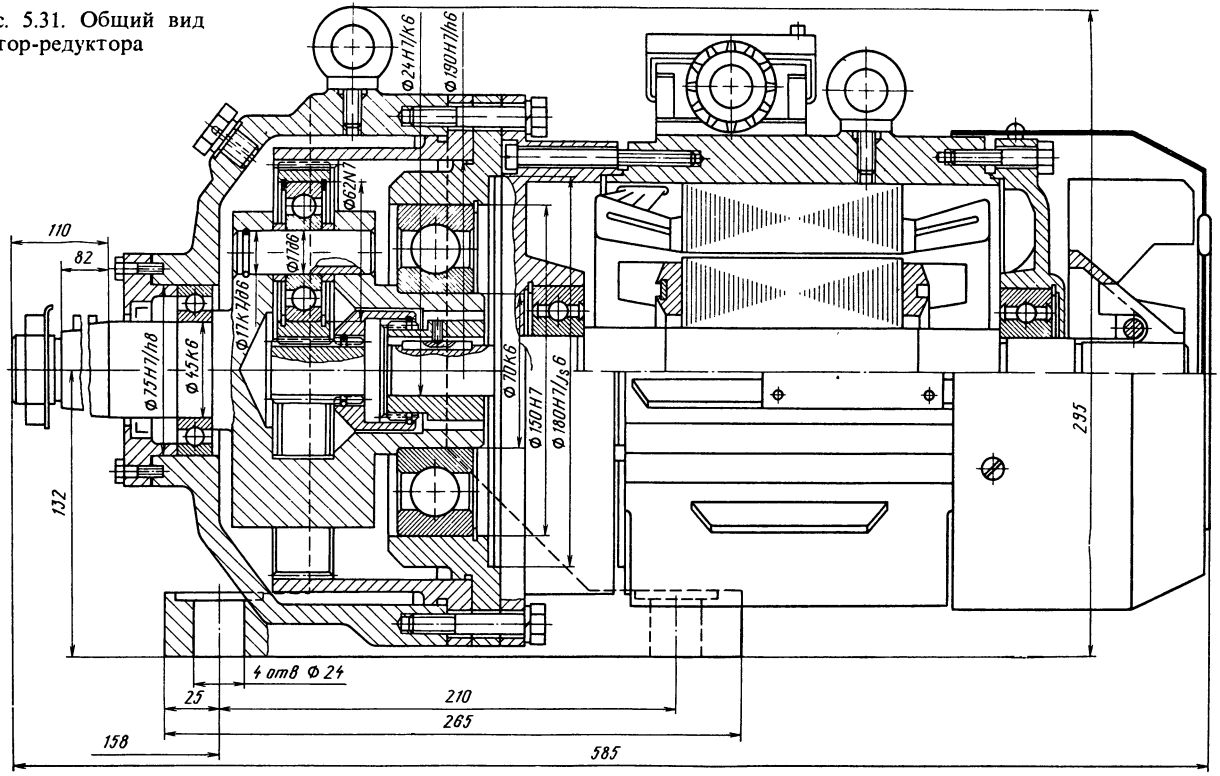
$F_a = 0$; $X = 1$; $V = 1{,}2$ (вращается наружное кольцо); $K_б = 1{,}4$; $K_т = 1$ ($t° < 125$ °С).

Радиальная нагрузка, действующая на подшипник сателлита,

$$F_r = F_{2H} = 2F_{12}; \quad F_{12} = \frac{2T_1}{mz_1 n_c'},$$

rusautomobile.ru

Рис. 5.31. Общий вид мотор-редуктора



rusautomobile.ru

где $T_1 = T_H/i_{1H}^{(3)} = 120/8{,}53 = 14{,}06$ Н · м; $F_{12} = \dfrac{2 \cdot 14{,}06 \cdot 10^3}{1{,}25 \cdot 19 \cdot 2{,}3} = 515$ Н; $F_r = 2 \times 515 = 1030$ Н.

Частота вращения наружного кольца подшипника относительно оси сателлита

$$n_2^{(H)} = n_1^{(H)}/i_{12}^{(H)} = 830/3{,}2 \cong 259 \text{ об/мин.}$$

Расчетная долговечность значительно превышает заданную.

Выбираем окончательно подшипник 403. Ширина сателлита при этом $b = 27$ мм [$b = B + 2(m' + n') = 17 + 2(2{,}8 + 2) \cong 27$ мм].

6. Проверочный расчет зацепления на прочность при окончательно принятых размерах. Определение КПД. Контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев по формуле (5.41)

$$\sigma_H = 315 \frac{u_{12} + 1}{a_w u_{12}} \sqrt{\frac{u_{12} + 1}{b n_c'} T_p} = 315 \frac{3{,}2 + 1}{50 \cdot 3{,}2} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{3{,}2 + 1}{27 \cdot 2{,}3} 52{,}33 \cdot 10^3} = 496 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = 650 \text{ (МПа)}; \quad \sigma_H < [\sigma_H].$$

Напряжения изгиба у корня зуба по формуле (5.44)

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_{tp}}{n_c' b m} = \frac{3{,}75 \cdot 1{,}42 \cdot 10^3}{2{,}3 \cdot 27 \cdot 1{,}25} = 68{,}6 \text{ МПа};$$

$$F_{tp} = \frac{2T_{p2}}{m z_2} = \frac{2 \cdot 55{,}1 \cdot 10^3}{1{,}25 \cdot 62} = 1{,}42 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$[\sigma_F] = 230$ МПа; $\sigma_F < [\sigma_F]$. по формуле (5.33).

Коэффициент полезного действия мотор-редуктора

$$\eta = 1 - \frac{i_{1H}^{(3)} - 1}{i_{1H}^{(3)}}(1 - \eta_{13}^{(H)}) = 1 - \frac{8{,}53 - 1}{8{,}53}(1 - 0{,}96) \cong 0{,}96.$$

КПД зубчатой пары в относительном движении $\eta_{12}^{(H)}$ и $\eta_{23}^{(H)}$ принимаем равным 0,98.

Конструкция мотор-редуктора приведена на рис. 5.31.

rusautomobile.ru

Глава 6

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 6.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

Волновые зубчатые передачи отличаются от зубчатых передач с жесткими колесами не только принципом действия, но и наличием других особенностей. Поэтому приведем основные определения и обозначения, принятые для этих передач. Обозначения и определения обычных зубчатых передач с жесткими колесами содержатся в § 4.1.

Звенья механизмов[1]

h – генератор волн (волнообразователь);

g – гибкое зубчатое колесо;

b – жесткое зубчатое колесо.

Кинематические параметры[2]

i – передаточное отношение (отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена);

i_{hb}^{g} – отношение угловой скорости звена h к угловой скорости звена b при остановленном звене g;

i_{hg}^{b} – отношение угловой скорости звена h к угловой скорости звена g при остановленном звене b;

W – число волн деформации

Геометрические характеристики

a_{wo} – межосевое расстояние в станочном зацеплении долбяка с нарезаемым колесом;

b – ширина зубчатого венца;

d_{ao} – диаметр окружности вершин долбяка;

$d_{ср}$ – средний диаметр гибкого колеса [полусумма внутреннего диаметра и диаметра окружности впадин гибкого колеса, т. е. $0{,}5(d_{вн} + d_{fg})$];

---

[1] В дальнейшем параметрам, имеющим одинаковый буквенный символ, будут присваиваться индексы соответствующего звена.

[2] В учебном пособии рассмотрены передачи только с i_{hg}^{b}.

rusautomobile.ru

s – толщина стенки гибкого колеса;
w_o – радиальное перемещение точек гибкого колеса при его деформации по большей полуоси генератора (овал деформации);
h – высота зуба колеса;
h_d – глубина захода зубьев в зацеплении;
α_{wo} – угол зацепления в станочном зацеплении;
x – коэффициент смещения исходного производящего контура;
c – радиальный зазор в зацеплении;
z_b – число зубьев жесткого колеса;
z_g – число зубьев гибкого колеса;
z_o – число зубьев долбяка;
$\psi_d = d_{ср}/s_1$ – коэффициент диаметра гибкого колеса;
$\psi_b = b_w/d$ – коэффициент ширины зубчатого венца гибкого колеса.

Силовые характеристики и коэффициенты

T_g – момент на ведомом валу (гибком колесе);
$T_р$ – расчетный момент;
K – коэффициент режима работы;
$K_д$ – коэффициент динамичности;
$K_и$ – коэффициент напряжения деформированного гибкого колеса под нагрузкой при изгибе;
$K_к$ – коэффициент неравномерности напряжения гибкого колеса при кручении;
$K_п$ – коэффициент перегрузки;
$K_р$ – коэффициент режима нагружения;
$K_т$ – коэффициент теплоотдачи;
K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжения;
K_s – коэффициент толщины зуба у основания;
$C_п$ – коэффициент максимального упругого перемещения;
C_σ – коэффициент напряжения;
n – коэффициент запаса прочности.

§ 6.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Действие волновых зубчатых передач основано на преобразовании движения путем волнового деформирования одного из звеньев механизма. Их можно рассматривать как разновидность планетарных передач с внутренним зацеплением, имеющих промежуточное колесо, деформируемое в процессе передачи движения (рис. 6.1, *а*). Если выполнить указанное устройство заодно с промежуточным колесом в виде тонкостенной гибкой оболочки, как показано на рис. 6.1, *б*, то полу-

rusautomobile.ru

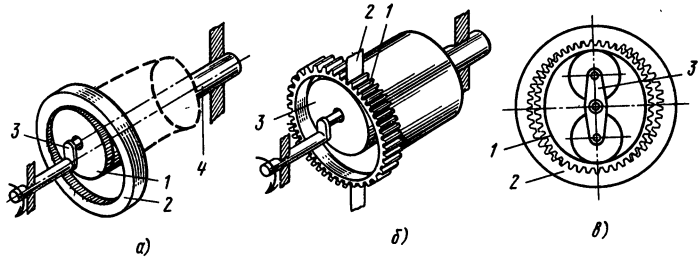


Рис. 6.1. Схемы образования передач:
а – планетарной; *б* – волновой с одной зоной зацепления; *в* – волновой с двумя зонами зацепления; *1* – гибкое зубчатое колесо; *2* – жесткое неподвижное зубчатое колесо; *3* – генератор волн (водило)

чим волновую передачу. Гибкость оболочки позволяет обеспечивать передачу движения с промежуточного колеса на ведомый вал. Передача, изображенная на рис. 6.1, *в*, рациональнее, чем передача, изображенная на рис. 6.1, *б*, так как она имеет две зоны зацепления; поэтому водило *3* нагружается симметрично.

Достоинства волновой передачи: большие передаточные отношения (до 315 на одну ступень), малые относительные перемещения звеньев, высокая несущая способность на единицу массы (нагрузку могут передавать до 50% всех пар зубьев); многопарность зацепления повышает крутильную жесткость (малая кинематическая погрешность передачи) и уменьшает динамические нагрузки при пуске и реверсировании.

Имеется много модификаций волновых передач, применяемых в станкостроении, подъемно-транспортном машиностроении, авиационной технике и приборостроении. Рассмотрим волновые редукторы с механическим генератором волновой деформации и цилиндрическими зубчатыми колесами.

На рис. 6.2 представлена конструкция одноступенчатого волнового зубчатого редуктора, выпускаемого промышленностью. Редуктор имеет ведущее звено – генератор волн *11*, неподвижное жесткое зубчатое колесо *9*, ведомое гибкое зубчатое колесо *6*. Двухволновый генератор выполнен в виде подшипника качения *10* с гибкими кольцами и сепаратором. С входным валом *14* генератор связан зубчатой муфтой *7*. Такое соединение позволяет генератору самоустанавливаться относительно гибкого колеса. Гибкое колесо представляет собой цилиндрическую оболочку, приваренную к штампованному днищу. В ступице днища имеются шлицы для соединения с выходным валом *1*, вращающимся на двух подшипниках

rusautomobile.ru

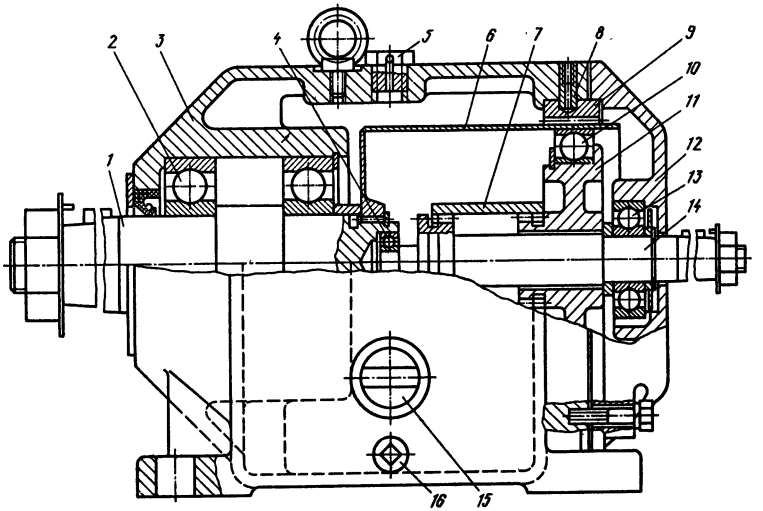


Рис. 6.2. Волновой одноступенчатый зубчатый редуктор

качения *2*, вмонтированных в корпус *3*. Входной вал *14* вращается на подшипниках качения *4* (вмонтирован в выточку выходного вала) и *13* (в крышке *12* корпуса редуктора). Жесткое колесо *9* запрессовано в корпус 3 и зафиксировано штифтами *8*. Масло заливают через отверстие, закрытое пробкой-отдушиной *5*. Уровень масла контролируется маслоуказателем *15*. Сливают масло через отверстие в нижней части корпуса, закрываемое пробкой *16*.

§ 6.3. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ. МАТЕРИАЛЫ

Основные звенья передач. На рис. 6.3 изображены *гибкие колеса* волновых передач. Заготовками могут служить бесшовные стальные горячедеформированные трубы по ГОСТ 8732 – 78. В серийном производстве принята конструкция типа колесо-стакан (рис. 6.3, *а*), у которой гибкий цилиндр и дно выполнены за одно целое. В конструкции типа труба-стакан (рис. 6.3, *б*) гибкий цилиндр с дном соединены щлицами. В исполнении *2* показана сварная конструкция гибкого колеса-стакана: цилиндрическая оболочка колеса соединена с дном стыковым швом, дно с буртиком вала – угловым швом с отбортовкой кромки.

rusautomobile.ru

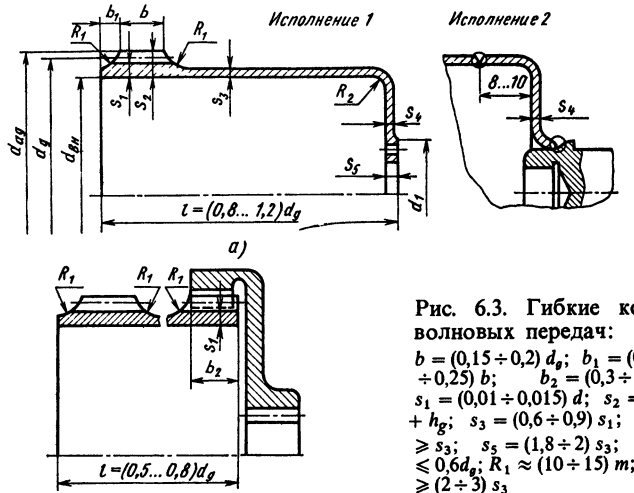


Рис. 6.3. Гибкие колеса волновых передач: $b=(0,15\div0,2)\,d_g$; $b_1=(0,15\div0,25)\,b$; $b_2=(0,3\div0,5)\,b$; $s_1=(0,01\div0,015)\,d$; $s_2=s_1+h_g$; $s_3=(0,6\div0,9)\,s_1$; $s_4\geqslant s_3$; $s_5=(1,8\div2)\,s_3$; $d_1\leqslant 0,6d_g$; $R_1\approx(10\div15)\,m$; $R_2\geqslant(2\div3)\,s_3$

Соединение дна гибкого колеса с валом может быть болтовым с натягом, шпоночным или шлицевым; последнее наиболее распространено в редукторах общего назначения.

Циклически изменяющиеся напряжения, возникающие в гибком колесе в процессе работы передачи, высоки, поэтому на основные размеры гибких колес назначают допуски по 6–8-му квалитетам. При чистовой обработке колес поверхности гибкого колеса, свободные от зубьев, шлифуют и полируют. Рекомендации по выбору точности и параметров шероховатости колес, а также других основных деталей, приведены в приложении, табл. П22.

Жесткие колеса волновых передач по конструкции подобны колесам с внутренними зубьями простых и планетарных передач. На рис. 6.4, *а* жесткое колесо *1* установлено в корпус *2* с натягом и дополнительно зафиксировано от смещения под действием вращающего момента штифтами *3*. На рис. 6.4, *б* жесткое колесо имеет фланец и центрирующие пояски для корпуса и крышки. Вращающий момент воспринимается винтами *3*, соединяющими крышку *4* с корпусом *2*. Схема, представленная на рис. 6.4, *а*, проще, но менее удобна для монтажа и демонтажа.

Механические генераторы волновой деформации. Кулачковый генератор (рис. 6.5, *а*) имеет профилированный кулачок *1*, гибкий шарикоподшипник *2*, внутреннее кольцо которого насажено на образующую кулачка, а верхнее кольцо соприкасается с гибким колесом *3*.

rusautomobile.ru

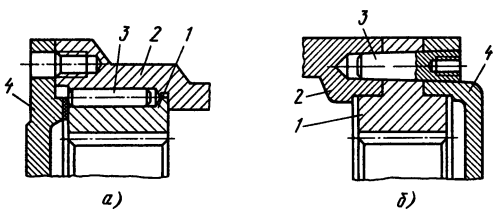


Рис. 6.4. Схемы соединения жесткого колеса с корпусом

В дисковом генераторе (рис. 6.5, *б*) гибкое колесо имеет опору на достаточно большом участке, что способствует сохранению нужной деформации в нагруженной передаче; отверстие внутреннего диска, сопряженного с валом, выполнено с эксцентриситетом $e_д$. Крайние диски установлены на валу с таким же эксцентриситетом, но в противоположном (на 180°) направлении. На эти диски насажены с натягом шарикоподшипники, а на подшипники – наружные диски.

У дисковых генераторов отсутствуют гибкие подшипники и профилированный кулачок, что упрощает конструкцию. Это имеет значение главным образом в единичном и мелкосерийном производстве. При специализированном массовом производстве кулачковый генератор проще и дешевле. Момент инерции у дискового генератора значительно меньше, чем у кулачкового. Это может оказаться решающим при выборе типа генератора для передач, к которым предъявляют требования малой инерционности.

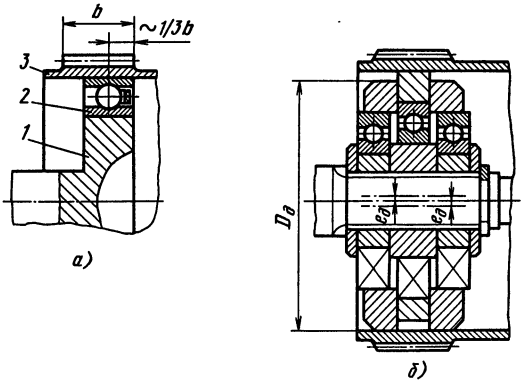


Рис. 6.5. Генераторы волновой деформации

rusautomobile.ru

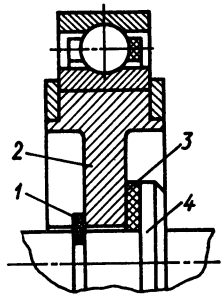


Рис. 6.6. Схема соединения генератора волн с ведущим валом

Генератор волн соединяют с валом жестко (что требует повышенной точности изготовления) или с возможностью самоустановки для компенсации отклонений от соосности генератора, гибкого и жесткого колес, вызванных погрешностями изготовления.

Самоустанавливающееся соединение выполняют с помощью жестких шарниров или упругих элементов. В конструкции на рис. 6.2 шарнир представляет собой зубчатую муфту, состоящую из втулки с внутренними зубьями, соединяющей вал и ступицу генератора, на которых нарезаны наружные зубья. Благодаря зазорам в зубчатых соединениях генератор может перемещаться в радиальном направлении.

На рис. 6.6 показана схема упругого соединения генератора с ведущим валом. К буртику *4* вала приклеена резиновая шайба *3*. Между отверстием в диске *2* генератора и валом имеется зазор для перемещения генератора в радиальном направлении. Пружинная шайба *1* прижимает диск *2* к шайбе *3*.

6.1. Материалы и прочностные характеристики основных деталей

Марка стали	Термическая обработка и упрочнение	Твердость		$\sigma_в$	$\sigma_т$	σ_{-1}
		HB сердцевины	*HRC* поверхности	МПа		
1-я группа (стали легированные качественные)						
30ХГСА	Улучшение	280 – 320	–	1100	850	420 – 440
30ХГСА	Улучшение и наклеп	280 – 320	28 – 32	1100	850	480 – 500
30ХГСА	Улучшение и азотирование	280 – 320	50 – 54	1100	850	600 – 650
50ХГ	Улучшение	300 – 340	–	1280	1080	480
2-я группа (стали углеродистые, улучшенные)						
45	Нормализация	180 – 220	–	630	400	250
40Х	Закалка и улучшение	200 – 215	–	1000	800	450
50	Улучшение	220 – 270	–	950	765	460

rusautomobile.ru

Материалы основных деталей приведены в табл. 6.1. Гибкие колеса изготовляют из сталей 1-й группы. Термическая обработка – улучшение до *HRC* 32–36, при котором возможно нарезание зубьев.

Жесткие колеса и диски генераторов изготовляют из сталей 2-й группы с твердостью поверхности после улучшения *HRC* 28–32.

Образующие поверхности дисков закаливают до *HRC* 50–54.

§ 6.4. РАСЧЕТ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Определение основных размеров и чисел зубьев колес. Основной геометрический параметр передачи – диаметр гибкого колеса, от которого зависят и другие размеры передачи. Методика определения его изложена на примере проектного расчета силовой двухволновой зубчатой передачи длительного срока службы ($t \geqslant 12 \cdot 10^3$ ч) при постоянной нагрузке, угле профиля зуба $\alpha = 20°$, для диапазона передаточных отношений $i = 80 \div 315$, при ведущем генераторе и ведомом гибком колесе. При этом используют условный расчет колеса на кручение при действии номинального расчетного момента $T_р$, Н·м и равномерно распределенных по зубьям зацепления касательных сил в двух диаметрально противоположных зонах.

При проектном расчете находят внутренний диаметр $d_{вн}$ гибкого колеса по заданным параметрам передачи. Средний параметр (мм) гибкого колеса

$$d_{ср} = C \sqrt[3]{\frac{T_р \psi_d}{[\tau]}}, \qquad (6.1)$$

где C – коэффициент, учитывающий влияние распределения нагрузки по зонам зацепления и деформации на распределение напряжений в гибком колесе; при $i = 80 \div 315$ принимают $C \approx 14 \div 12$.

Расчетный вращающий момент на гибком колесе

$$T_р = T_g K_п K_д, \qquad (6.2)$$

где T_g – номинальный момент, передаваемый гибким колесом; $K_п$ – коэффициент, учитывающий возможные перегрузки; его выбирают по табл. 6.2; $K_д$ – коэффициент динамичности, который выбирают по табл. 6.3.

rusautomobile.ru

6.2. Коэффициент перегрузки $K_п$

$\frac{T_{max}}{T_g}$	i		
	80 – 160	160 – 250	250 – 315
1,2 1,6 2,5	1 1,1 1,2	1,1 1,2 1,3	1,2 1,3 1,4

Примечание. T_{max} – наибольший кратковременно действующий момент на гибком колесе.

6.3. Коэффициент динамичности $K_д$

Степень точности	Частота вращения генератора волн n_h об/мин		
	⩽ 1000	1000 – 1500	1500 – 3000
7-H 7-F 8-E	1 1,07 1,2	1,15 1,20 1,35	1,4 1,5 –

Коэффициент $\psi_d = d_{ср}/s_1$ (s_1 – толщина стенки гибкого колеса) выбирают по табл. 6.4.

Допустимое напряжение при кручении с реверсивной нагрузкой

$$[\tau] = \frac{0{,}22\sigma_в K_р}{nK_\tau}. \qquad (6.3)$$

Для нереверсивных передач $[\tau]$ увеличивают на 25%.

В формуле (6.3) $\sigma_в$ – предел прочности, МПа (табл. 6.1) $n = 1{,}4 \div 1{,}6$ – коэффициент безопасности, выбираемый в зависимости от назначения механизма (например, для механизмов поворота и передвижения 1,4; для механизмов подъема 1,6); K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений ($K_\tau = 1{,}7 \div 2{,}2$ при нарезании зубьев гибкого колеса долбяком и $i = 80 \div 315$; $K_\tau = 1{,}6 \div 2{,}0$ – при нарезании зубьев гибкого колеса червячной фрезой и $i = 80 \div 315$; меньшие значения выбирают при $i = 315$, большие – при $i = 80$); $K_р$ – коэффициент режима нагружения, выбираемый по табл. 6.5.

6.4. Значения коэффициента ψ_d

Передаточное отношение	Группа материала гибкого колеса (см. табл. 6.1)	
	1-я	2-я
80 – 160	85	90
160 – 250	90	95
250 – 315	95	100

6.5. Коэффициент режима нагружения $K_р$ (при $n_h = 1000$ об/мин)

Время работы механизма, ч	Режим работы		
	легкий	средний	тяжелый
До 1000	1,22	1,17	1,1
2500	1,1	1,05	1,0
6300	1,0	0,95	0,9
10 000	0,95	0,90	0,85
25 000	0,85	0,81	0,77

rusautomobile.ru

При частоте вращения генератора n_h, не равной 1000 об/мин, приведенное время работы

$$t^* = t\,\frac{n_h}{1000}, \tag{6.4}$$

где t – заданное время работы механизма.

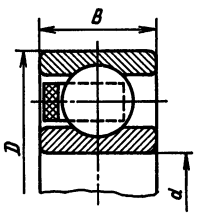
Внутренний диаметр гибкого колеса

$$d_{вн} = d_{ср} - s_1, \tag{6.5}$$

где $s_1 = d_{ср}/\psi_d$ – толщина стенки гибкого колеса под зубчатым венцом (см. табл. 6.4).

Если проектируют передачу с кулачковым генератором и гибким подшипником, то значение $d_{вн}$, полученное по формуле (6.5), согласуют с значением наружного диаметра D гибкого подшипника (табл. 6.6).

6.6. Основные размеры гибких подшипников (по ГОСТ 23179–78), мм



Обозначения подшипников	d	D	B	n_{max}, об/мин	Обозначения подшипников	d	D	B	n_{max}, об/мин
815	75	100	15	3000	830	150	200	30	1600
818	90	120	18	3000	836	180	240	35	1600
822	110	150	24	2500	844	220	300	45	1600
824	120	160	24	2000					

Для других генераторов полученную величину $d_{вн}$ округляют до значения из ряда предпочтительных чисел.

Диаметр окружности впадин зубчатого венца гибкого колеса

$$d_{fg} = d_{вн} + 2s_1. \tag{6.6}$$

Модуль зацепления

$$m = \frac{d_{fg} + 2{,}5}{2i}. \tag{6.7}$$

rusautomobile.ru

Полученное значение m согласуют со стандартными по ГОСТ 9563 – 60.

Ряд 1: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25
Ряд 2: 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125

Первый ряд предпочтительней второго.

Передаточное отношение от генератора h к гибкому колесу g при неподвижном жестком колесе b

$$i = \omega_n/\omega_g = n_h/n_g = \frac{z_g}{z_b - z_g}, \tag{6.8}$$

где числа зубьев гибкого и жесткого колес соответственно

$$z_g = kiW; \qquad z_b = z_g + kW. \tag{6.9}$$

В формуле (6.9): W – число волн деформации (число зон зацепления; в нашем случае $W = 2$); k – коэффициент кратности (k равно 1; 2; 3; для снижения напряжений в гибком колесе принимают $k = 1$).

Для определения основных геометрических параметров колес передачи нужно учитывать деформацию гибкого колеса, зависящую от конструкции генератора.

Рациональная схема деформации гибкого колеса кулачковым генератором представлена на рис. 6.7, *а*. При этом рекомендуются следующие значения угла γ: 25° при $i = 80 \div 120$; 30° при $i = 120 \div 160$ и 35° при $i > 160$. Схема деформации гибкого колеса дисковым генератором представлена на рис. 6.7, *б*. На рис. 6.7: w_o – радиальное перемещение точки гибкого колеса, расположенной на большой оси его контура (размер деформирования); $r_{ср} = d_{ср}/2$ – радиус срединной по-

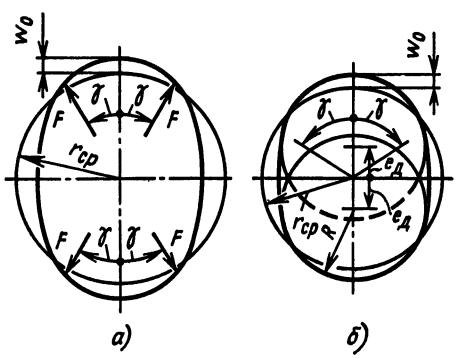


Рис. 6.7. Схемы деформации гибкого колеса:
а – при кулачковом генераторе; *б* – при дисковом генераторе

rusautomobile.ru

верхности зубчатого венца гибкого колеса до деформации; радиус этой же поверхности после деформации по большой оси эллипса

$$R = 0{,}5\,(D_д + s_1),$$

или

$$R = r_{ср} + w_o - e_д, \qquad (6.10)$$

где $D_д$ – диаметр диска; $e_д$ – эксцентриситет (расчетное значение $e_д$ увеличивают на величину радиального зазора в подшипниках).

Диаметры дисков и расстояние между их центрами $2e_д$ подбирают такими, чтобы угол γ достигал $20-40°$ при заданном размере деформирования w_o.

Для обеспечения нормальной работы передачи форму профиля зуба для различных величин w_o и передаточных отношений i изменяют путем смещения инструмента при нарезании зубьев.

Для стандартных исходных контуров по ГОСТ 13755–81 с углом главного профиля $\alpha = 20°$, коэффициентом высоты головки зуба $h_a^* = 1$, коэффициентом радиального зазора в паре исходных контуров $c^* = 0{,}25$, модулем $m \geqslant 1$ мм и по ГОСТ 9587–81 с $\alpha = 20°$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0{,}25 \div 0{,}4$ (обычно принимают $c^* = 0{,}35$), $0{,}1 \leqslant m < 1$ мм в диапазоне чисел зубьев $120 < z_g < 800$ приемлемая форма зубьев получается при следующих коэффициентах смещения исходного производящего контура:

для гибкого колеса с внешними зубьями

$$x_g = (1{,}35 - w_o^*)/\frac{0{,}86}{\sqrt[3]{z_g}} - 0{,}04; \qquad (6.11)$$

для жесткого колеса с внутренними зубьями

$$x_b = x_g + (w_o^* - 1), \qquad (6.12)$$

где радиальная деформация (в долях модуля)

$$w_o^* = w_o/m = 0{,}89 + 8 \cdot 10^{-5} z_g + 2\,\frac{j_{max}}{m}; \qquad (6.13)$$

здесь j_{max} – максимальный боковой зазор на входе зубьев в зацепление (в долях модуля).

Для исключения интерференции вершин зубьев на входе в зацепление при M_{max} необходимо, чтобы максимальный боковой зазор $\frac{j_{max}}{m}$ был больше перемещений j_M от закрутки на величину j_o гарантированного бокового зазора, т. е.

$$\frac{j_{max}}{m} = \frac{j_M}{m} + \frac{j_o}{m} = \frac{T_{max} b \cdot 10^3}{d_g^2 s_3 G m} + 4 \cdot 10^{-4}\,(i - 60), \qquad (6.14)$$

rusautomobile.ru

где T_{max} – максимальный момент перегрузки (обычно $T_{max} \geqslant \geqslant 2T_к$; $T_к$ – номинальный передаваемый вращающий момент на тихоходном звене рассчитываемой ступени передачи); G – модуль упругости второго рода (для стали $G \approx 8{,}1 \cdot 10^4$ МПа); b – ширина зубчатого венца [для силовых передач $b = (0{,}18 \div \div 0{,}2)\, d_g$; для малонагруженных передач $b = (0{,}12 \div 0{,}17)\, d_g$]; $d_g = mz_g$ – диаметр делительной окружности гибкого колеса; $s_3 = (0{,}5 \div 0{,}85)\, s_1$; s_1 – толщина оболочки гибкого колеса (см. рис. 6.3).

Диаметры окружностей впадин d_{fg} и вершин d_{ag} гибкого колеса и диаметр окружности вершин d_{ab} жесткого колеса при нарезании инструментом реечного типа (например, червячной фрезой) определяют по следующим формулам:

$$d_{fg} = m(z_g - 2h_a^* - 2c^* + 2x_g); \tag{6.15}$$

при нарезании долбяком

$$d_{fg} = 2(d_{wo} - 0{,}5d_{ao}); \tag{6.16}$$

$$d_{ag} = d_{fg} + 2m(h_d^* + c^*); \tag{6.17}$$

$$d_{ab} = d_{ag} + 2m(w_o^* - h_d^*), \tag{6.18}$$

где глубина захода зубьев в зацепление (в долях модуля)

$$h_d^* = h_d/m = 4w_o^* - 2{,}48 - (4{,}6 - 4w_o^*)\, z_g \cdot 10^{-3}. \tag{6.19}$$

Если по зависимости (6.19) будет получено $h_d^* > 2$, то для дальнейших расчетов следует принимать $h_d^* = 2$. Если же окажется, что $h_d^* < 1$, то для силовых передач следует увеличить w_o так, чтобы $h_d^* \geqslant 1$, и вновь по формулам (6.11)–(6.14) найти x_g, x_b и $\frac{j_{max}}{m}$ (при этом уменьшится многопарность зацепления и возрастет напряжение в гибком колесе).

Диаметр окружности впадин жесткого колеса зависит от параметров долбяка

$$d_{fb} = 2(a_{wo} + 0{,}5d_{ao}), \tag{6.20}$$

где d_{ao} – диаметр окружности вершин долбяка по режущей кромке (табл. 6.7 для $m \leqslant 1$ мм); a_{wo} – межосевое расстояние при станочном зацеплении с долбяком;

$$a_{wo} = \frac{m(z \pm z_0)\cos\alpha}{2\cos\alpha_{wo}}, \tag{6.21}$$

где z и z_0 – числа зубьев нарезаемого колеса и долбяка соответственно; знак „минус" – для внутренних зубьев, знак „плюс" – для внешних зубьев; α_{wo} – угол зацепления в станочном зацеплении с долбяком. Величину α_{wo} находят, решая уравнение инволютной функции

rusautomobile.ru

6.7. Основные параметры стандартного зуборезного инструмента с углом профиля $\alpha = 20°$ Размеры, мм

Модуль m для ряда		Номинальный делительный диаметр долбяка				Коэффициент h^*_{ao} высоты головки зуба, в долях модуля
		40		64		
1-го	2-го	Число зубьев z_0	Диаметр окружности вершин d_{ao}	Число зубьев z_0	Диаметр окружности вершин d_{ao}	
0,30	–	132	40,60	214	65,20	1,5
–	0,35	114	41,06	182	64,86	
0,40	–	100	41,33	160	65,33	
–	0,45	90	42,00	144	66,30	
0,50	–	80	41,66	128	65,66	
–	0,55	72	41,43	116	65,63	
0,60	–	66	41,60	108	66,80	1,35
–	0,70	56	41,53	90	65,33	
0,80	–	50	42,66	80	66,66	

$$\operatorname{inv}\alpha_{wo} = 2\frac{x \mp x_0}{z \mp z_0}\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{inv}\alpha. \qquad (6.22)$$

По значению $\operatorname{inv}\alpha_{wo}$ из табл. 6.8 находят угол α_{wo}.

В формуле (6.22) x и x_0 – коэффициенты смещения для нарезаемого колеса и долбяка соответственно; знак „минус" – для внутренних зубьев; знак „плюс" – для внешних зубьев;

$$x_0 = \frac{d_{ao}}{2m} - \frac{z_o + 2(h^*_a + c^*)}{2}. \qquad (6.23)$$

При этом должно быть проверено наличие радиального зазора между вершиной зуба гибкого колеса и впадиной жесткого колеса по большой оси профиля генератора:

$$c_к = 0{,}5(d_{fb} - d_{ag}) - w^*_0 m \geqslant 0{,}15m. \qquad (6.24)$$

Если условие (6.24) не соблюдается, то следует выбрать неизношенный (новый) долбяк или уменьшить h^*_a (однако должно быть $h^*_a \geqslant 1$), или увеличить значение w^*_0 при условии, что прочность гибкого колеса обеспечивается. Далее необходимо проверить отсутствие взаимного внедрения (интерференции) зубьев жесткого и гибкого колес. Интерференция головок зубьев недопустима, так как при действии рабочей нагрузки зубья упираются друг в друга поверхностями вершин. При этом генератор волн сжимается, а жесткое колесо деформируется в радиальном направлении, что приводит к проскаки-

rusautomobile.ru

6.8. Значение $\mathrm{inv}\alpha = \mathrm{tg}\alpha - \alpha$

α°	Часть числа, общая для всей строки	0′	5′	10′	15′	20′	25′	30′	35′	40′	45′	50′	55′
15	0,00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08352	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13953	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53258
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285

rusautomobile.ru

ванию зубьев. Проскакивание сопровождается повышенным шумом и вибрацией, остановкой ведомого вала и может привести к разрушению деталей передачи.

Интерференции не будет при выполнении следующих неравенств:

$$\left.\begin{aligned} d_{ag} &\leqslant d_{eb} - 2w_o; \\ d_{ab} &\geqslant d_{eg} + 2w_o, \end{aligned}\right\} \tag{6.25}$$

где d_{eg}, d_{eb} – диаметры окружностей граничных точек гибкого и жесткого колес;

$$d_{egb} = mz \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_e}. \tag{6.26}$$

Угол профиля зуба нарезаемого зубчатого колеса в нижней граничной точке α_e при нарезании инструментом реечного типа

$$\operatorname{tg} \alpha_e = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* + c^* - h_м^* - x)}{z \sin 2\alpha}, \tag{6.27}$$

где $h_м^*$ – коэффициент высоты модификации профиля головки зуба исходного контура; $h_м^* \leqslant 0{,}15$ при $0{,}1 \leqslant m < 1$ мм и $h_м^* \leqslant 0{,}45$ при $m \geqslant 1$ мм; при нарезании долбяком

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_e &= \operatorname{tg} \alpha_{wo} \pm \frac{z_0}{z}(\operatorname{tg} \alpha_{ao} - \operatorname{tg} \alpha_{wo}); \\ \cos \alpha_{ao} &= \frac{mz_0 \cos \alpha}{d_{ao}}; \end{aligned}\right\} \tag{6.28}$$

знак «плюс» – для внутренних зубьев; знак «минус» – для наружных зубьев.

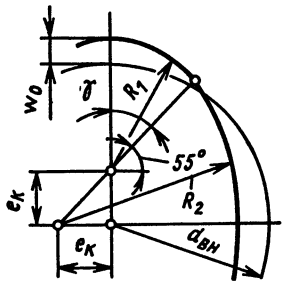
Геометрический расчет генераторов волн. Профиль кулачка (рис. 6.8) определяют по формулам:

$$\left.\begin{aligned} e_к &= 3{,}414w_o; \\ R_1 &= 0{,}5d - H - 2{,}41w_o; \\ R_2 &= 0{,}5d - H + 2{,}41w_o. \end{aligned}\right\} \tag{6.29}$$

Здесь $w_o = mC_п(K_1 + K_2)$, где m – модуль зацепления; $C_п$ – коэффициент максимального упругого перемещения гибкого колеса; $C_п$ принимают равным 1; 1,1; 1,2 при t, равном $25 \cdot 10^3$; $10 \cdot 10^3$; $1 \cdot 10^3$ соответственно; K_1 и K_2 – коэффициенты, зависящие от передаточного отношения i (табл. 6.9).

rusautomobile.ru

Рис. 6.8. Расчетная схема профилирования кулачков генератора



6.9. Значения коэффициентов K_1 и K_2

i	K_1	K_2	i	K_1	K_2
80	0,901	0,068	250	0,936	0,053
100	0,951	0,065	315	0,932	0,052
200	0,942	0,057			

$H = (D - d)/2$ – высота сечения гибкого подшипника, где D и d – наружный и внутренний диаметры подшипника соответственно (см. табл. 6.6).

Диаметр дисков дискового генератора волн

$$D_д = d_{вн} - 2(e_д - w_o), \tag{6.30}$$

где эксцентриситет дисков

$$e_д = aw_o. \tag{6.31}$$

Здесь a равно 3,7; 3,5; 3,1 при t, равном $25 \cdot 10^3$; $10 \cdot 10^3$; $1 \cdot 10^3$ соответственно.

Остальные размеры генераторов принимают в зависимости от размеров подшипников, на которых они вращаются, и диаметров валов, на которые они насаживаются.

Подбор подшипников для генераторов волн. Для дисковых генераторов применяют стандартные радиальные однорядные шариковые подшипники. Эти подшипники рассчитывают по зависимостям для подшипников с вращающимся наружным кольцом. Толщина кольца, надеваемого на подшипник, должна быть не менее $0{,}085 D_д$.

Расчетная частота вращения подшипника

$$n = n_h \frac{d}{d - 2e_д}, \tag{6.32}$$

где n_h – частота вращения генератора.

Нагрузка на средний подшипник диска (см. рис. 6.5, *б*), Н, радиальная

$$F_r = 1{,}3 \cdot 10^3 \frac{T_g}{i\eta (e_д + 1)}; \tag{6.33}$$

осевая

$$F_a = 50 \frac{T_g}{D_д}. \tag{6.34}$$

rusautomobile.ru

6.10. Основные параметры волновых зубчатых одноступенчатых редукторов (ГОСТ 23108–78)

Типоразмер редуктора	Внутренний диаметр $d_{вн}$ гибкого колеса, мм	Номинальное передаточное отношение i	Допустимый вращающий момент T_{max} на тихоходном валу, Н·м	Масса, кг, не более
Вз-100	100	80 100 125 160 200 250	180 200 224 250 280 280	16,0
Вз-125	120	80 100 125 160 200 250	355 400 450 500 560 560	31,0
Вз-160	160	80 100 125 160 200 250	710 800 900 1000 1000 1000	56,0
Вз-200	200	80 100 125 160 200 250	1400 1600 1800 2000 2000 2000	108,0
Вз-250	240	80 100 125 160 200 250 315	2800 3150 3550 3550 3550 3550 3550	190
Вз-315	320	80 100 125 160 250 315	5600 6300 6300 6300 6300 6300	400

Примечание. КПД волновых редукторов должен соответствовать следующим значениям:

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 6.10

Передаточное отношение	80	100	125	160	200	250	315
КПД, не менее	0,9	0,87	0,84	0,81	0,78	0,75	0,72

Пример условного обозначения волнового редуктора с гибким колесом, внутренним диаметром 160 мм и передаточным отношением 200:

Редуктор Вз-160 – 200 ГОСТ 23108 – 78

Радиальная нагрузка в дисковом генераторе волн воспринимается только одним подшипником, расположенным вблизи средней плоскости генератора. В формуле (6.33) η – КПД волновой зубчатой передачи.

Для кулачковых генераторов применяют гибкие подшипники (см. табл. 6.6); параметры одноступенчатых волновых зубчатых редукторов с гибкими подшипниками приведены в табл. 6.10.

Номинальная долговечность гибкого подшипника проектируемого редуктора

$$L_n = 10^4 (n_{max}/n_h)(T_{max}/T_g)^3, \qquad (6.35)$$

где n_h не должно быть больше n_{max}, приведенного в табл. 6.6; T_{max} – допустимый вращающий момент на тихоходном валу (табл. 6.10).

Долговечность гибкого подшипника резко снижается, если вследствие чрезмерного натяга полностью устраняется радиальный зазор в подшипнике (наружное кольцо подшипника вращается с трудом). Посадка гибкого подшипника на кулачок и гибкое колесо должна быть такой, чтобы гарантировать некоторый радиальный зазор δ; в противном случае произойдет защемление шариков. При этом резко возрастает момент сопротивления вращению генератора, уменьшается КПД передачи и долговечность подшипника.

Проверочный расчет зацепления на прочность проводят по условию

$$\sigma_{см} = \frac{10^4 T_g K}{\psi_b d_g^3} \leqslant [\sigma_{см}], \qquad (6.36)$$

где $\psi_b = b/d$ – коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых передач $\psi_b = 0{,}18 \div 0{,}2$; для малонагруженных передач $\psi_b = 0{,}12 \div 0{,}17$); K – коэффициент режима работы ($K = 1$ при спокойной нагрузке; $K = 1{,}25 \div 1{,}75$ при работе с ударами,

rusautomobile.ru

когда $T_{max}/T_g = 1{,}6 \div 2{,}5$); $[\sigma_{см}]$ равно 50, 35, 25 МПа при t, равном 1000, 5000, 25 000 ч соответственно.

Проверочный расчет гибкого колеса на сопротивление усталости проводят по условию $n \geqslant [n]$, для чего определяют напряжения изгиба $\sigma_и$ в окружном направлении, связанные с деформацией цилиндра по заданной форме, и напряжения кручения $\tau_к$ от вращаемого момента T_g на выходном валу:

$$\sigma_и \approx K_и C_\sigma \frac{w_0 s_1 E}{Y r_{ср}^2}; \qquad (6.37)$$

$$\tau_к \approx \frac{T_g}{K_к 2\pi s_к r_{ср}^2}. \qquad (6.38)$$

В формулах (6.37) и (6.38): E – модуль упругости материала; $K_и = 1{,}1 \div 1{,}4$ – коэффициент нагрузки, учитывающий повышение напряжений при искажении формы гибкого колеса под нагрузкой (меньшие значения для малонагруженных передач); $K_к \approx 0{,}2 \div 0{,}3$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений кручения по оболочке гибкого колеса в зоне перехода зубчатого венца к цилиндру; C_σ – коэффициент, который зависит от вида деформации (табл. 6.11); Y – коэффициент, учитывающий влияние зубчатого венца на прочность гибкого колеса:

6.11. Значения коэффициента напряжения C_σ

Коэффициент	Кулачковый генератор при γ°			Дисковый генератор при γ°			
	25	30	35	20	30	40	50
C_σ	1,45	1,55	2,0	1,41	1,40	1,51	1,72

$$Y = 1 - K_s\left[1 - \left(\frac{s_1}{s_и}\right)^3\right], \qquad (6.39)$$

где $K_s = s_{fg}/(\pi m)$ – коэффициент толщины зуба у основания; s_{fg} – толщина зуба у основания; $s_и$ – толщина гибкого колеса с учетом доли высоты зуба, участвующей в деформации изгиба (до получения более точных данных можно принимать $s_и \approx s_1 + m$); ($s_к$ – толщина гибкого колеса с учетом доли высоты зуба, участвующей в деформации кручения (можно принимать $s_к \approx s_1 + 0{,}5m$).

Толщина зуба у основания

$$s_{fg} = d_{fg}\left(\frac{\pi}{2z_g} + \frac{2x_g \operatorname{tg}\alpha}{z_g} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{fg}\right), \qquad (6.40)$$

rusautomobile.ru

где $\cos\alpha_{fg} = (mz_g \cos\alpha)/d_{fg}$; $\text{inv}\,\alpha_{fg} = \text{tg}\,\alpha_{fg} - \alpha_{fg}$ – значения эвольвентных углов по табл. 6.8.

Коэффициент $K_s = 0{,}78 \div 0{,}82$ при нарезании зубьев стандартным инструментом с $\alpha = 20°$.

Коэффициенты запаса прочности:
по напряжениям изгиба

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a}; \tag{6.41}$$

по напряжениям кручения

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + 0{,}1\tau_m}; \tag{6.42}$$

общий

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geqslant [n] = 1{,}5. \tag{6.43}$$

Приближенные эмпирические зависимости пределов выносливости для случаев нагружения с симметричным циклом:

для углеродистых качественных конструкционных сталей: при изгибе $\sigma_{-1} = 0{,}45\sigma_в$; при кручении $\tau_{-1} = 0{,}6\sigma_{-1}$;

для легированных конструкционных сталей: при изгибе $\sigma_{-1} = 0{,}5\sigma_в$; при кручении $\tau_{-1} = 0{,}58\sigma_{-1}$.

Для сечения на краю зубчатого венца приближенно принимают

$\sigma_a = \sigma_и$; $\tau_a = \tau_m = 0{,}5\tau_к$; $K_\sigma = 1{,}8 \div 2{,}0$; $K_\tau = (0{,}7 \div 0{,}8)\,K_\sigma$.

КПД, смазывание и тепловой режим. Потери мощности в волновых передачах в общем случае вызваны потерями в зацеплении и генераторе волн при действии сил упругой деформации гибких элементов передачи, потерями в подшипниках на разбрызгивание смазочного материала. Эти потери зависят от многих факторов и трудно поддаются точному расчету. Поэтому КПД волновых передач принято определять экспериментально; на стадии проектирования

$$\eta = \frac{1}{1 + Q_h + 22 \cdot 10^{-5} i}, \tag{6.44}$$

где Q_h – коэффициент, зависящий от типа генератора; для дискового генератора $Q_h = 0{,}13$; для кулачкового $Q_h = 0{,}15$.

Для смазывания редукторов общего назначения рекомендуется индустриальное масло типа И-40А. При горизонтальном положении оси редуктора уровень масла должен доходить до центра нижних шариков гибкого подшипника генератора.

rusautomobile.ru

Допускается смазывать подшипники валов, а в отдельных случаях и зацепление зубчатой пары, пластичными смазочными материалами.

Трение в зацеплении зубчатых пар, подшипниках и генераторе волн вызывает нагрев смазочных материалов, которые при превышении допустимых температур теряют свои смазочные свойства.

Тепловой режим волновой передачи можно определить по уравнению теплового баланса

$$1000\,(1-\eta)\,P_1 = K_т\,(t_1 - t_0)\,A, \qquad (6.45)$$

где P_1 – мощность на входном валу, кВт; η – КПД передачи; $K_т$ – коэффициент теплообмена, Вт/(м^2 · °С); t_1 – температура корпуса редуктора, °С; t_0 – температура окружающей среды, °С; A – площадь поверхности охлаждения, м^2.

Под A понимают только ту часть площади наружной поверхности корпуса, которая изнутри омывается маслом или его брызгами, а снаружи – свободно циркулирующим воздухом. Если корпус снабжен охлаждающими ребрами, учитывают только 50 % площади их поверхности. Допустимая температура зависит от удобств обслуживания и сорта масла (от его способности сохранять смазочные свойства при повышенных температурах). Для редукторов общего назначения обычно рекомендуют $t_1 = 70 \div 80$ °С.

В закрытых небольших помещениях при отсутствии вентиляции $K_т \approx 8 \div 12$ Вт/(м^2 · °С); в помещениях с интенсивной вентиляцией $K_т \approx 14 \div 18$ Вт/(м^2 · °С); при обдуве корпуса вентилятором $K_т \approx 21 \div 30$ Вт/(м^2 · °С). Если вентилятор установлен на быстроходном валу редуктора или на валу электродвигателя, то интенсивность обдува, а следовательно, и охлаждения, возрастает с увеличением частоты вращения. Поэтому при $n \leqslant 2800$ об/мин принимают верхние значения $K_т$, а при $n \leqslant 1000$ об/мин принимают нижние значения $K_т$.

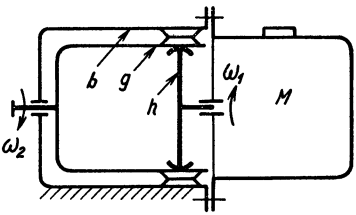
§ 6.5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВОЛНОВОГО МОТОР-РЕДУКТОРА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА [1]

Исходные данные: кинематическая схема – по рис. 6.9; номинальная мощность двигателя $P_{дв} = 3$ кВт; частота вращения вала двигателя $n_{дв} = 1430$ об/мин; частота вращения ведомого вала $n_в = 7$ об/мин; допустимое отклонение передаточного отношения – до 3 %; срок службы $t = 12 \cdot 10^3$ ч; при пуске двигателя кратковременный максимальный момент на гибком колесе в 2 раза больше номинального, т. е. $T_{max}/T_g = 2$; режим работы – средний (с умеренным колебанием нагрузки).

[1] Параграф написан совместно с Р. И. Шадыхановым.

rusautomobile.ru

Рис. 6.9. Кинематическая схема волнового мотор-редуктора



Решение. Ориентируемся на крупносерийное производство редукторов. При этом на основании рекомендаций § 6.3 принимаем кулачковый генератор волн с гибким подшипником; гибкое колесо – типа стакана (см. рис. 6.3, *а*).

1. Выполняем кинематический расчет. Частоты вращения: генератора $n_h = n_{дв} = 1430$ об/мин, гибкого колеса $n_g = n_в = 7$ об/мин.

Передаточное отношение редуктора по формуле (6.8)

$$i = \frac{n_h}{n_g} = \frac{1430}{7} \approx 204.$$

2. Определяем КПД передачи при $Q_h = 0{,}15$ по формуле (6.44):

$$\eta = \frac{1}{1 + Q_h + 22 \cdot 10^{-5} i} = \frac{1}{1 + 0{,}15 + 22 \cdot 10^{-5} \cdot 204} \approx 0{,}84.$$

С учетом потерь в подшипниках КПД мотор-редуктора

$$\eta_р = \eta\eta_п^2 = 0{,}84 \cdot 0{,}99^2 = 0{,}82.$$

3. Материал колес выбираем по табл. 6.1: для гибкого колеса – сталь 50ХГ твердостью *НВ* 320, $\sigma_в = 1280$ МПа, $\sigma_т = 1080$ МПа; для жесткого колеса – сталь 50 *НВ* 260, $\sigma_в = 950$ МПа, $\sigma_т = 765$ МПа.

4. Определяем основной параметр – средний диаметр по формуле (6.1). Для этого на основании пояснений к формуле (6.1) принимаем коэффициент $C = 13$. Расчетный момент на гибком колесе находим по формуле (6.2). Для определения $T_g = P_g/\omega_g$ находим угловую скорость вала

$$\omega_g = \frac{\pi n_{дв}}{30i} = \frac{\pi \cdot 1430}{30 \cdot 204} \approx 0{,}73 \text{ рад/с}.$$

По табл. 6.2 при $T_{max}/T_g = 2$ методом интерполирования принимаем $K_п = 1{,}24$. Назначаем кинематическую степень точности зацепления 7-*F*. При этом по табл. 6.3 принимаем $K_д = 1{,}20$. Следовательно,

$$T_g = \frac{P_g}{\omega_g} = \frac{P_{дв}h_р}{\omega_g} = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 0{,}82}{0{,}73} \approx 3370 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_р = 3370 \cdot 1{,}24 \cdot 1{,}20 \approx 5000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По формуле (6.4) приведенное время работы

$$t^* = t\,\frac{n_h}{1000} = 12\,000\,\frac{1430}{1000} = 17\,160 \text{ ч}.$$

По табл. 6.5 для среднего режима работы методом интерполирования принимаем $K_р = 0{,}85$.

На основании пояснений к формуле (6.3) принимаем коэффициент безопасности $n = 1{,}5$, эффективный коэффициент концентрации напряжений при нарезании зубьев гибкого колеса червячной фрезой $K_τ = 1{,}85$.

Тогда по формуле (6.3) допустимое напряжение

$$[\tau] = \frac{0{,}22\sigma_в K_р}{nK_τ} = \frac{0{,}22 \cdot 1280 \cdot 0{,}85}{1{,}5 \cdot 1{,}85} = 86 \text{ МПа}.$$

По табл. 6.4 принимаем $\psi_d = 90$.

rusautomobile.ru

После подстановки найденных величин в формулу (6.1) получим

$$d_{ср} = C\sqrt[3]{\frac{T_p\psi_d}{[\tau]}} = 13\sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 90}{86}} = 225 \text{ мм}.$$

5. Определяем основные параметры гибкого колеса (см. рис. 6.3). Предварительное значение толщины стенки гибкого колеса

$$s_1 = \frac{d_{ср}}{\psi_d} = \frac{225}{90} = 2{,}50 \text{ мм}.$$

Диаметр внутренней поверхности гибкого колеса по формуле (6.5)

$$d_{вн} = d_{ср} - s_1 = 225 - 2{,}50 = 222{,}5 \text{ мм}.$$

Полученное значение $d_{вн}$ округляем до ближайшего большего значения наружного диаметра гибкого подшипника. По табл. 6.6 приимаем стандартный гибкий подшипник 836 по ГОСТ 21379–78 с $D = 240$ мм. Таким образом, окончательное значение $d_{вн} = D = 240$ мм.

Значение $d_{вн}$ близко к $d_{ср}$; поэтому толщина стенки гибкого колеса под зубчатым венцом $s_1 \approx d_{вн}/\psi_d = 240/90 = 2{,}67$ мм;

$$d_{ср} = d_{вн} + s_1 = 240 + 2{,}67 = 242{,}67 \text{ мм}.$$

Диаметр окружиости впадин зубчатого венца гибкого колеса по формуле (6.6)

$$d_{fg} = d_{вн} + 2s_1 = 240 + 2 \cdot 2{,}67 = 245{,}34 \text{ мм}.$$

Толщина оболочки гибкого колеса (см. рис. 6.3)

$$s_3 = (0{,}6 \div 0{,}9)\, s_1 = (0{,}6 \div 0{,}9)\, 2{,}67 = 1{,}60 \div 2{,}40 \text{ мм}.$$

Принимаем $s_3 = 2$ мм.

Модуль зацепления по формуле (6.7)

$$m = \frac{d_{fg} + 2{,}5}{2i} = \frac{245{,}34 + 2{,}5}{2 \cdot 204} = 0{,}607 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9563–60 принимаем $m = 0{,}6$ мм.

Учитывая, что $d_{ср}$ близко к d_g, найдем предварительно число зубьев гибкого колеса:

$$z_g = \frac{d_g}{m} \approx \frac{d_{ср}}{m} = \frac{242{,}67}{0{,}6} = 404.$$

Максимальный боковой зазор на входе зубьев в зацепление (в долях модуля) по формуле (6.14) при $T_{max} = 2T_g = 2 \cdot 3370 = 6740$ Н · м; $b = 0{,}2d_g = 0{,}2 \cdot 242{,}67 \approx 48$ мм; $s_3 = 2$ мм; $G = 8{,}1 \cdot 10^4$ МПа

$$\frac{j_{max}}{m} = \frac{T_{max} b \cdot 10^3}{d_g^2 s_3 G m} + 4 \cdot 10^{-4}(i - 60) =$$

$$= \frac{6740 \cdot 48 \cdot 10^3}{242{,}67^2 \cdot 2 \cdot 8{,}1 \cdot 10^4 \cdot 0{,}6} + 4 \cdot 10^{-4}(204 - 60) = 0{,}114.$$

Радиальная деформация (в долях модуля) по формуле (6.13)

$$w_o^* = 0{,}89 + 8 \cdot 10^{-5} z_g + 2\,\frac{j_{max}}{m} = 0{,}89 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot 404 + 2 \cdot 0{,}114 \approx 1{,}15;$$

$$w_o = w_o^* m = 1{,}15 \cdot 0{,}6 = 0{,}69 \text{ мм}.$$

Глубина захода зубьев в зацепление (в долях модуля) по формуле (6.19)

rusautomobile.ru

$$h_d^* = 4w_o^* - 2{,}48 - (4{,}6 - 4w_o^*)\, z_g \cdot 10^{-3} =$$

$$= 4 \cdot 1{,}15 - 2{,}48 - (4{,}6 - 4 \cdot 1{,}15)\, 404 \cdot 10^{-3} \approx 2{,}12.$$

Учитывая рекомендации к формуле (6.19), принимаем $h_d^* = 2$.

Коэффициент смещения исходного контура для гибкого колеса по формуле (6.11)

$$x_g = \frac{(1{,}35 - w_o^*)}{0{,}86} = \frac{1{,}35 - 1{,}15}{0{,}86} \approx 2{,}62;$$

$$\sqrt[3]{z_g} - 0{,}04 \qquad \sqrt[3]{404} - 0{,}04$$

для жесткого колеса по формуле (6.12)

$$x_b = x_g + (w_o^* - 1) = 2{,}62 + (1{,}15 - 1) = 2{,}77.$$

Используя формулу (6.15), уточняем число зубьев гибкого колеса:

$$z_g = \frac{d_{fg}}{m} + 2\,(h_a^* + c^*) - 2x_g,$$

где $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}35$ (см. стр. 190). Тогда

$$z_g = \frac{245{,}31}{0{,}6} + 2\,(1 + 0{,}35) - 2 \cdot 2{,}62 = 406.$$

Число зубьев жесткого колеса по формуле (6.9)

$$z_b = z_g + kW = 406 + 1 \cdot 2 = 408.$$

Фактическое передаточное отношение по формуле (6.8)

$$i = \frac{z_g}{z_b - z_g} = \frac{406}{408 - 406} = 203,$$

отклонение от заданного

$$\Delta i = \frac{204 - 203}{204}\, 100\,\% \approx 0{,}5\,\% < 3\,\%.$$

Окончательные значения геометрических параметров гибкого колеса: диаметра окружности впадин по формуле (6.15)

$$d_{fg} = m\,(z_g - 2n_a^* - 2c^* + 2x_g) =$$

$$= 0{,}6\,(406 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0{,}35 + 2 \cdot 2{,}62) = 245{,}12 \text{ мм};$$

толщины стенки гибкого колеса под зубчатым венцом на основании формулы (6.6)

$$s_1 = \frac{d_{fg} - d_{вн}}{2} = \frac{245{,}12 - 240}{2} = 2{,}56 \text{ мм};$$

среднего диаметра

$$d_{ср} = d_{вн} + s_1 = 240 + 2{,}56 = 242{,}56 \text{ мм};$$

диаметра делительной окружности

$$d_g = mz_g = 0{,}6 \cdot 406 = 243{,}6 \text{ мм};$$

диаметра окружности вершин по формуле (6.17)

$$d_{ag} = d_{fg} + 2m\,(h_a^* + c^*) = 245{,}12 + 2 \cdot 0{,}6\,(2 + 0{,}35) = 247{,}94 \text{ мм}.$$

6. Определяем параметры зубчатого венца жесткого колеса. По табл. 6.7 принимаем долбяк с параметрами $m = 0{,}6$ мм; $z_0 = 66$; $d_{a0} = 41{,}60$ мм.

По формуле (6.23)

rusautomobile.ru

$$x_0 = \frac{d_{ao}}{2m} - \frac{z_0 + 2(h_a^* + c^*)}{2} = \frac{41{,}60}{2 \cdot 0{,}6} - \frac{66 + 2(1 + 0{,}35)}{2} = 0{,}317 \approx 0{,}32.$$

По формуле (6.22)

$$\text{inv}\,\alpha_{wo} 2\,\frac{x_b - x_0}{z_b - z_0}\,\text{tg}\,\alpha + \text{inv}\,\alpha = 2\,\frac{2{,}77 - 0{,}32}{408 - 66}\,\text{tg}\,20^\circ + \text{inv}\,20^\circ = 0{,}020119;$$

по табл. 6.8 $\text{inv}\,20^\circ = 0{,}014904$ и $\alpha_{wo} = 22^\circ 01'$.

По формуле (6.21)

$$a_{wo} = \frac{m(z_b - z_0)\cos\alpha}{2\cos\alpha_{wo}} = \frac{0{,}6(408 - 66)\cos 20^\circ}{2\cos 22^\circ 0{,}1'} = 104{,}00 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин по формуле (6.20)

$$d_{fb} = 2(a_{wo} + 0{,}5d_{ao}) = 2(104{,}00 + 0{,}5 \cdot 41{,}6) = 249{,}60 \text{ мм}.$$

Диаметр делительной окружности

$$d_b = mz_b = 0{,}6 \cdot 408 = 244{,}8 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности вершин по формуле (6.18)

$$d_{ab} = d_{ag} + 2m(w_0^* - h_a^*) = 247{,}94 + 2 \cdot 0{,}6(1{,}15 - 2) = 246{,}92 \text{ мм}.$$

7. Проверяем наличие радиального зазора между вершиной зуба гибкого колеса и впадиной жесткого колеса по большой оси профиля генератора по формуле (6.24):

$$c_к = 0{,}5(d_{fb} - d_{ag}) - w_0^* m \geqslant 0{,}15m;$$

$$c_к = 0{,}5(249{,}60 - 247{,}94) - 1{,}15 \cdot 0{,}6 = 0{,}14 > 0{,}15 \cdot 0{,}6 = 0{,}09 \text{ мм}.$$

8. Проверяем отсутствие интерференции на переходных кривых. Для этого определяем диаметры окружностей граничных точек. Для гибкого колеса по формуле (6.27)

$$\text{tg}\,\alpha_{eg} = \text{tg}\,\alpha - \frac{4(h_a^* + c^* - h_м^* - x_g)}{z_g \sin 2\alpha} =$$

$$= \text{tg}\,20^\circ - \frac{4(1 + 0{,}35 - 0{,}15 - 2{,}62)}{406 \sin 40^\circ} = 0{,}38573;$$

$$\alpha_{eg} = 21^\circ 0{,}6'.$$

По формуле (6.26)

$$d_{eg} = mz_g \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{eg}} = 0{,}6 \cdot 406 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 0{,}6'} = 245{,}36 \text{ мм}.$$

Для жесткого колеса по формуле (6.28)

$$\cos\alpha_{ao} = \frac{mz_0 \cos\alpha}{d_{ao}} = \frac{0{,}6 \cdot 66 \cdot \cos 20^\circ}{41{,}60} = 0{,}89451; \quad \alpha_{ao} = 26^\circ 33';$$

$$\text{tg}\,\alpha_{eb} = \text{tg}\,\alpha_{wo} + \frac{z_0}{z_b}(\text{tg}\,\alpha_{ao} - \text{tg}\,\alpha_{wo}) =$$

$$= \text{tg}\,22^\circ 01' + \frac{66}{408}(\text{tg}\,26^\circ 33' - \text{tg}\,22^\circ 01') = 0{,}41978;$$

$$\alpha_{eb} = 22^\circ 46'.$$

По формуле (6.26)

$$d_{eb} = mz_b \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{eb}} = 0{,}6 \cdot 408 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22^\circ 46'} = 249{,}47 \text{ мм}.$$

rusautomobile.ru

По неравенствам (6.25)

$$247{,}94 < 249{,}47 - 2 \cdot 0{,}69 = 248{,}39 - \text{интерференции нет};$$

$$246{,}92 > 245{,}36 + 2 \cdot 0{,}69 = 246{,}74 - \text{интерференции нет}.$$

9. Рассчитываем профиль кулачка генератора [см. рис. 6.8, табл. 6.9 и формулу (6.29)]. Принимаем $K_1 = 0{,}942$; $K_2 = 0{,}057$; $C_п = 1{,}1$. Находим $H = (240 - 180)/2 = 30$ мм; $w_o = 0{,}6 \cdot 1{,}1\,(0{,}942 + 0{,}057) = 0{,}659$ мм.

Тогда по формуле (6.29) размеры кулачка

$$e_к = 3{,}414 \cdot 0{,}659 = 2{,}250 \text{ мм};$$

$$R_1 = 0{,}5 \cdot 240 - 30 - 2{,}41 \cdot 0{,}659 = 88{,}412 \text{ мм};$$

$$R_2 = 0{,}5 \cdot 240 - 30 + 2{,}41 \cdot 0{,}659 = 91{,}588 \text{ мм}.$$

10. Проверяем гибкое колесо на прочность. Определяем толщину зуба у основания по формуле (6.40):

$$s_{fg} = d_{fg}\left(\frac{\pi}{2z_g} + \frac{2x_g \operatorname{tg}\alpha}{z_g} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{fg}\right);$$

для этого находим

$$\cos\alpha_{fg} = \frac{mz_g \cos\alpha}{d_{fg}} = \frac{0{,}6 \cdot 406 \cos 20^\circ}{245{,}12} = 0{,}93386;$$

$\alpha_{fg} = 20^\circ 57'$ и по табл. 6.8 $\operatorname{inv}\alpha_{fg} = 0{,}017217$; $\operatorname{inv}\alpha = 0{,}014904$.

Подставляя значения в формулу (6.40), получаем

$$s_{fg} = 245{,}12\left(\frac{3{,}14}{2 \cdot 406} + \frac{2 \cdot 2{,}62 \operatorname{tg} 20^\circ}{406} + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ 57'\right) = 1{,}533 \text{ мм}.$$

По формуле (6.39) при $K_s = s_{fg}/(\pi m) = \dfrac{1{,}533}{3{,}14 \cdot 0{,}6} = 0{,}813$ и $s_и = s_1 + m = 2{,}56 + 0{,}6 = 3{,}16$ мм

$$Y = 1 - K_s\left[1 - \left(\frac{s_1}{s_и}\right)^3\right] = 1 - 0{,}813\left[1 - \left(\frac{2{,}56}{3{,}16}\right)^3\right] = 0{,}619.$$

По формуле (6.37) принимаем $K_и = 1{,}3$; по табл. 6.11 $C_\sigma = 2{,}0$ при $\gamma = 35°$; $r_{ср} = d_{ср}/2 = 242{,}56/2 = 121{,}28$ мм; $E \simeq 2{,}2 \cdot 10^5$ МПа.

При этом по формуле (6.37) напряжения изгиба

$$\sigma_и \approx K_и C_\sigma \frac{w_o s_1 E}{Yr_{ср}} \approx 1{,}3 \cdot 2\,\frac{0{,}69 \cdot 2{,}56 \cdot 2{,}2 \cdot 10^5}{0{,}619 \cdot 121{,}28^2} = 111 \text{ МПа}.$$

Напряжения кручения по формуле (6.38) при $K_к = 0{,}25$ и

$$s_к = s_1 + 0{,}5m = 2{,}56 + 0{,}5 \cdot 0{,}6 = 2{,}86 \text{ мм}$$

$$\tau_к = \frac{T_g}{K_к 2\pi s_к r_{ср}^2} = \frac{3370 \cdot 10^3}{0{,}25 \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 2{,}86 \cdot 121{,}28^2} = 51 \text{ МПа}.$$

Для легированной стали

$$\sigma_{-1} = 0{,}5\sigma_в = 0{,}5 \cdot 1280 = 640 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0{,}58\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 640 = 371 \text{ МПа}.$$

По рекомендациям к формулам (6.41)–(6.43) $K_\sigma = 1{,}9$; $K_\tau = 0{,}75K_\sigma = 0{,}75 \times 1{,}9 = 1{,}42$;

$$\sigma_a = \sigma_и = 111 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \tau_m = 0{,}5 \cdot 51 = 25{,}5 \text{ МПа}.$$

rusautomobile.ru

По формулам (6.41)–(6.43) находим коэффициенты запаса прочности:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a} = \frac{640}{1{,}9 \cdot 111} = 3{,}03;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + 0{,}1\tau_m} = \frac{371}{1{,}42 \cdot 25{,}5 + 0{,}1 \cdot 25{,}5} = 9{,}57;$$

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3{,}03 \cdot 9{,}57}{\sqrt{3{,}03^2 + 9{,}57^2}} = 2{,}89 > [n] = 1{,}5.$$

Прочность гибкого колеса обеспечена.

11. Проведем проверочный расчет зацепления по допустимым напряжениям смятия на поверхности контакта зубьев. Рабочие напряжения определяем по формуле (6.36), принимая $K = 1{,}50$; $\psi_b = b/d_g = 48/243{,}6 = 0{,}197$; $[\sigma_{см}] = 31$ МПа.

$$\sigma_{см} = \frac{10^4 T_g K}{\psi_b d_g^3} = \frac{10^4 \cdot 3370 \cdot 1{,}50}{0{,}197 \cdot 243{,}6^3} = 17{,}8 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 31 \text{ МПа}.$$

12. Определяем номинальную долговечность гибкого подшипника генератора волн. Выше был принят подшипник 836. Используя табл. 6.6 и 6.10, по формуле (6.35) находим

$$L_h = 10^4 (n_{max}/n_h) (T_{max}/T_g)^3 = 10^4 (1600/1430) (3550/3370)^3 = 13\,100 \text{ ч},$$

что обеспечивает заданный срок службы редуктора $t = 12 \cdot 10^3$ ч.

13. Основные параметры рассчитанного редуктора обобщаем в виде табл. 6.12.

6.12. Основные параметры волнового редуктора

Параметр и единица измерения	Обозначение параметра и числовое значение
Частота вращения ведущего вала, об/мин	$n_h = 1430$
Момент на ведомом валу, Н · м	$T_g = 3370$
Число волн	$W = 2$
Число зубьев колес:	
гибкого	$z_g = 406$
жесткого	$z_b = 408$
Передаточное отношение	$i = 203$
Модуль зацепления, мм	$m = 0{,}6$
Тип генератора	Кулачковый
Гибкий подшипник	836 по ГОСТ 23179–78
КПД редуктора	$\eta = 0{,}82$

Сравнивая основные параметры спроектированного редуктора с допустимыми (см. табл. 6.6 и 6.10), убеждаемся, что допустимые значения выше расчетных, т. е. редуктор надежен.

Далее необходимо выполнить эскизную компоновку редуктора, разработать конструкции деталей и узлов, выполнить сборочный чертеж и рабочие чертежи основных деталей. Эти виды работ предлагается выполнить студентам самостоятельно.

rusautomobile.ru

Глава 7
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 7.1. ОБЛАСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ

Расчет распространяется на редукторы, удовлетворяющие следующим условиям:

1) валы опираются на подшипники качения;

2) корпус защищен от проникновения внутрь грязи и воды и обладает достаточной жесткостью;

3) обеспечивается правильное осевое положение червячного колеса;

4) смазывание осуществляется маслом;

5) среда химически неагрессивная;

6) температура масла в корпусе не выше 95 °С;

7) степень точности по нормам плавности и контакта 6–8 по СТ СЭВ 311–76;

8) окружная скорость червяка до 8 м/с;

9) параметр шероховатости рабочих поверхностей зубьев Ra: червячных колес – не грубее 2,5; червяков – 0,63;

10) исходный контур по СТ СЭВ 266–76;

11) модули и коэффициенты диаметра червяка по СТ СЭВ 267–76.

§ 7.2. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Индекс 1 относится к червяку, индекс 2 – к червячному колесу.

Основные обозначения и индексы соответствуют приведенным в § 4.2. Дополнительные обозначения:

A – поверхность;

d_{w1} – начальный диаметр червяка;

$K_т$ – коэффициент теплоотдачи;

q – коэффициент диаметра червяка;

$v_{ск}$ – скорость скольжения;

rusautomobile.ru

γ и γ_w – делительный и начальный углы подъема витка червяка;

η – коэффициент полезного действия;

φ – приведенный угол трения.

Размерности такие же, как в зубчатых передачах. При термических расчетах поверхность A в м^2.

Работоспособность червячных передач может быть повышена, если в процессе проектирования и изготовления их будут устранены причины отказов. Виды отказов:

1. Поломка зубьев колеса. Этот вид отказа встречается редко, в основном вследствие ошибок изготовления.

2. Пластическое разрушение рабочих поверхностей зубьев червячного колеса от действия больших перегрузок.

3. Усталостное разрушение рабочих поверхностей зубьев червячных колес – наиболее распространенный вид повреждения, вызываемый повторяющимися нагрузками. В большинстве случаев усталостное разрушение сопровождается износом.

4. Износ – проявляется в виде истирания рабочих поверхностей зубьев и приводит к их утонению. Истираются в основном зубья более мягкого червячного колеса. В нереверсивных передачах степень допустимого износа определяется изгибной прочностью зубьев. Обычно износ допускается до заострения зубьев червячного колеса. В реверсивных передачах износ определяется допустимым боковым зазором.

5. Заедание – самый опасный вид отказа червячных передач. При изготовлении червячных колес из высокооловянистых бронз заедание встречается сравнительно редко, а при безоловянистых – лимитирует передаваемую нагрузку.

Для предотвращения отказов выполняют следующие виды расчетов зубьев:

1) на контактную выносливость;
2) на изгибную выносливость;
3) на статическую прочность;
4) рабочих поверхностей на статическую прочность;
5) на износ;
6) на заедание.

Первый расчет – основной. Так как усталостное разрушение сопровождается износом, то он учитывается в параметрах усталостно-износной кривой. По нему ведут проектный расчет с целью определения основных параметров передачи.

Второй расчет – проверочный. По нему определяют напряжение изгиба в корне зуба червячного колеса, модуль которого установлен геометрическим расчетом.

Третий и четвертый виды расчетов также проверочные, их

rusautomobile.ru

применяют только при наличии больших кратковременных перегрузок.

Пятый вид – расчет на износ – совмещают с расчетом на контактную выносливость.

Непосредственный расчет на заедание не проводят. Этот вид отказа предотвращают ограничением контактных напряжений и скоростей скольжения.

§ 7.3. РЕЖИМ РАБОТЫ И РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

В червячной передаче всегда лимитирует червячное колесо. Следовательно, режим работы и расчетная нагрузка относятся именно к этому элементу.

Кривая контактной усталости высокооловянистых бронз обычно аппроксимируется уравнением $\sigma_i^8 N_i = \text{const}$. Влияние износа снижает показатель кривой усталости, и совместную усталостно-износную кривую можно аппроксимировать уравнением $\sigma_i^6 N_i = \text{const}$, что совпадает с уравнением левой ветви кривой контактной усталости стальных зубчатых колес.

Это позволяет все изложенное в § 4.4 почти полностью использовать и для червячных передач; отличия заключаются в следующем.

Коэффициенты долговечности по контактной выносливости определяют только для венцов из оловянистых бронз. Коэффициенты долговечности по изгибной выносливости определяют при любых материалах венца.

Коэффициент эквивалентности для червячных передач определяют по формуле (4.1) – так же, как для зубчатых передач. Это позволяет использовать классы нагрузки, приведенные в табл. 4.1, типовые (см. рис. 4.2) и эквивалентные (см. рис. 4.3) графики. В общем случае коэффициент эквивалентности определяют по формуле (4.5).

Материалы венцов червячных колес не имеют перелома кривой усталости. В целях сохранения методического единства расчета зубчатых и червячных передач для последних введен условный предел контактно-износной выносливости $\sigma^0_{H\,\text{lim}}$, относящийся к условной базе

$$N_{HG} = 10 \cdot 10^6 \text{ циклов.} \tag{7.1}$$

Эквивалентный момент T_{HE} определяют по формуле (4.6), а коэффициент долговечности

$$K_{H\text{д}} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{10 \cdot 10^6}}. \tag{7.2}$$

rusautomobile.ru

Принципиальное отличие этой формулы от формулы (4.7) заключается в том, что $K_{Hд}$ червячных передач может быть меньше и больше единицы. Наработку N определяют так же, как и в зубчатых передачах, по формуле (4.10), но при $C = 1$. Для безоловянистых бронз, латуней и чугунов $K_{Hд} = 1$.

Коэффициент эквивалентности по изгибу определяют, как и для зубчатых передач, по формуле (4.13), причем показатель $m = 9$. При использовании типовых графиков см. табл. 4.1.

Для постоянной условной базы

$$N_{FG} = 1 \cdot 10^6; \tag{7.3}$$

коэффициент долговечности по изгибу

$$K_{Fд} = K_{FE}\sqrt[9]{\frac{N}{N_{FG}}} = K_{FE}\sqrt[9]{\frac{N}{10^6}}. \tag{7.4}$$

$K_{Fд}$ может быть меньше и больше единицы.

Пример. Определить коэффициенты долговечности червячного колеса червячного редуктора по следующим данным. График нагрузки 7 (см. табл. 4.2) совпадает с типовым. Срок службы $L_{год} = 8$ лет; коэффициент годового использования $K_{год} = 0{,}8$; коэффициент суточного использования $K_{сут} = 0{,}33$; относительная продолжительность включения ПВ = 0,63; $n_Б = 1400$ об/мин; $u = 16$. Червячное колесо изготовлено из высокооловянистой бронзы.

Коэффициент эквивалентности по контакту по рис. 4.3 $K_{HE} = 0{,}63$.

Машинное время работы по формуле (4.12)

$$t_\Sigma = L_{год} \cdot 365K_{год} \cdot 24K_{сут}\,ПВ = 8 \cdot 365 \cdot 0{,}8 \cdot 24 \cdot 0{,}33 \cdot 0{,}63 = 11\,680 \text{ ч}.$$

Наработка по формуле (4.10)

$$N = t_\Sigma \cdot 60\,\frac{n_Б}{u} = 11\,680 \cdot 60\,\frac{1400}{16} = 61{,}32 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности по контакту по формуле (7.2)

$$K_{Hд} = K_{HE}\sqrt[3]{\frac{N}{10 \cdot 10^6}} = 0{,}63\sqrt[3]{\frac{61{,}32 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^6}} \approx 1{,}15.$$

Коэффициент эквивалентности по изгибу по табл. 4.1 $K_{FE} = 0{,}775$.

Коэффициент долговечности по изгибу по формуле (7.4)

$$K_{Fд} = K_{FE}\sqrt[9]{\frac{N}{10^6}} = 0{,}775\sqrt[9]{\frac{61{,}32 \cdot 10^6}{10^6}} \approx 1{,}23.$$

График нагрузки, если она непостоянна, и наибольший момент T_{max} должны быть приведены в техническом задании. Если нагрузка постоянна, то задают номинальный момент $T_{ном}$. T_{max} и $T_{ном}$ целесообразно выбирать из табл. 4.2.

Если при пуске может возникнуть пиковый момент, то его определяют по формуле

$$T_{пик} = T_{дв.\,max}u\eta, \tag{7.5}$$

rusautomobile.ru

где $T_{дв\ max}$ – максимальный момент двигателя, определяемый по формуле (4.17); u – передаточное отношение редуктора; η – КПД редуктора.

Консольные нагрузки, если способ соединения редуктора с двигателем и рабочей машиной неизвестен, определяют по табл. 4.3.

§ 7.4. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПАР

Материалы червячных пар должны обладать антифрикционными свойствами, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью. Механические свойства материалов, удовлетворяющих этим требованиям, невысоки.

Червяки. Эти детали испытывают гораздо больше циклов нагружения, чем червячные колеса; тело червяка испытывает большие напряжения изгиба и кручения. Вследствие этого, а также из-за высоких требований к жесткости червяки изготовляют из стали.

Червяки ответственных передач выполняют цементованными с закалкой до твердости *HRC* 56–63. После закалки червяки шлифуют и полируют. Наиболее употребительный материал – сталь марки 18ХГТ. Могут быть использованы также и другие недорогие цементуемые стали.

Для передач, работающих с большими перерывами и редко испытывающих максимальные нагрузки, могут быть использованы червяки, у которых витки закалены при нагреве ТВЧ до твердости *HRC* 45–50. При такой термической обработке червяки сильно деформируются, приходится увеличивать припуски под шлифовку. В этом случае используют стали типа 40Х, 35ХМ, 40ХН.

Если червячная передача обслуживает вспомогательный эпизодически работающий механизм, например затвор, то червяки иногда выполняют улучшенными из сталей типа 45, 40Х.

Червячные колеса. Требования к червячным парам в основном осуществляют подбором материала венца червячного колеса. Для интенсивно работающих передач используют оловянные бронзы. При менее напряженной эксплуатации и скоростях скольжения не более 3 м/с могут быть использованы безоловянные бронзы и латуни. Если передача работает эпизодически со скоростями менее 2 м/с, могут применяться серые чугуны.

В табл. 7.1 приведены материалы для червячных колес. Материал для венца червячного колеса выбирают по табл. 7.2.

Скорость скольжения

rusautomobile.ru

7.1. Материалы для червячных колес

Группа*	Материал	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			$\sigma_в$	$\sigma_т$
I а	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165
	БрО10Ф1	К	275	200
		З	230	140
I б	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
II а	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360
		З	450	300
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
II б	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330
		К	450	295
		З	400	260
III	СЧ 18	З	355**	–
	СЧ 15	З	315**	–

* Материалы разделены на группы по сопротивляемости заеданию.

** Приведены значения $\sigma_{ви}$.

Принятые обозначения. Ц – центробежная; К – в кокиль; З – в землю.

$$v'_{ск} \approx \frac{4n_1}{10^5}\sqrt[3]{T_{max}}. \qquad (7.6)$$

Чем больше произведение K_{HE} ПВ и скорость скольжения, тем более качественный материал следует использовать в пределах подгруппы.

rusautomobile.ru

Пример. Подобрать материал для червячного колеса при следующих условиях: $T_{max} = 1000 \cdot 10^3$ Н · мм; $n_1 = 900$ мин$^{-1}$; $K_{HE} = 0{,}56$; ПВ = 0,25.

Ожидаемая скорость скольжения по формуле (7.6)

$$v'_{ск} = \frac{4n_1}{10^5}\sqrt[3]{T_{max}} =$$

$$= \frac{4 \cdot 900}{10^5}\sqrt[3]{1000 \cdot 10^3} = 3{,}6 \text{ м/с};$$

$$K_{HE}\ \text{ПВ} = 0{,}56 \cdot 0{,}25 = 0{,}14.$$

По табл. 7.2 требуется материал группы II а. Так как и K_{HE} ПВ и $v'_{ск}$ находятся в средней части своих диапазонов, то принимаем алюминиево-железистомарганцовистую бронзу БрА10ЖЗМц1,5.

7.2. Выбор группы материалов для червячных колес

$v'_{ск}$, м/с	K_{HE} ПВ			
	>0,4	0,2–0,4	0,1–0,2	<0,1
8–4	I а	I а	I б	I б
4–3	I а	I б	II а	II б
3–2	I б	II а	II б	III
<2	II а	II б	III	III

Условные обозначения. K_{HE} – коэффициент эквивалентности; ПВ – относительная продолжительность включения; $v'_{ск}$ – скорость скольжения.

§ 7.5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТЫ НАГРУЗКИ

Для расчета червячной передачи необходимо знать допускаемые напряжения по контактной и изгибной выносливости, а также предельные напряжения для проверки статической прочности. Допускаемые напряжения принимают по табл. 7.3, при условии, что зона зацепления передачи находится постоянно в масле. Если это условие не выполняется, то следует снижать допускаемые напряжения до 0,85 от приведенных в таблице.

Пример. Определить допускаемое контактное напряжение по условиям примера из § 7.3. Дополнительно задано: $T_{max} = 1000 \cdot 10^3$ Н · мм. Подбираем материал червячного колеса по указаниям § 7.5.

Ожидаемая скорость скольжения по формуле (5.6)

$$v'_{ск} \approx \frac{4n_1}{10^5}\sqrt[3]{T_{max}} = \frac{4 \cdot 1400}{10^5}\sqrt[3]{1000 \cdot 10^3} = 5{,}6 \text{ м/с}.$$

Так как K_{HE} ПВ $= 0{,}63 \cdot 0{,}63 = 0{,}4$, то по табл. 7.2 должен быть использован материал группы I а. Определяющие факторы (K_{HE} ПВ и $v'_{ск}$) лежат в нижней части диапазона, что позволяет принять бронзу БрО10Ф1.

По рис. 7.1 для $v'_{ск} = 5{,}6$ м/с $C_v = 0{,}90$. По табл. 7.1 при литье в кокиль $\sigma_в = 275$ МПа. По табл. 7.3

$$[\sigma_H] = C_v 0{,}9\sigma_в = 0{,}90 \cdot 0{,}9 \cdot 275 = 223 \text{ МПа}.$$

Нагрузка распределяется по ширине зуба неравномерно, при работе возникают толчки. Для учета этого эквивалентный момент умножают на коэффициент нагрузки

$$K = K_\beta K_v. \qquad (7.7)$$

rusautomobile.ru

7.3. Допускаемые напряжения

Группа материала	$[\sigma_H]$		$[\sigma_F]$	$[\sigma_{H\max}]$	$[\sigma_{F\max}]$
	Червяк цементованный	Червяк закален при нагреве ТВЧ			
I а	$C_v \cdot 0{,}9\sigma_в$	—	$0{,}25\sigma_т + 0{,}08\sigma_в$	$4\sigma_т$	$0{,}8\sigma_т$
I б		$C_v \cdot 0{,}75\sigma_в$			
II а	$300 - 25\,v_{ск}$	$275 - 25v_{ск}$		$2\sigma_т$	
II б	$275 - 25\,v_{ск}$	$250 - 25v_{ск}$			
III	—	$200 - 35v_{ск}$	$0{,}22\sigma_{ви}$	$1{,}65\sigma_{ви}$	$0{,}75\sigma_{ви}$

Примечания: 1. C_v — коэффициент, учитывающий износ (рис. 7.1).

2. $v_{ск}$ — скорость скольжения — см. формулу (7.6).

3. Для материалов группы III при улучшенном червяке $[\sigma_H] = 175 - 35v_{ск}$.

4. Если передача работает в реверсивном режиме, то полученное значение допускаемого напряжения $[\sigma_F]$ умножают на 0,8.

Его принимают одинаковым при расчете на контактную и на изгибную выносливость.

При постоянной нагрузке *коэффициент концентрации* $K_\beta = 1$.

Для проектировочного расчета при переменной нагрузке ориентировочное значение коэффициента концентрации

$$K'_\beta = 0{,}5\,(K^0_\beta + 1). \qquad (7.8)$$

Начальный коэффициент концентрации K^0_β принимают по рис. 7.2.

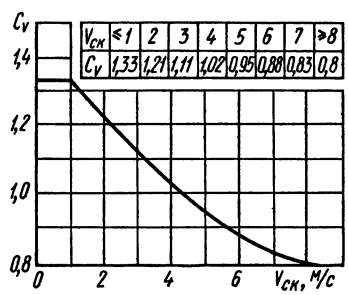


Рис. 7.1. График для определения коэффициента C_v

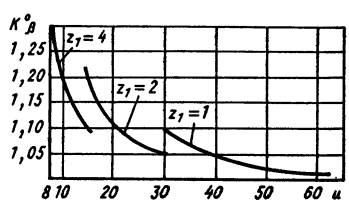


Рис. 7.2. График для определения начального коэффициента концентрации K^0_β

rusautomobile.ru

Для проверочного расчета коэффициент концентрации уточняют:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - x). \qquad (7.9)$$

Коэффициент режима x принимают по табл. 4.1 в зависимости от класса нагрузки, который численно определяется коэффициентом эквивалентности K_{HE}.

Коэффициент деформации червяка θ определяют по табл. 7.4 в зависимости от заходности червяка z_1 и коэффициента его диаметра q.

7.4. Значения коэффициента деформации червяка θ и угла подъема γ на делительном цилиндре червяка

z_1		Коэффициент диаметра червяка					
		8	10	12,5	14	16	20
1	γ	7°7′	5°43′	4°35′	4°05′	3°35′	2°52′
	θ	72	108	154	176	225	248
2	γ	14°2′	11°19′	9°6′	8°8′	7°7′	5°43′
	θ	57	86	121	140	171	197
4	γ	26°34′	21°48′	17°45′	15°57′	14°2′	11°19′
	θ	47	70	98	122	137	157

При проектировочном расчете предварительное значение *коэффициента динамичности* $K'_v = 1$.

Для проверочного расчета коэффициент динамичности принимают равным K_{Hv} для цилиндрических косозубых передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев $HB_2 \leqslant 350$, той же степени точности, т. е. по знаменателю строк «а» в табл. 4.11.

Скорость колеса, м/с

$$v_2 = \frac{\pi m z_2 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4}. \qquad (7.10)$$

§ 7.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

К основным параметрам червячной передачи относят: главный параметр – межосевое расстояние a, передаточное число u, заходность червяка z_1, число зубьев колеса z_2, модуль m, коэффициент диаметра червяка q, углы подъема витка чер-

rusautomobile.ru

вяка γ и γ_w, длину червяка b_1 и ширину венца червячного колеса b_2. Передаточное число u задают или определяют при кинематическом расчете привода. Остальные параметры определяют расчетом.

Предварительное значение межосевого расстояния

$$a' = 61\sqrt[3]{\frac{T'_p}{[\sigma'_H]^2}}, \qquad (7.11)$$

где $T'_p = T_{max}K_{Hд}K'$ – расчетный момент, Н·мм; T_{max} – наибольший момент нормально протекающего технологического процесса; $K_{Hд}$ – коэффициент долговечности – по указаниям § 7.4; K' – коэффициент нагрузки – по указаниям § 7.7; $[\sigma'_H]$ – допускаемое контактное напряжение – по § 7.5. Полученное значение округляют до ближайшего значения в соответствии с единым рядом главных параметров (см. с. 51).

Число витков червяка z_1 определяют в зависимости от передаточного числа u.

u	8–14	16–28	⩾31,5
z_1	4	2	1

Предварительное значение числа зубьев червячного колеса

$$z'_2 = z_1 u. \qquad (7.12)$$

Число зубьев колеса уточняют после определения модуля m, коэффициента диаметра червяка q и проверки коэффициента смещения x.

Модуль (предварительный)

$$m' = (1{,}4 \div 1{,}7)\frac{a}{z'_2}. \qquad (7.13)$$

За окончательное значение m принимают стандартный модуль (см. с. 53).

Коэффициент диаметра червяка

$$q' = \frac{2a - mz'_2}{m} = \frac{2a}{m} - z'_2. \qquad (7.14)$$

Полученное значение округляют (см. с. 56). Предпочтительны коэффициенты ряда $Ra10$.

Коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m}\left[a - \frac{m}{2}(z'_2 + q')\right]. \qquad (7.15)$$

Он должен находиться в пределах ± 1. Если это условие не удовлетворяется, то, варьируя z'_2 и q', добиваются его соблю-

rusautomobile.ru

дения. Числа зубьев колеса надо выбирать из значений, приведенных ниже, так чтобы отклонение u было в пределах $\pm 4\%$ (в скобках даны нерекомендуемые значения):

Базовое число . . . 32	(36)	40	(45)	50	(56)	63
Допустимые значения 31	(35)	39; 40	(44); (46)	48; 49; 51; 52	(54); (55); (57); (58)	61; 62; 64; 65

Значения z_2 и q, удовлетворяющие регламентированному значению коэффициента смещения x, принимают за окончательные.

Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}. \tag{7.16}$$

Для основного ряда q значения γ приведены в табл. 7.4.

Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}. \tag{7.17}$$

В передачах без смещения ($x = 0$) $\gamma = \gamma_w$.

Длина шлифуемых червяков

$$b_1 = b_1^0 + 4m. \tag{7.18}$$

Длина нешлифуемых червяков

$$b_1 = b_1^0. \tag{7.19}$$

Длину b_1^0 принимают по табл. 7.5.

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 = (0{,}355 \div 0{,}315)\, a. \tag{7.20}$$

Бóльшее значение принимают при заходности $z_1 = 1$ или 2, меньшее — при $z_1 = 4$.

7.5. Длина червяка

x	$z_1 = 1$ и 2	$z_1 = 4$
-1	$b_1^0 \geqslant (10{,}5 + 0{,}06 z_2)m$	$b_1^0 \geqslant (10{,}5 + 0{,}09 z_2)m$
$-0{,}5$	$b_1^0 \geqslant (8 + 0{,}06 z_2)m$	$b_1^0 \geqslant (9{,}5 + 0{,}09 z_2)m$
0	$b_1^0 \geqslant (11 + 0{,}06 z_2)m$	$b_1^0 \geqslant (12{,}5 + 0{,}09 z_2)m$
$+0{,}5$	$b_1^0 \geqslant (11 + 0{,}1 z_2)m$	$b_1^0 \geqslant (12{,}5 + 0{,}1 z_2)m$
$+1$	$b_1^0 \geqslant (12 + 0{,}1 z_2)m$	$b_1^0 \geqslant (13 + 0{,}1 z_2)m$

rusautomobile.ru

После определения основных параметров вычисляют фактическое контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2}\sqrt{\frac{T_p}{d_{w1}}}, \qquad (7.21)$$

где $d_2 = mz_2$ – делительный диаметр колеса; $T_p = T_{max}K_{Hд}K$ – расчетный момент; $d_{w1} = m(q + 2x)$ – начальный диаметр червяка.

Фактическое напряжение, определенное по формуле (7.21), сравнивают с допускаемым, уточненным по фактической скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma_w}. \qquad (7.22)$$

Превышение фактического напряжения над допускаемыми – не больше 3 %. Если $\sigma_H < [\sigma_H]$, то целесообразно подобрать более дешевый материал, для которого $[\sigma_H] \approx \sigma_H$. Если $\sigma_H \leqslant \leqslant 0{,}85[\sigma_H]$, то следует принять меньшее межосевое расстояние согласно единому ряду главных параметров (см. с. 51) и вновь определить σ_H.

При наличии в спектре нагрузок пиковых моментов $T_{пик}$ (§ 7.4) проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев по формуле (4.43). Значения $[\sigma_{H\,max}]$ принимают по табл. 7.3.

Очень важно, чтобы и межосевое расстояние a и передаточное число u соответствовали предпочтительным рядам $Ra10$. При этом червячный редуктор будет оптимальным по своим параметрам (табл. 7.6).

7.6. Параметры предпочтительных передач

u	z_1	z_2	q
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20		40	10
25		50	12,5
31,5	1	32	8
40		40	10
50		50	12,5
63		63	16

Для предпочтительных передач модуль $m \approx 1{,}6\,\frac{a}{z_2}$.

Если передаточное число червячного редуктора не соответствует ряду Ra 10, то целесообразно так изменить общее передаточное отношение привода или его разбивку по передачам, чтобы обеспечить это соответствие. Если предпочтительные передачи использовать невозможно, следует применить комбинацию межосевого расстояния a и передаточного числа u из рядов Ra 20. Комбинацию рядов Ra 10 и Ra 20 допускать не

rusautomobile.ru

следует, так как при этом получаются излишне толстые червяки, понижающие КПД редуктора.

После уточнения основных параметров передачи определяют окружную силу на колесе

$$F_{t2} = 2T_{\max}/d_2. \tag{7.23}$$

Напряжения изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cos\gamma_w}{1{,}3md_{w1}} F_{t2} K_{F\text{д}} K, \tag{7.24}$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_V = \frac{z_2}{\cos^3\gamma_w}; \tag{7.25}$$

$K_{F\text{д}}$ – коэффициент долговечности при изгибе, определяемый по формуле (7.4); K – коэффициент нагрузки (см. § 7.6).

Значения коэффициента формы зуба Y_F:

z_V	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Допускаемые напряжения на изгиб $[\sigma_F]$ определяют по указаниям в § 7.5.

При наличии в спектре нагрузок пиковых моментов статическую прочность зуба на изгиб проверяют по формуле (4.57).

Пример. Определить основные параметры червячного редуктора по следующим условиям: $T_{\max} = 2240$ Н·м; $T_{\text{пик}} = 5600$ Н·м; $n_1 = 900$ мин$^{-1}$; $u = 16$; график нагрузки 15; $L_{\text{год}} = 10$ лет; $K_{\text{год}} = 0{,}8$; $K_{\text{сут}} = 0{,}67$; ПВ = 0,25; степень точности – 8.

Для решения вопроса о необходимости определения коэффициента долговечности $K_{H\text{д}}$ сначала подбираем материал венца червячного колеса по указаниям в § 7.4.

Ожидаемая скорость скольжения по формуле (7.6)

$$v'_{\text{ск}} \approx \frac{4n_1}{10^5}\sqrt[3]{T_{\max}} = \frac{4 \cdot 900}{10^5}\sqrt[3]{2240 \cdot 10^3} = 4{,}71 \text{ м/с}.$$

Коэффициент эквивалентности по контактной выносливости по рис. 4.3 $K_{HE} = 0{,}56$.

Произведение

$$K_{HE}\ \text{ПВ} = 0{,}56 \cdot 0{,}25 = 0{,}14.$$

По табл. 7.1 выбираем материал группы I б, а именно бронзу БрО5Ц5С5. Для бронз групп I расчет ведут по эквивалентному моменту, определив коэффициент долговечности согласно § 7.3.

Машинное время работы по формуле (4.12)

$$t_\Sigma = L_{\text{год}} \cdot 365 K_{\text{год}} \cdot 24 K_{\text{сут}}\ \text{ПВ} = 10 \cdot 365 \cdot 0{,}8 \cdot 24 \cdot 0{,}67 \cdot 0{,}25 = 11\,680 \text{ ч}.$$

rusautomobile.ru

Наработка по формуле (4.10)

$$N = t_{\Sigma} \cdot 60 \frac{n_1}{u} = 11\,680 \cdot 60 \frac{900}{16} = 39{,}42 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности по формуле (7.2)

$$K_{HД} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{10 \cdot 10^6}} = 0{,}56 \sqrt[3]{\frac{39{,}42 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^6}} = 0{,}885.$$

Коэффициент эквивалентности по изгибу по табл. 4.1

$$K_{FE} = 0{,}745.$$

Коэффициент долговечности по формуле (7.4)

$$K_{FД} = K_{FE} \sqrt[9]{\frac{N}{10^6}} = 0{,}745 \sqrt[9]{\frac{39{,}42 \cdot 10^6}{10^6}} = 1{,}20.$$

Согласно § 7.4 принимаем червяк из стали 18ХГТ с цементацией и закалкой до твердости *HRC* 56 – 63.

Допускаемое напряжение по табл. 7.3: $[\sigma_H] = C_V 0{,}9\sigma_в$.

По рис. 7.1 для $v'_{ск} = 4{,}71$ $C_V = 0{,}97$.

Предел прочности для бронзы Бр05Ц5С5 по табл. 7.1 при литье в кокиль $\sigma_в = 200$ МПа

$$[\sigma'_H] = 0{,}97 \cdot 0{,}9 \cdot 200 = 175 \text{ МПа.}$$

Предварительный коэффициент нагрузки по формуле (7.7) $K' = K'_\beta K'_v$.

Коэффициент концентрации по формуле (7.8) $K'_\beta = 0{,}5\,(K^0_\beta + 1)$.

Заходность червяка при $u = 16$ $z_1 = 2$ (см. с. 216). Начальный коэффициент концентрации по рис. 7.2 при $z_1 = 2$ и $u = 16$ $K^0_\beta = 1{,}18$; тогда $K'_\beta = 0{,}5\,(1{,}18 + 1) = 1{,}09$.

Согласно § 7.6 $K'_v = 1$; $K' = 1{,}09 \cdot 1 = 1{,}09$.

Предварительное значение межосевого расстояния по формуле (7.11)

$$a' = 61 \sqrt[3]{\frac{T'_p}{[\sigma'_H]^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{2240 \cdot 10^3 \cdot 0{,}885 \cdot 1{,}09}{175^2}} = 252 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее стандартное межосевое расстояние $a = 250$ мм (см. с. 51).

Число зубьев колеса по формуле (7.12) $z'_2 = z_1 u = 2 \cdot 16 = 32$.

Модуль по формуле (7.13)

$$m' = (1{,}4 \div 1{,}7) \frac{a}{z'_2} = (1{,}4 \div 1{,}7) \frac{250}{32} = 10{,}94 \div 13{,}28.$$

Принимаем стандартный модуль $m = 12{,}5$ мм (см. с. 53).

Коэффициент диаметра червяка по формуле (7.14)

$$q' = \frac{2a}{m} - z'_2 = \frac{2 \cdot 250}{12{,}5} - 32 = 8.$$

Коэффициент смещения по формуле (7.15)

$$x = \frac{1}{m}\left[a - \frac{m}{2}(z'_2 + q')\right] = \frac{1}{12{,}5}\left[250 - \frac{12{,}5}{2}(32 + 8)\right] = 0.$$

Окончательно принимаем $z_2 = 32$ (см. с. 217); $q = 8$ (см. с. 57).

Угол подъема витка на начальном диаметре, который при $x = 0$ совпадает с делительным, по формуле (7.17)

rusautomobile.ru

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x} = \operatorname{arctg} \frac{2}{8 + 2 \cdot 0} = 14°2' = \gamma.$$

Длина червяка по формуле (7.18) и табл. 7.5

$$b_1' = b_1^0 + 4m = (11 + 0{,}06z_2)\, m + 4m = (11 + 0{,}06 \cdot 32 + 4)\, 12{,}5 = 211{,}5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 212$ мм.

Ширина венца червячного колеса по формуле (7.20)

$$b_2' = 0{,}355a = 0{,}355 \cdot 250 = 88{,}75 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 90$ мм.

Проверяем фактическое контактное напряжение по формуле (7.21):

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_p}{d_{w1}}}.$$

Делительный диаметр колеса $d_2 = mz_2 = 12{,}5 \cdot 32 = 400$ мм.

Начальный диаметр червяка при $x = 0$, совпадающий с делительным,

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 12{,}5\,(8 + 2 \cdot 0) = 100 \text{ мм} = d_1.$$

Фактическая скорость скольжения по формуле (7.22)

$$v_{ск} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 100 \cdot 900}{60 \cdot 1000 \cos 14°2'} = 4{,}86 \text{ м/с}.$$

Коэффициент концентрации по формуле (7.9) и табл. 4.1 и 7.4

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{32}{57}\right)^3 (1 - 0{,}4) = 1{,}106.$$

Скорость колеса по формуле (7.10)

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4} = \frac{\pi d_2 n_1}{6 \cdot 10^4 u} = \frac{\pi 400 \cdot 900}{6 \cdot 10^4 \cdot 16} = 1{,}18 \text{ м/с}.$$

Коэффициент динамичности по табл. 4.11 для 8-й степени точности $K_v = 1{,}01$.

По формуле (7.7)

$$K = K_\beta K_v = 1{,}106 \cdot 1{,}01 = 1{,}117.$$

Расчетный момент

$$T_p = T_{max} K_{Hд} K = 2240 \cdot 10^3 \cdot 0{,}885 \cdot 1{,}117 = 2214 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Напряжение

$$\sigma_H = \frac{480}{400} \sqrt{\frac{2214 \cdot 10^3}{100}} = 178 \text{ МПа}.$$

Уточняем допускаемое напряжение по фактической скорости скольжения $v_{ск} = 4{,}86$ м/с. Тогда

$$[\sigma_H] = 0{,}96 \cdot 0{,}9 \cdot 200 = 173 \text{ МПа}.$$

Перегрузка по напряжению

$$\frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{178 - 173}{173} 100 = 2{,}9 < 3\ \%.$$

Подобная перегрузка допустима. Таким образом, обеспечено полное использование материала по контактной выносливости.

rusautomobile.ru

Проверяем статическую контактную прочность. Предельное контактное напряжение по табл. 7.3

$$[\sigma_{H\max}] = 4\sigma_T = 4 \cdot 90 = 360 \text{ МПа}.$$

Максимальное контактное напряжение по формуле (4.43)

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{\max} K_{Hд}}} = 178 \sqrt{\frac{5600 \cdot 10^3}{2240 \cdot 10^3 \cdot 0{,}885}} = 299 \text{ МПа}.$$

Проверяем напряжение изгиба. Допускаемое напряжение изгиба по табл. 7.3

$$[\sigma_F] = 0{,}25\sigma_T + 0{,}08\sigma_B = 0{,}25 \cdot 90 + 0{,}08 \cdot 200 = 38{,}5 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса по формуле (7.24)

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cos\gamma_w}{1{,}3 m d_{w1}} F_{t2} K_{Fд} K.$$

Эквивалентное число зубьев колеса по формуле (7.25)

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{32}{\cos^3 14°2'} = 35.$$

Коэффициент формы зуба $Y_F = 1{,}64$ (см. с. 219).
Окружная сила на колесе по формуле (7.23)

$$F_{t2} = \frac{2T_{\max}}{d_2} = \frac{2 \cdot 2240 \cdot 10^3}{400} = 11{,}2 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$\sigma_F = \frac{1{,}64 \cdot 0{,}970}{1{,}3 \cdot 12{,}5 \cdot 100} 11{,}2 \cdot 10^3 \cdot 1{,}117 = 14{,}7 \text{ МПа} < [\sigma_F].$$

Проверяем статическую прочность на изгиб по формуле (4.57).
Предельное напряжение изгиба по табл. 7.3.

$$[\sigma_{F\max}] = 0{,}8\sigma_T = 0{,}8 \cdot 90 = 72 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{пик}}{T_{\max} K_{Fд}} = 14{,}7 \frac{5600 \cdot 10^3}{2240 \cdot 10^3 \cdot 1{,}2} = 31 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}].$$

Окончательные основные параметры редуктора: межосевое расстояние $a = 250$ мм; передаточное отношение $u = 16$; число витков червяка $z_1 = 2$; число зубьев колеса $z_2 = 32$; модуль зацепления $m = 12{,}5$ мм; коэффициент диаметра червяка $q = 8$; коэффициент смещения $x = 0$; угол подъема линии витка червяка $\gamma = \gamma_w = 14°2'$; длина нарезанной части червяка $b_1 = 212$ мм; ширина венца червячного колеса $b_2 = 90$ мм.

§ 7.7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель геометрического расчета – определение делительных диаметров d, начального диаметра червяка d_{w1}, диаметров вершин зубьев d_a, наибольшего диаметра колеса d_{aM2}, диаметров впадин d_f, делительного γ и начального γ_w углов подъема витков червяка.

При корригировании исполнительные размеры червяка не изменяются; у червячного колеса делительный и начальный

rusautomobile.ru

диаметры совпадают, а диаметры вершин и впадин изменяются.

Основные размеры червяка (рис. 7.3):

делительный диаметр

$$d_1 = mq; \tag{7.26}$$

начальный диаметр

$$d_{w1} = m(q + 2x); \tag{7.27}$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2); \tag{7.28}$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}4m = m(q - 2{,}4); \tag{7.29}$$

делительный угол подъема витков червяка

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}; \tag{7.30}$$

начальный угол подъема витков червяка

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}. \tag{7.31}$$

Основные размеры червячного колеса (рис. 7.4):

делительный диаметр

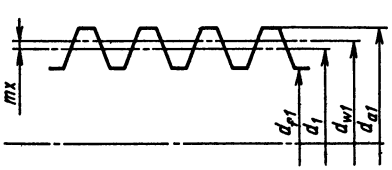
$$d_2 = mz_2; \tag{7.32}$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = m[z_2 + 2(1 + x)]; \tag{7.33}$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}; \tag{7.34}$$



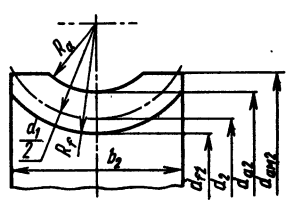


Рис. 7.3. Основные размеры червяка

Рис. 7.4. Основные размеры червячного колеса

rusautomobile.ru

диаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1{,}2 - x) = m[z_2 - 2(1{,}2 - x)]; \qquad (7.35)$$

радиусы закруглений колеса

$$R_a = 0{,}5d_1 - m; \qquad (7.36)$$

этот радиус выполняют на токарной заготовке червячного колеса и проставляют на чертеже;

$$R_f = 0{,}5d_1 + 1{,}2m; \qquad (7.37)$$

этот радиус, образуемый фрезой при нарезании червячного колеса, на чертеже не проставляют. Он необходим для определения размеров венца червячного колеса.

Пример. Определить основные размеры червяка и червячного колеса для примера из § 7.6. Имеем $z_1 = 2$; $z_2 = 32$; $m = 12{,}5$ мм; $q = 8$; $x = 0$.

Определяем делительный диаметр червяка по формуле (7.26):

$$d_1 = mq = 12{,}5 \cdot 8 = 100 \text{ мм}.$$

Так как $x = 0$, то $d_{w1} = d_1 = 100$ мм; диаметр вершин витков по формуле (7.28)

$$d_{a1} = m(q + 2) = 12{,}5(8 + 2) = 125 \text{ мм};$$

диаметр впадин витков по формуле (7.29)

$$d_{f1} = m(q - 2{,}4) = 12{,}5(8 - 2{,}4) = 70 \text{ мм}.$$

Делительный угол подъема по формуле (7.30)

$$\gamma = \operatorname{arctg}\frac{z_1}{q} = \operatorname{arctg}\frac{2}{8} = 14°2'10'';$$

так как $x = 0$, то $\gamma_w = \gamma$.

Делительный диаметр червячного колеса по формуле (7.32)

$$d_2 = mz_2 = 12{,}5 \cdot 32 = 400 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев по формуле (7.33)

$$d_{a2} = m[z_2 + 2(1 + x)] = 12{,}5[32 + 2(1 + 0)] = 425 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр колеса по формуле (7.34)

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 425 + \frac{6 \cdot 12{,}5}{2 + 2} = 443{,}75 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин по формуле (7.35)

$$d_{f2} = m[z_2 - 2(1{,}2 - x)] = 12{,}5[32 - 2(1{,}2 - 0)] = 370 \text{ мм}.$$

Радиус закругления колеса по формуле (7.36)

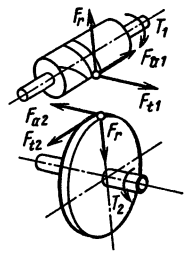
$$R_a = 0{,}5d_1 - m = 0{,}5 \cdot 100 - 12{,}5 = 37{,}5 \text{ мм}.$$

§ 7.8. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Силу F_{t2} на червячном колесе, равную осевой силе F_{a1} на червяке, определяют по формуле (7.23). Схема сил, действующих в червячном зацеплении, приведена на рис. 7.5.

rusautomobile.ru

Рис. 7.5. Силы, действующие в червячном зацеплении



Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_{max}}{d_{w1}u\eta}. \qquad (7.38)$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо,

$$F_r = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,\alpha = F_{t2}\,\mathrm{tg}\,20^\circ = F_{t2}\cdot 0{,}364. \qquad (7.39)$$

В формуле (7.38) η – КПД, учитывающий потери в зацеплении и в подшипниках.

Пример. Определить составляющие силы в зацеплении из предыдущего примера.

Окружная сила по формуле (7.23)

$$F_{t2} = \frac{2T_{max}}{d_2} = \frac{2\cdot 2240\cdot 10^3}{400} = 11{,}2\cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Осевая сила на червяке

$$F_{a1} = F_{t2} = 11{,}2\cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Окружная сила на червяке по формуле (7.38)

$$F_{t1} = \frac{2T_{max}}{d_{w1}u\eta} = \frac{2\cdot 2240\cdot 10^3}{100\cdot 16\cdot 0{,}917} = 3{,}11\cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Осевая сила на червячном колесе

$$F_{a2} = F_{t1} = 3{,}11\cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Радиальная сила по формуле (7.39)

$$F_r = F_{t2}\cdot 0{,}364 = 11{,}2\cdot 10^3\cdot 0{,}364 = 4{,}1\cdot 10^3 \text{ Н}.$$

§ 7.9. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ. НАГРЕВ РЕДУКТОРА

В общем случае КПД червячного редуктора при расчетной нагрузке

$$\eta = 1 - \psi_з - \psi_у - \psi_м - \psi_в. \qquad (7.40)$$

Здесь $\psi_з$ – относительные потери в зацеплении и подшипниках;

rusautomobile.ru

7.7. Приведенные коэффициенты трения f и углы трения ρ

$v_{ск}$, м/с	f	ρ
0,01	0,1; 0,12	5°40′; 6°50′
0,1	0,08; 0,09	4°30′; 5°10′
0,25	0,065; 0,075	3°40′; 4°20′
0,5	0,055; 0,065	3°10′; 3°40′
1	0,045; 0,055	2°20′; 3°10′
1,5	0,04; 0,05	2°20′; 2°50′
2	0,035; 0,045	2°00′; 2°30′
2,5	0,03; 0,04	1°40′; 2°20′
3	0,028; 0,035	1°30′; 2°00′
4	0,023; 0,030	1°20′; 1°40′
7	0,018; 0,026	1°00′; 1°30′
10	0,016; 0,024	0°55′; 1°20′
15	0,014; 0,020	0°50′; 1°10′

Примечание. Меньшие значения – для материалов группы I, большие – групп II и III по табл. 7.1.

$$\psi_з = 1 - \frac{\operatorname{tg}\gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}, \qquad (7.41)$$

где γ_w – начальный угол подъема витков червяка, определяемый по формуле (7.31); ρ – приведенный угол трения, принимаемый по табл. 7.7; $\psi_у$ – относительные потери в уплотнениях; $\psi_м$ – относительные потери на перемешивание и разбрызгивание масла (барботаж); $\psi_в$ – относительные потери на вентилятор.

Значения относительных потерь при $n_1 = 1500$ мин$^{-1}$ принимают по рис. 7.6. При другой частоте вращения вентиляторные потери $\psi_в$ изменяются пропорционально квадрату частоты; потери на барботаж $\psi_м$ – пропорционально первой степени частоты; потери в уплотнениях $\psi_у$ не изменяются.

Потери в зацеплении и подшипниках при подборе двигателя предварительно оценивают величиной

$$\psi'_з = \frac{u}{200}, \qquad (7.42)$$

где u – передаточное число редуктора.

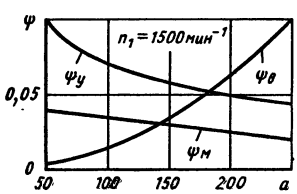


Рис. 7.6. Относительные потери

rusautomobile.ru

Пример. Определить КПД редуктора, расчет которого приведен на с. 219.

Из предыдущих расчетов выписываем исходные данные. $a = 250$ мм; $T_{max} = 2240$ Н · м; $n_1 = 900$ мин$^{-1}$; $u = 16$; $v_{ск} = 4{,}86$ м/с; $\gamma_w = 14°2'$; $\operatorname{tg}\gamma_w = 0{,}25$; материал венца – группы I.

Определяем КПД редуктора по формуле (7.40):

$$\eta = 1 - \psi_з - \psi_у - \psi_м - \psi_в.$$

Предварительная оценка потерь в зацеплении и подшипниках по формуле (7.2)

$$\psi'_з = \frac{u}{200} = \frac{16}{200} = 0{,}08.$$

Окончательную величину потерь определяем по формуле (7.41):

$$\psi_з = 1 - \frac{\operatorname{tg}\gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}.$$

Приведенный угол трения для материала групп I определяем по табл. 7.7 интерполяцией:

$\rho = 1°14'$ для $f = 0{,}022$;

$$\psi_з = 1 - \frac{\operatorname{tg} 14°2'}{\operatorname{tg}(14°2' + 1°14')} = 1 - \frac{0{,}25}{0{,}27263} = 1 - 0{,}917 = 0{,}083.$$

Потери в уплотнениях по рис. 7.6 $\psi_у = 0{,}045$.

Потери на барботаж для $n_1 = 1500$ по рис. 7.6

$$\psi_{м1500} = 0{,}02.$$

Потери на барботаж при $n_1 = 900$

$$\psi_м = \psi_{м1500}\frac{900}{1500} = 0{,}02\ \frac{900}{1500} = 0{,}012.$$

Потери на вентилятор при $n_1 = 1500$ по рис. 7.6

$$\psi_{в1500} = 0{,}1.$$

Потери на вентилятор при $n_1 = 900$

$$\psi_в = \psi_в \cdot 1500\left(\frac{900}{1500}\right)^2 = 0{,}1\left(\frac{900}{1500}\right)^2 = 0{,}036.$$

КПД редуктора без вентилятора

$$\eta = 1 - \psi_з - \psi_у - \psi_м = 1 - 0{,}083 - 0{,}045 - 0{,}012 = 0{,}86.$$

КПД редуктора с вентилятором $\eta = 0{,}860 - 0{,}036 = 0{,}824$.

При расчете температуры масла вентиляторные потери не учитывают, так как они на нагрев не влияют.

Температура масла в корпусе редуктора без вентилятора

$$t_м = \frac{P_1(1-\eta)\,10^3}{K_т A(1+\psi)} K_{HE}\,ПВ + t_0 =$$

$$= \frac{P_1(\psi_з + \psi_у + \psi_м)\,10^3}{K_т A(1+\psi)} K_{HE}\,ПВ + t_0. \qquad (7.43)$$

Температура масла в корпусе редуктора с вентилятором

$$t_м = \frac{P_1(1-\eta)\,10^3}{[K_т(0{,}6+\psi) + K_{тв}0{,}4]\,A} K_{HE}\sqrt[4]{ПВ^3} + t_0 =$$

rusautomobile.ru

$$= \frac{P_1(\psi_з + \psi_у + \psi_м)\,10^3}{[K_т(0{,}6 + \psi) + K_{тв}0{,}4]\,A} K_{HE} \sqrt[4]{ПВ^3} + t_0, \qquad (7.44)$$

где P_1 – мощность на быстроходном валу, кВт;

$$P_1 = \frac{T_{max} n_2}{10^3 \eta \cdot 9550} = \frac{T_{max} n_1}{10^3 \eta \cdot 9550 u}; \qquad (7.45)$$

$\eta = 1 - \psi_з - \psi_у - \psi_м$ – КПД редуктора без вентилятора; $K_т = 16$ Вт/(м^2 · °С) – коэффициент теплоотдачи; $K_{тв}$ – коэффициент теплоотдачи части поверхности корпуса, обдуваемой вентилятором:

n_1, мин$^{-1}$	700	950	1400	2800
$K_{тв}$, Вт/(м^2 · °С)	24	29	35	50

ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла через основание редуктора; при установке на металлическую плиту или раму $\psi = 0{,}3$; при установке на бетонное основание $\psi = -0{,}1$; K_{HE} – коэффициент эквивалентности; ПВ – относительная продолжительность включения; A – поверхность теплоотдачи, м^2;

$$A = 20a^{1,7}; \qquad (7.46)$$

в эту формулу межосевое расстояние a подставляют в метрах; величину A можно также определить по рис. 7.7; t_0 – температура окружающего воздуха; в умеренном климате $t_0 = 25$ °С.

Температура масла $t_м$ не должна быть выше 95 °С.

Если у редуктора без вентилятора $t_м > 95$ °С, то предусматривают вентилятор и вновь определяют $t_м$ по формуле (7.44). Если и вентилятора недостаточно, то необходимо увеличить размер редуктора.

Пример. Определить температуру масла в корпусе редуктора, расчет которого приведен на с. 219. Редуктор установлен на бетонном основании; нагрузка переменная с большими перерывами; вентилятор не требуется.

Мощность на быстроходном валу по формуле (7.45)

$$P_1 = \frac{T_{max} n_1}{10^3 \eta \cdot 9550 u} = \frac{2240 \cdot 10^3 \cdot 900}{10^3 \cdot 0{,}86 \cdot 9550 \cdot 16} = 15{,}33 \text{ кВт}.$$

Поверхность теплоотдачи по формуле (7.46)

$$A = 20a^{1,7} = 20 \cdot 0{,}25^{1,7} = 1{,}9 \text{ м}^2.$$

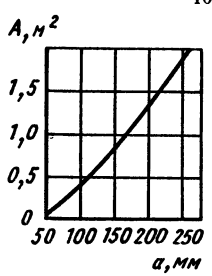


Рис. 7.7. Поверхности теплоотдачи редуктора A в зависимости от межосевого расстояния a

rusautomobile.ru

Температура масла по формуле (7.43)

$$t_м = \frac{P_1 (1 - \eta)\, 10^3}{K_т A (1 + \psi)} K_{HE} ПВ + t_0 = \frac{15{,}33 (1 - 0{,}86)\, 10^3}{16 \cdot 1{,}9 (1 - 0{,}1)} 0{,}56 \cdot 0{,}25 + 25 = 36\ °C.$$

Вариант: определить $t_м$ при непрерывной работе с постоянной нагрузкой, т. е. при ПВ = 1 и $K_{HE} = 1$:

$$t_м = \frac{15{,}33 (1 - 0{,}86)\, 10^3}{16 \cdot 1{,}9 (1 - 0{,}1)} + 25\ °C = 103\ °C > 95\ °C.$$

При таком режиме работы редуктора необходим вентилятор. Тогда по формуле (7.44)

$$t_м = \frac{P_1 (1 - \eta)\, 10^3}{[K_т (0{,}6 + \psi) + K_{тв} 0{,}4]\, A} + t_0 = \frac{15{,}33 (1 - 0{,}86)\, 10^3}{[16 (0{,}6 - 0{,}1) + 29 \cdot 0{,}4]\, 1{,}9} + 25 = 83\ °C.$$

§ 7.10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Червячная глобоидная передача (рис. 7.8) обладает бóльшей нагрузочной способностью, чем передача с цилиндрическим червяком, так как у нее постоянно находится в зацеплении с витками червяка значительно большее число зубьев колеса (от трех до восьми). Условия образования масляного клина в зацеплении глобоидной передачи также более благоприятны, чем в цилиндрической, из-за примерно перпендикулярного расположения контактных линий к направлению вектора скорости скольжения.

Основные параметры червячной глобоидной передачи общемашиностроительного применения с прямым углом перекрещивания осей валов червяка и колеса регламентированы ГОСТ 9369 – 77.

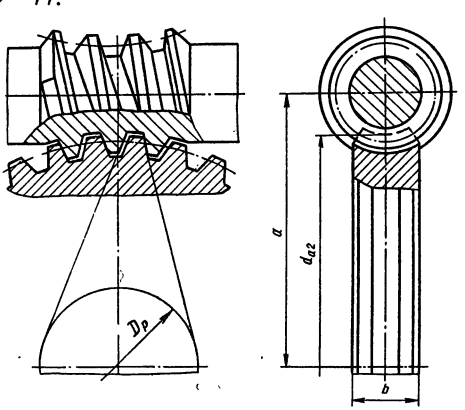


Рис. 7.8. Схема зацепления червячной глобоидной передачи

rusautomobile.ru

Стандарт устанавливает межосевые расстояния a, передаточные числа u (табл. 7.8), делительные диаметры червяков d_1 и ширину колес b_2 в зависимости от межосевого расстояния (табл. 7.9).

В приложении к стандарту указаны рекомендуемые значения d_1 и b_2 для $a > 630$ мм.

Межосевое расстояние a передачи определяют из условия прочности рабочих поверхностей зубьев колеса по рис. 7.9 в зависимости от номинальной мощности на валу червяка $P_{1ном}$, частоты вращения червяка n_1 и передаточного числа u. На рис. 7.9 показан пример определения a для случая, когда $P_{1ном} = 15$ кВт, $n_1 = 1000$ об/мин и $u = 20$. Номинальная мощность на валу червяка

$$P_{1ном} = \frac{P_1}{K_M K_T K_p},$$

7.8. Основные параметры глобоидных передач (по ГОСТ 9369–77)

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
Межосевые расстояния, мм			
40		315	335
50		400	450
63		500	560
80		630	710
100		800	900
125	140	1000	1120
160	180	1250	1400
200	224	1600	
250	280		
Номинальные передаточные числа			
10	11,2	31,5	35,5
12,5	14	40	45
16	18	50	56
20	22,4	63	71
25	28	80	90

Примечания: 1. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

2. Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 4 %.

7.9. Значения делительных диаметров червяка d_1 и ширин венцов червячных колес b_2, мм (по ГОСТ 9369–77)

a	d_1			b_2
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
40	–	16	18,0	10
50	–	20	22,4	12
63	–	25	28,0	16
80	–	31,5	35,5	20
100	–	40	45,0	25
125	–	50	56,0	32
140	50	56	–	36
160	56	63	–	40
180	63	71	–	45
200	71	80	–	50
224	80	90	–	56
250	90	100	–	63
280	100	112	–	71
315	112	125	–	80
355	125	140	–	90
400	140	160	–	100
450	160	180	–	110
500	180	200	–	125
560	200	224	–	140
630	224	250	–	160

Примечание. Ряды с меньшими значениями d_1 предпочтительны; червяки, за исключением случаев, обусловленных кинематикой привода, должны иметь линию витка правого направления.

rusautomobile.ru

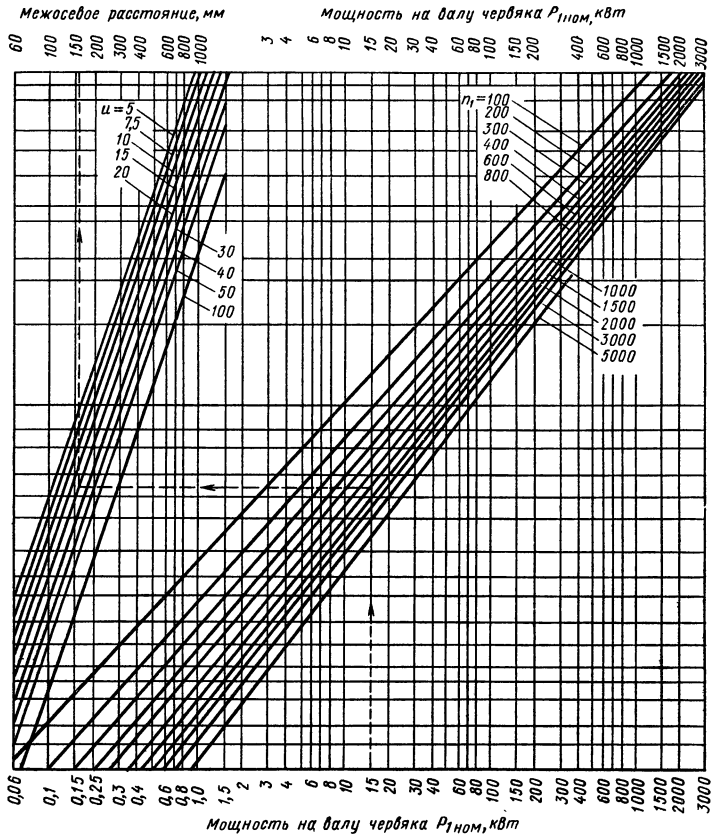


Рис. 7.9. График для определения межосевых расстояний червячных глобоидных передач

где P_1 – заданная передаваемая мощность на валу червяка; $K_м$ – коэффициент материалов глобоидной передачи (табл. 7.10); $K_т$ – коэффициент точности (при повышенной точности $K_т = 1{,}1$; при нормальной точности $K_т = 1{,}0$; при пониженной точности $K_т = 0{,}85$); $K_р$ – коэффициент режима (табл. 7.11).

Если задана мощность на валу червячного колеса P_2, то

$$P_1 = P_2/\eta, \tag{7.47}$$

где η – КПД червячной передачи, когда ведущим звеном является червяк.

Для передач, на которые распространяется ГОСТ 9369 – 77,

rusautomobile.ru

7.10. Значение коэффициента материала $K_м$

Материал колеса	Твердость *HRC* стального червяка	$K_м$
БрО10Ф1	32 – 38	1,0
БрО6Ц6С3 БрО6Ц6С3		0,9
БрА9Ж3Л БрА10Ж4НЧЛ БрА10Ж3Мц2 ЛЦ23А6Ж3Мц2	50 – 55 28 – 35	0,8 – 0,9
СЧ 10 СЧ 15 СЧ 18 СЧ 20	30 – 35	0,5

7.11. Значение коэффициента режима $K_р$

Режим работы	$K_р$
Непрерывная работа в течение 8 – 10 ч с кратковременными перегрузками, не более:	
200 %	0,75
125 %	0,85
Круглосуточная спокойная работа без толчков	1,0
Периодическая работа в течение 15 мин с перерывом в 2 ч при спокойной нагрузке	1,4

значения a, полученные по рис. 7.9, следует уточнить по табл. 7.8, выбирая ближайшее большее значение.

После определения и уточнения по стандарту величины межосевого расстояния находят приведенные ниже основные параметры зацепления.

1. Числа зубьев колеса z_2 и заходов червяка z_1 определяют в зависимости от межосевого расстояния a и передаточного числа u (табл. 7.12).

2. Числа зубьев колеса $z'_т$ в обхвате червяком в зависимости от числа зубьев колеса z_2:

z_2	35 – 42	45 – 50	55 – 67	71 – 79	91
$z'_т$	4	5	6	7	8

3. Рабочую высоту зуба колеса h и высота головки зуба колеса h_{a2} определяют в зависимости от межосевого расстояния a и числа зубьев колеса z_2 (табл. 7.13).

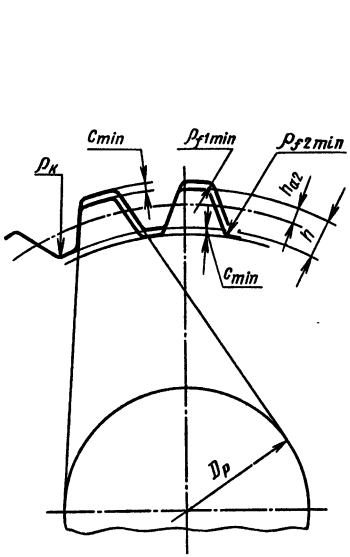
rusautomobile.ru

7.12. Числа зубьев колеса z_2 и заходов червяка z_1 в зависимости от межосевого расстояния a и передаточного числа u

u	a				u	a				u	a			
	40–630		710–1600			40–630		710–1600			40–630		710–1600	
	z_2	z_1	z_2	z_1		z_2	z_1	z_2	z_1		z_2	z_1	z_2	z_1
10	40	4	–	–	22,4	45	2	67	3	50	50	1	49	1
11,2	35	3	–	–	25	50	2	49	2	56	56	1	55	1
12,5	37	3	49	4	28	56	2	55	2	63	63	1	61	1
14	42	3	55	4	31,5	63	2	61	2	71	71	1	71	1
16	48	3	49	3	35,5	35	1	71	2	80	–	–	79	1
18	35	2	55	3	40	40	1	79	2	90	–	–	91	1
20	40	2	61	3	45	45	1	91	2					

4. Минимальный радиальный зазор c_{min}, минимальные радиусы закругления ножек зубьев колеса $\rho_{f2\,min}$ и ножек витков червяка $\rho_{f1\,min}$ (рис. 7.10)

$$c_{min} = \rho_{f1\,min} = \rho_{f2\,min} = 0{,}1h.$$



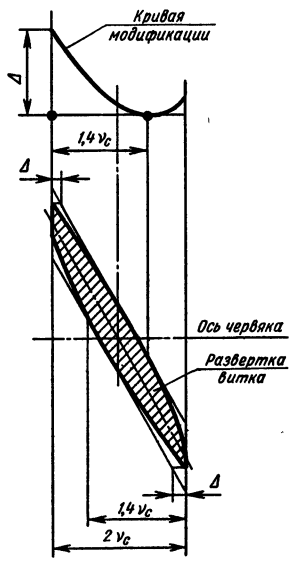


Рис. 7.10. Радиусы закруглений профилей и зазоры в зацеплении

Рис. 7.11. Рекомендуемая форма модификации рабочей поверхности витков червяка:

Δ – глубина модификации, ν_c – половина угла расчетного обхвата

rusautomobile.ru

7.13. Рабочая высота зуба колеса h и высота головки зуба колеса h_{a2} в зависимости от межосевого расстояния a и числа зубьев колеса z_2

a	z_2																	
	35–37		40–42		45		49; 50		55; 56		61–63		67–71		79		91	
	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}
40	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	2,2	1	2	0,8	1,8	0,8	1,6	0,6	–	–	–	–
50	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	2,2	1	2	0,8	–	–	–	–
63	5	2	4,5	2	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	2,8	1,2	2,5	1,2	–	–	–	–
80	5	2,5	5,5	2,5	5	2	4,5	2	4	1,6	3,6	1,6	3,2	1,4	–	–	–	–
100	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,5	5	2	4,5	2	4	1,6	–	–	–	–
125	10	4	9	3,5	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,2	5	2	–	–	–	–
140	11	4,5	10	4	9	3,5	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,2	–	–	–	–
160	12	5	11	4,5	10	4	9	3,5	8	3	7	2,8	6	2,5	–	–	–	–
180	14	5,5	12	5	11	4,5	10	4	9	3,2	8	3	7	2,8	–	–	–	–
200	16	6	14	5,5	12	5	11	4,5	10	3,5	9	3,2	8	3	–	–	–	–
225	18	6,5	16	6	14	5,5	12	5	11	4	10	3,5	9	3,2	–	–	–	–
250	20	7	18	6,5	16	6	14	5,5	12	4,5	11	4	10	3,5	–	–	–	–
280	22	8	20	7	18	6,5	16	6	14	5	12	4,5	11	4	–	–	–	–
315	25	9	22	8	20	7	18	6,5	16	5,5	14	5	12	4,5	–	–	–	–
355	28	10	25	9	22	8	20	7	18	6	16	5,5	14	5	–	–	–	–
400	32	11	28	10	25	9	22	8	20	6,5	18	6	16	5,5	–	–	–	–
450	36	12	32	11	28	10	25	9	22	7	20	6,5	18	6	–	–	–	–
500	40	13	36	12	32	11	28	10	25	8	22	7	20	6,5	–	–	–	–
560	45	14	40	13	36	12	32	11	28	9	25	8	22	7	–	–	–	–
630	50	15	45	14	40	13	36	12	32	10	28	9	25	8	–	–	–	–
710	–	–	–	–	–	–	40	13	36	11	32	10	28	9	25	7	22	6,5
800	–	–	–	–	–	–	45	14	40	12	36	11	32	10	28	8	25	7
900	–	–	–	–	–	–	50	15	45	14	40	12	36	11	32	9	28	8
1000	–	–	–	–	–	–	55	16	50	15	45	13	40	12	36	10	32	9
1120	–	–	–	–	–	–	60	17	55	16	50	14	45	13	40	11	36	10
1250	–	–	–	–	–	–	70	19	60	17	55	15	50	14	45	12	40	11
1400	–	–	–	–	–	–	80	21	70	19	60	16	55	15	50	13	45	12
1600	–	–	–	–	–	–	90	24	80	21	70	17	60	16	55	14	50	13

rusautomobile.ru

5. Расчетный диаметр профильной окружности $D_p = a/1{,}6$ с округлением до ближайшего целого числа.

6. Модификацию зацепления. В классической передаче рабочая поверхность витка червяка образована прямой линией, вращающейся в средней плоскости колеса вокруг его оси и вместе со средней плоскостью колеса вокруг оси червяка так, что отношение угловых скоростей этих вращений равно передаточному числу. Рекомендуемая форма модификации характеризуется кривой модификации (рис. 7.11), показывающей величину отклонения модифицированной винтовой линии витка червяка от классической. Номинальная глубина модификации на входе витка червяка

$$\Delta = (3 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-6} u)\, a. \qquad (7.48)$$

Порядок определения основных геометрических параметров глобоидной передачи (по ГОСТ 17699 – 72). Исходные данные: межосевое расстояние a и передаточное число u. Ниже приведена последовательность определения геометрических параметров червяка и колеса (рис. 7.12).

1. Число заходов червяка $z_1 = z_2/u$. При выборе числа зубьев колеса z_2 следует учитывать, что при $a \leqslant 630$ мм $z_{2\,\min} = 35$, при $a > 630$ мм $z_{2\,\min} = 49$. Предпочтительны значения z_2, не кратные числу заходов червяка.

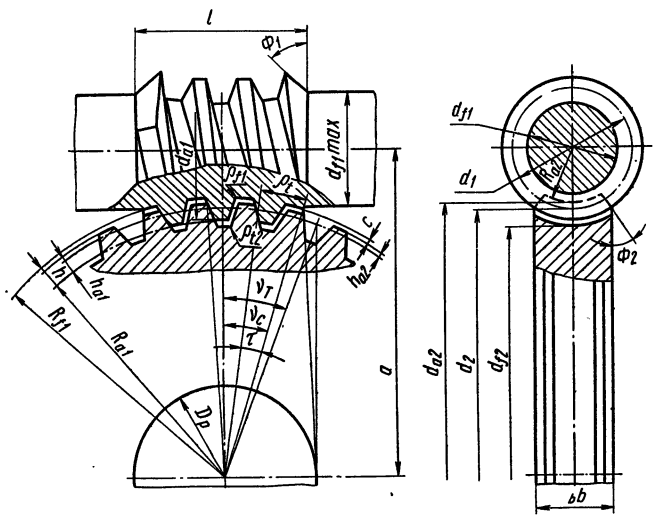


Рис. 7.12. Основные геометрические параметры червячной глобоидной передачи

rusautomobile.ru

2. Коэффициент диаметра червяка q выбирают в зависимости от числа зубьев колеса z_2:

z_2	До 40	41 – 50	51 – 60	Св. 60
q	6 – 8	7 – 10	8 – 11	9 – 13

3. Диаметр делительной окружности червяка $d_1 = 2aq/(q + z_2)$. Значения d_1 следует округлять до значений, приведенных в табл. 7.9.

4. Диаметр расчетной окружности колеса $d_2 = 2a - d_1$.

[5]*. Ширина венца колеса $b = (0{,}6 \div 0{,}8)\, d_1$ (значения b_2 следует округлять по табл. 7.9).

6. Модуль $m = d_2/z_2$.

7. Расчетный обхват $k_c = z_2/10$ (значения k округляют до ближайшего члена ряда: 3,5; 4,5; 5,5; 6,5).

8. Теоретический обхват $k_т = (1{,}1 \div 1{,}2)\, k_c$.

9. Половина угла теоретического обхвата $\nu_т = 180° k_т/z_2$.

10. Половина угла расчетного обхвата $\nu_c = 180° k_c/z_2$.

[11]. Диаметр профильной окружности $D_p = d_2 \sin \nu_т$ (округляют до ближайшего целого числа).

12. Рабочая высота зуба колеса $h = (1{,}4 \div 1{,}7)\, m$. Значения h следует уточнять по табл. 7.13.

13. Высота головки зуба колеса h_{a2} $(0{,}3 \div 0{,}45)\, h$. Значения h_{a2} следует уточнять по табл. 7.13.

14. Высота головки витка червяка $h_{a1} = h - h_{a2}$.

15. Радиальный зазор $c = (0{,}15 \div 0{,}25)\, m$; $c_{\min} = 0{,}1\ h$.

[16]. Радиус переходной кривой:

ножки витка червяка $\rho_{f1} = c$;

ножки зуба колеса $\rho_{f2} = c$.

[17]. Радиус притупления головок витков червяка $\rho_k = c$.

[18]. Радиус впадин червяка в средней плоскости колеса $R_{f1} = 0{,}5 d_2 + c + h_{a2}$.

[19]. Диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$.

[20]. Диаметр вершин зубьев колеса $d_{a2} = 2(R_{f1} - c)$.

[21]. Радиус вершин витков червяка в средней плоскости колеса $R_{a1} = a - 0{,}5 d_{a1}$.

[22]. Диаметр впадин червяка $d_{f1} = 2(a - R_{f1})$.

[23]. Диаметр впадин колеса $d_{f2} = 2(R_{a1} - c)$.

[24]. Длина нарезанной части червяка $l = d_2 \sin \nu_c$.

[25]. Наибольший диаметр впадин червяка $d_{f1\,\max} = 2\left[a - \sqrt{R^2_{f1} - (0{,}5l)^2}\right]$.

[26] Угол фаски:

---

* Прямыми скобками отмечены параметры, которые должны быть приведены на рабочих чертежах червяков и червячных колес.

rusautomobile.ru

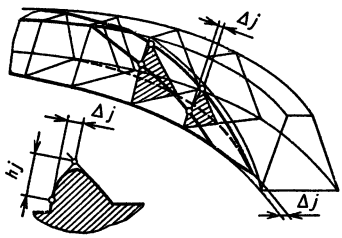


Рис. 7.13. Параметры среза концов витков червяка:
Δ_j – глубина среза; h_j – высота среза

червяка $\Phi_1 = 20 \div 45°$;

колеса $\Phi_2 = 30 \div 45°$.

[27]. Радиус вершин зубьев колеса в средней плоскости червяка $R_{a2} \geqslant 0{,}53 d_{f1\,max}$.

[28]. Глубина модификации $\Delta = (3 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-6} u)\, a$.

[29]. Срез концов витков червяка (рис. 7.13):

глубина $\Delta_j = 0{,}03h$;

высота $h_j = 0{,}5h$.

30. Завал концов витков червяка:

витка $L = (0{,}0005 \div 0{,}001)\, l$;

профиля $H = (0{,}005 \div 0{,}01)\, h$.

Дальнейший порядок проектирования такой же, как и червячного редуктора с цилиндрическим червяком.

rusautomobile.ru

Глава 8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ – ГАЙКА

§ 8.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ

Передачи винт – гайка применяют для преобразования вращательного движения в поступательное (редко – поступательного во вращательное).

Кинематические передачи применяют в механизмах настройки и измерительных приборах; силовые – в грузоподъемных механизмах, приводах систем управления и т. п. В металлорежущих станках передача винт – гайка для перемещения суппортов и столов станков – одновременно кинематическая и силовая.

Передачи винт – гайка могут быть выполнены с трением скольжения и трением качения.

Кинематический расчет. Угловая скорость ω и частота вращения $n_в$ связаны со скоростью поступательного движения v зависимостями

$$\omega = \frac{2\pi}{P_р n} v \text{ рад/с}; \quad n_в = \frac{60}{P_р n} v \text{ об/мин}, \tag{8.1}$$

где $P_р$ – шаг резьбы, мм; n – число заходов резьбы; v – скорость поступательного движения, мм/с.

КПД винтовой пары в случае преобразования вращательного движения в поступательное

$$\eta_{в \to п} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \rho)}; \tag{8.2}$$

здесь ψ – угол подъема винтовой линии (резьбы); ρ – приведенный угол трения.

rusautomobile.ru

С учетом дополнительных потерь (в резьбе из-за ошибок изготовления и потерь в опорах)

$$\eta_{в\to п} = (0{,}90 \div 0{,}95)\,\frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi+\rho)}. \qquad (8.3)$$

КПД передач винт–гайка с трением скольжения невысок: при $\psi = 2 \div 20°$ и $\rho = 5°$ получим $\eta_{в\to п} = 0{,}25 \div 0{,}70$.

Преобразование поступательного движения во вращательное возможно при $\psi \geqslant 2\rho$; в этом случае

$$\eta_{п\to в} = (0{,}90 \div 0{,}95)\,\frac{\operatorname{tg}(\psi-\rho)}{\operatorname{tg}\psi}. \qquad (8.4)$$

При $\psi = 10 \div 20°$ и $\rho = 5°$ получим $\eta_{п\to в} = 0{,}45 \div 0{,}70$; при $\psi \leqslant \rho$ получим $\eta_{п\to в} \leqslant 0$, т. е. передача движения невозможна (самотормозящая передача).

Самоторможение используют в винтовых домкратах, чтобы поднятый груз не опускался под действием силы тяжести.

Силовой расчет. Зависимость между вращающим моментом T, приложенным к ведущему звену, и осевой силой F_a, приложенной к движущемуся поступательно ведомому звену, определяется уравнением

$$T = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi+\rho), \qquad (8.5)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы.

Мощность P на ведущем звене, необходимая для создания на ведомом звене осевой силой F_a, находят из уравнения

$$P = F_a v/\eta_{в\to п}. \qquad (8.6)$$

Если ведомое звено, движущееся поступательно, нагружено радиальной силой F_r, то на ведущем вращающемся звене возникает дополнительный момент трения

$$T_f = f F_r \frac{d_2}{2}\left(1 + 2\,\frac{L_2}{L_1}\right), \qquad (8.7)$$

где f – коэффициент трения в резьбе; d_2 – средний диаметр резьбы; L_2 – расстояние между точкой приложения радиальной

rusautomobile.ru

нагрузки и ближайшим рабочим витком резьбы; L_1 – расстояние между крайними рабочими витками резьбы (рабочая база винтовой пары).

§ 8.2. ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА С ТРЕНИЕМ СКОЛЬЖЕНИЯ

В передачах этого вида обычно применяют трапецеидальную резьбу, а если осевое усилие всегда направлено в одну сторону, то можно применять и упорную. Для уменьшения потерь на трение подбирают пару сталь – бронза: винты – из сталей 45, 50 или А45 и А50 (без термической обработки) и из сталей У10, 65Г, 40Х, 40ХГ (с термической обработкой), а гайки – из бронз БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 или антифрикционного чугуна. Значения углов ρ и коэффициентов трения для различных пар приведены в табл. 8.1.

8.1. Угол трения ρ и коэффициент трения f в передачах винт – гайка

Материал пары		f	ρ
Винт	Гайка		
Сталь	Бронза оловянно-фосфорная	0,1	5°43′
Сталь	Бронза безоловянная	0,12	6°51′
Сталь	Антифрикционный чугун	0,13	7°25′

Упорные или радиально-упорные подшипники винтов, воспринимающие осевую нагрузку в обоих направлениях, обычно устанавливают в одной опоре, а вторую делают плавающей. Длинные винты фиксируют в двух опорах так, чтобы при любом направлении осевой нагрузки винт испытывал растяжение. Короткие винты могут иметь в корпусе только одну опору, а второй опорой служит гайка, скользящая в направляющих.

Гайки передач с постоянной по направлению осевой силой выполняют в виде втулок с одним опорным фланцем (рис. 8.1, *а*);

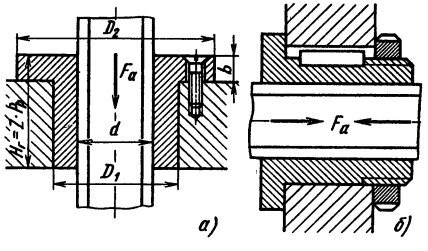


Рис. 8.1. Конструкция гайки при направлении осевой силы: *а* – постоянном; *б* – переменном

rusautomobile.ru

при переменном направлении осевой силы применяют конструкцию по рис. 8.1, *б*. Неподвижную гайку удерживают от проворачивания в корпусе винтами (см. рис. 8.1, *а*) или шпонками (см. рис. 8.1, *б*).

Вращающиеся гайки обычно устанавливают в корпусе на шариковых упорных или радиально-упорных подшипниках и радиальных подшипниках скольжения или качения, охватывающих гайку (рис. 8.2).

Гайки точных передач выполняют сдвоенными, благодаря чему боковой зазор можно устранять осевым перемещением гаек относительно друг друга (рис. 8.3, рис. 8.4).

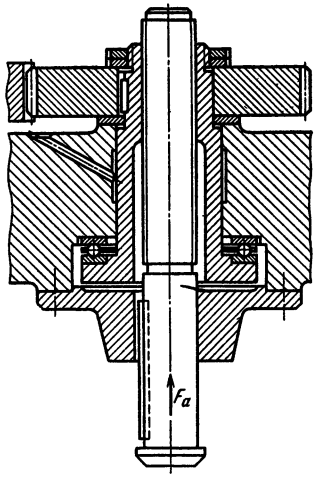


Рис. 8.2. Установка вращающейся гайки в корпусе

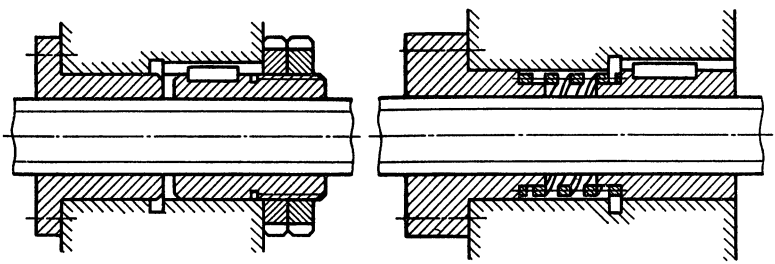


Рис. 8.3. Регулирование осевого зазора в резьбе осевым перемещением правой половины гайки

Рис. 8.4. Установка пружины для устранения бокового зазора в резьбе

Гайки ходовых винтов, периодически сцепляющиеся и расцепляющиеся с винтом, делают из двух половин с разъемом в диаметральной плоскости. Обе половины гайки перемещаются по направляющим, установленным перпендикулярно оси пары, под действием кулачков с фигурными прорезями, в которые входят штифты, запрессованные в половины гаек (рис. 8.5).

rusautomobile.ru

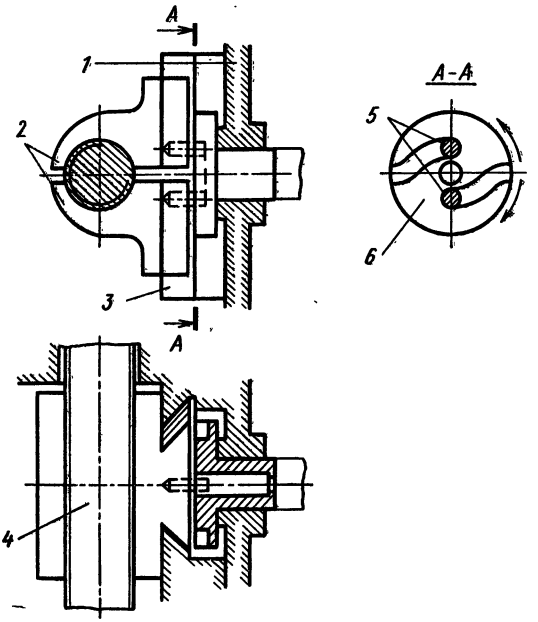


Рис. 8.5. Схема конструкции разрезной гайки ходового винта токарного станка:

1 – фартук суппорта; *2* – половина разъемной гайки; *3* – направляющая; *4* – ходовой винт; *5* – штифт; *6* – управляющий кулачок

Проектирование передачи. На рис. 8.6 приведен алгоритм проектирования передачи винт-гайка с трением скольжения. Размеры винтовой пары определяют из условного расчета на невыдавливание смазки между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки:

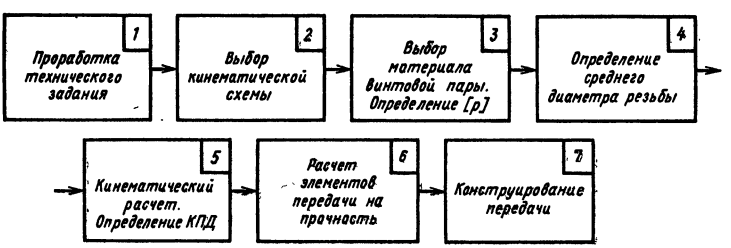


Рис. 8.6. Алгоритм проектирования передачи винт – гайка с трением скольжения

rusautomobile.ru

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z} \leqslant [p], \tag{8.8}$$

где p и $[p]$ – среднее (рабочее и допускаемое) давление между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки; $[p] = 12$ МПа для стали по бронзе или антифрикционному чугуну; $[p] = 6$ МПа для стали по серому чугуну; F_a – осевая нагрузка на передачу; d_2 – средний диаметр резьбы; H_1 – рабочая высота профиля резьбы (для трапецеидальной резьбы $H_1 = 0{,}5P_p$; z – число витков резьбы в гайке; $z = H_г/P_p$, где $H_г$ – высота гайки. Подставляя в формулу (8.8) значения H_1 и z и выражая $H_г$ через d_2 ($H_г = \gamma d_2$), получаем формулу для определения среднего диаметра резьбы винтовой пары с трапецеидальной резьбой

$$d_2 \geqslant \sqrt{\frac{2F_a}{\pi\gamma [p]}}, \tag{8.9}$$

где $\gamma = 1{,}2 \div 2{,}5$ для неразъемных гаек и $\gamma = 2{,}5 \div 3{,}5$ для разъемных.

По значению d_2, полученному из формулы (8.9), подбирают ближайшие бо́льшие стандартные значения параметров резьбы. Тело винта проверяют на прочность в зависимости от вида нагружения. Если винт испытывает сжатие, то во избежание продольного изгиба необходимо обеспечить запас устойчивости

$$n_y = F_{a\,кр}/F_a \geqslant [n_y], \tag{8.10}$$

где $[n_y] \geqslant 4$; по формуле Эйлера (при $\lambda = \mu l/i \geqslant \lambda_{пред}$)

$$F_{a\,кр} = \pi^2 EJ/[\mu l]^2, \tag{8.11}$$

где EJ – жесткость при изгибе, или по формуле Ясинского (при $\lambda_0 \leqslant \lambda \leqslant \lambda_{пред}$)

$$F_{a\,кр} = \frac{\pi d_1^2}{4}(a - b\lambda); \tag{8.12}$$

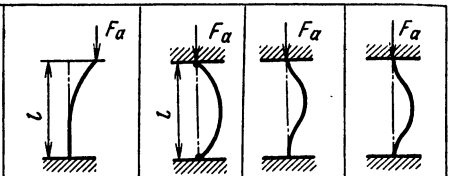
здесь λ – гибкость винта; μ – коэффициент длины (табл. 8.2); l – длина винта; i – радиус инерции сечения винта $\left(i = \frac{d_1}{4}\right)$. Значения a, b, λ_0 и $\lambda_{пред}$ приведены в табл. 8.3.

Тело гайки (см. рис. 8.1) рассчитывают на прочность (на растяжение или на сжатие с учетом напряжения кручения):

$$\sigma_p = \frac{1{,}3F_a}{\frac{\pi}{4}(D_г^2 - d^2)}. \tag{8.13}$$

rusautomobile.ru

8.2. Значения коэффициента длины μ в зависимости от закрепления концов винта

Схема закрепления концов винта				
Значение μ	2	1,0	0,7	0,5

8.3. Значения a, b, λ_0 **и** $\lambda_{пред}$

Материал	a, МПа	b, МПа	λ_0	$\lambda_{пред}$
Сталь Ст3 и сталь 20	310	1,14	60	100
Сталь Ст5 и сталь 30	345	1,24	50	90

Размеры опорного фланца гайки (см. рис. 8.1) проверяют на срез и на смятие:

$$\tau_{ср} = \frac{F_a}{\pi D_1 b} \leqslant [\tau_{ср}]; \qquad (8.14)$$

$$\sigma_{см} = \frac{4F_a}{\pi (D_2^2 - D_1^2)} \leqslant [\sigma_{см}]. \qquad (8.15)$$

§ 8.3. ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА С ТРЕНИЕМ КАЧЕНИЯ

По сравнению с винтовыми парами трения скольжения передачи с трением качения характеризуются значительно большими КПД, меньшим износом, большей точностью хода и повышенной долговечностью. Их применяют в приводах станков с программным управлением, механизмах управления и других устройствах.

В винтовых шариковых парах между рабочими винтовыми поверхностями гайки и винта помещены стальные шарики (рис. 8.7). Скорость перемещения этих шариков отличается от скорости ведущего и ведомого звеньев, поэтому для обеспечения непрерывной циркуляции шариков концы рабочей части резьбы соединены возвратным каналом.

Замкнутую цепь шариков условно делят на активную часть (рабочую часть нарезки) и пассивную (возвратный канал).

rusautomobile.ru

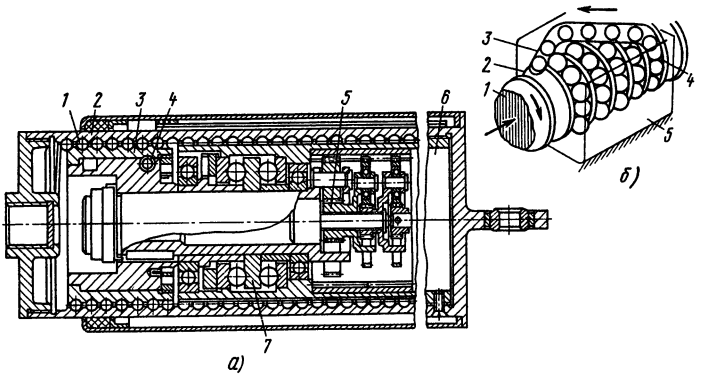


Рис. 8.7. Винтовая шариковая пара:

а – схематическое изображение; *1* – винт; *2* – выход из возвратного канала; *3* – возвратный канал в гайке; *4* – вход в возвратный канал; *5* – неподвижная гайка; *б* – конструкция винтовой шариковой пары с вращающимся винтом; *1* – шарики; *2* – гайка; *3* – винт; *4* – возвратный канал; *5* – планетарный редуктор; *6* – электродвигатель; *7* – упорный подшипник

При вращении винта (рис. 8.7, *б*) шарики, зажатые между винтовыми поверхностями винта и гайки, благодаря трению перекатываются по ним и передают движение от винта к гайке, перемещающейся поступательно; от проворачивания относительно своей оси гайка удерживается направляющими или шпонкой, зафиксированной в корпусе.

Определение основных параметров винтовой шариковой пары. Связь ω и v выражена зависимостью (8.1). Обычно винтовые шариковые пары выполняют одноходовыми с минимально возможным шагом, так как угол подъема практически не влияет на КПД пары.

Вращающий момент на ведущем звене

$$T = F_a \frac{D_{ср}}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho_к), \tag{8.16}$$

где F_a – осевая сила на ведомом звене; $D_{ср}$ – диаметр окружности, на которой располагаются центры шариков; ψ – угол подъема винтовой линии по цилиндру диаметром $D_{ср}$; $\rho_к$ – приведенный угол трения качения.

Мощность, необходимая для передачи осевой силы F_a, определяют по формуле (8.6). Если ведомое звено, движущееся поступательно, нагружено радиальной силой F_r (см. рис. 8.13), то на ведущем звене возникает дополнительный момент трения

$$T_f = F_r f_к \frac{D_{ср}}{2} \left(1 + 2\frac{L_2}{L_1}\right), \tag{8.17}$$

rusautomobile.ru

где $f_к$ – приведенный коэффициент трения качения.

При закаленных винтовых поверхностях твердостью $HRC \geqslant 53$ и стальных шариках твердостью $HRC \geqslant 63$ принимают $f_к = 0{,}004 \div 0{,}005$, когда вращается винт, и $f_к = 0{,}006 \div 0{,}007$, когда вращается гайка.

КПД в случае преобразования вращательного движения в поступательное определяют по формуле (8.3), заменяя ρ на $\rho_к$.

Так как $\rho_к \ll \psi$, то КПД винтовой шариковой пары даже при малых углах подъема винтовой линии достигает 80–90%.

При $\psi > 2°$ КПД увеличивается мало, поэтому выгодно подбирать малый угол, так как при этом снижается необходимый вращающий момент.

Активная часть винтовой шариковой пары обычно составляет 1 – 2,5 витка; при большем числе рабочих витков КПД шариковой пары снижается из-за увеличения трения шариков одного о другой.

Число шариков в рабочей части резьбы

$$z_ш = \frac{\pi D_{ср} k}{d_ш} - 1, \qquad (8.18)$$

где k – число витков в одной замкнутой рабочей цепочке; $d_ш$ – диаметр шарика.

Полученное значение $z_ш$ округляют до ближайшего меньшего целого числа. Если при расчете окажется $z_ш > 65$, то следует уменьшить их число, увеличив диаметр шариков. Для равномерного распределения нагрузки на шарики надо подбирать их так, чтобы разность диаметров не превышала 3 мкм. Так как шарики нормального класса точности выполняют со значительно большим полем допуска (до 50 мкм), то при сборке винтовой пары шарики нужно сортировать на ряд групп. В соответствии с имеющимися группами шариков должны быть изготовлены винты с разными диаметрами. Селекционным подбором винтов и соответствующих им групп шариков достигается требуемая точность.

На рис. 8.8 показаны различные профили резьбы. У профиля на рис. 8.8, *а* угол контакта постоянный (45°), практически не

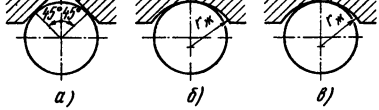


Рис. 8.8. Профили резьбы винтовой шариковой пары:
а – треугольный; *б* – круглый; *в* – круглый с канавкой

rusautomobile.ru

Рис. 8.9. Схема для определения рабочей базы гайки

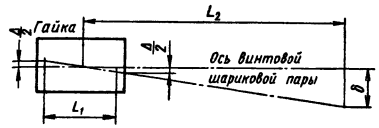
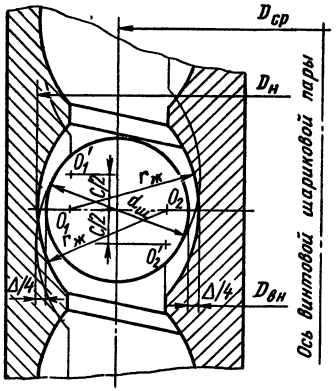


Рис. 8.10. Схема для определения радиального и осевого зазоров



зависит от нагрузки. В профилях на рис. 8,8, *а* и *в* имеется пространство под шариками, которое может служить резервуаром для смазочного материала и продуктов износа.

Радиус $r_ж$ желоба у винта и гайки для уменьшения трения должен быть больше радиуса шариков: при $d_ш \leqslant 8$ мм $r_ж = 0{,}51\,d_ш$, при $d_ш > 8$ мм $r_ж = 0{,}53\,d_ш$.

Рабочая база гайки должна ограничивать отклонение осевой линии винта в радиальном направлении. Необходимую базу обеспечивают созданием независимых замкнутых рабочих цепочек шариков, расположенных одна от другой на определенном расстоянии.

При заданной длине L_2 выпущенной части винта (рис. 8.9), предельных допускаемых значениях зазора Δ и отклонения винта δ необходимая длина рабочей базы

$$L_1 \geqslant \frac{\Delta}{\delta} L_2, \tag{8.19}$$

где Δ – радиальный зазор (рис. 8.10)

$$\Delta = D_н - (2d_ш + D_{вн}). \tag{8.20}$$

Если технические условия на величину Δ не установлены, то при расчете принимают

$$\Delta = 0{,}03 \div 0{,}12 \text{ мм}.$$

Осевой зазор (рис. 8.10)

$$c = \sqrt{(2r_ж - d_ш)\,\Delta}, \tag{8.21}$$

где $r_ж$ – радиус желоба (профиля резьбы).

rusautomobile.ru

Нагрузочную способность винтовой шариковой пары определяют расчетом на контактную прочность по методике, принятой для расчета радиальных шарикоподшипников.

Нагружение винтовой шариковой пары. Схема нагружения винтовой шариковой пары дана на рис. 8.11.

Осевое нагружение. Относительное расположение деталей винтовой шариковой пары при осевом нагружении приведено на рис. 8.12.

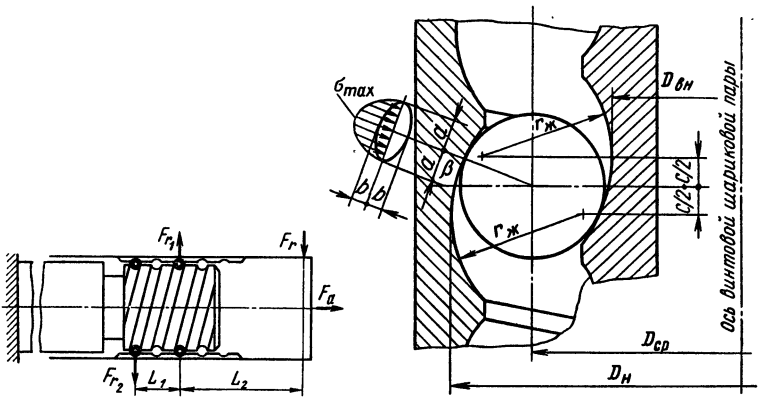


Рис. 8.11. Схема нагружения винтовой шариковой пары

Рис. 8.12. Схема относительного расположения деталей винтовой шариковой пары при осевом нагружении

Удельная осевая нагрузка

$$p = \frac{F_a}{z_ш d_ш^2 \gamma u \cos\psi} \approx \frac{F_a}{z_ш d_ш^2 \gamma u} \qquad (8.22)$$

(так как угол ψ мал, то $\cos\psi \approx 1$); здесь $z_ш$ – число шариков в рабочей части; γ – коэффициент неравномерности нагрузки шариков; обычно принимают $\gamma = 0{,}8$; u – число замкнутых рабочих цепочек.

По вычисленному значению p определяют напряжение σ_{max} при заданной величине относительно зазора $\chi = \Delta/d_ш$ (рис. 8.13).

Допускаемое значение $[\sigma]_{max} = 5000$ МПа. Для винтовых поверхностей винта и гайки твердость $HRC \geqslant 53$; для шариков твердость $HRC \geqslant 63$. Зависимость контактного угла β от σ_{max} показана на рис. 8.14.

Допускаемая осевая статическая грузоподъемность

$$[F_a]_{ст} = [p]_{ст} z_ш d_ш^2 \gamma u, \qquad (8.23)$$

rusautomobile.ru

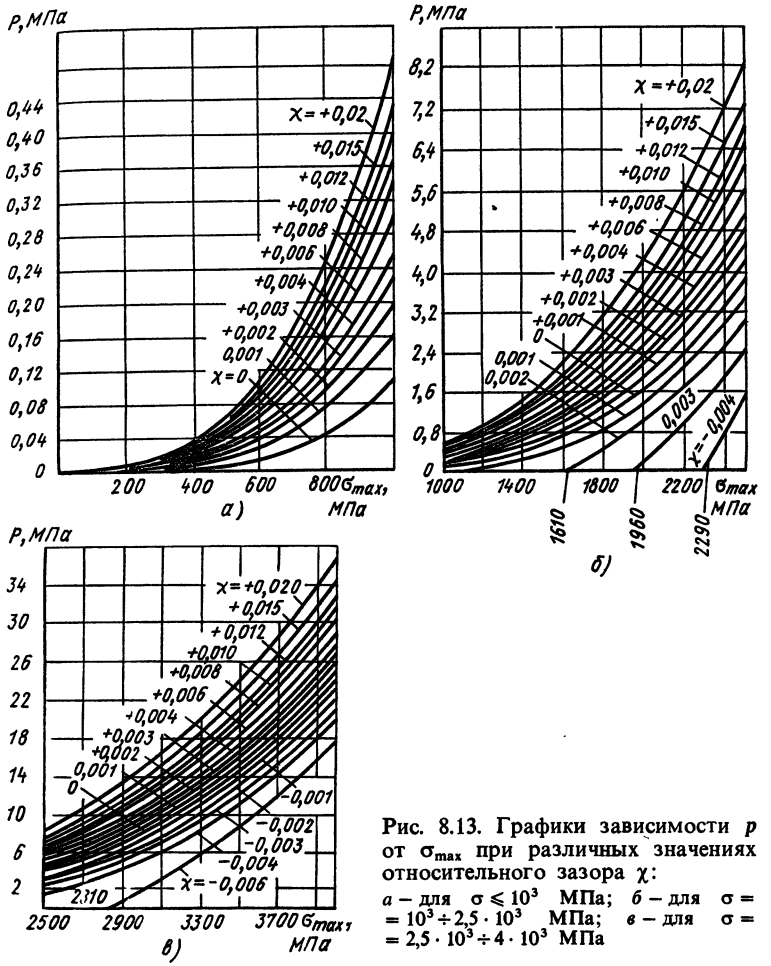
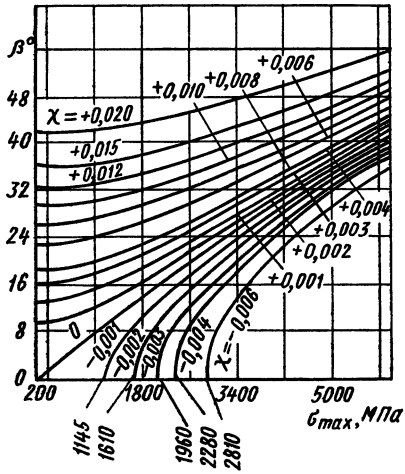


Рис. 8.13. Графики зависимости p от σ_{max} при различных значениях относительного зазора χ:

а – для $\sigma \leqslant 10^3$ МПа; *б* – для $\sigma = 10^3 \div 2{,}5 \cdot 10^3$ МПа; *в* – для $\sigma = 2{,}5 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^3$ МПа

rusautomobile.ru



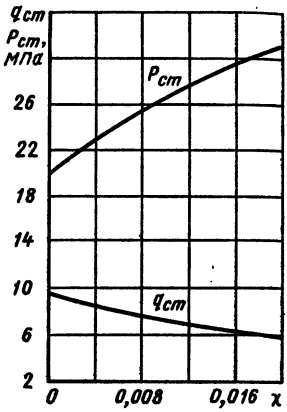


Рис. 8.14. Графики зависимости β от σ_{max} при различных значениях относительного зазора χ

Рис. 8.15. Графики зависимости удельной статической радиальной $q_{ст}$ и осевой $p_{ст}$ грузоподъемности от относительного зазора χ

где $[p]_{ст}$ – допускаемая осевая удельная статическая нагрузка, определяемая по рис. 8.15 в зависимости от χ.

Радиальное нагружение. Максимальное контактное напряжение для винтовой поверхности винта

$$\sigma_{max} = 800 \frac{1}{\xi} \sqrt[3]{\frac{5F_{r1}}{z_ш}\left(\frac{4}{d_ш^2} + \frac{2}{D_{вн}^2} - \frac{1}{r_ж^2}\right)}; \qquad (8.24)$$

для винтовой поверхности гайки

$$\sigma_{max} = 890 \frac{1}{\xi} \sqrt[3]{\frac{5F_{r1}}{z_ш}\left(\frac{4}{d_ш^2} - \frac{2}{D_н^2} - \frac{1}{r_ж^2}\right)}, \qquad (8.25)$$

где $d_ш$, $D_{вн}$, $D_н$, $r_ж$ – в мм; σ – в МПа.

Значения коэффициента ξ приведены в табл. 8.4 в зависимости от величины ν:

rusautomobile.ru

8.4. Значения коэффициентов ν и ξ

ν	ξ	ν	ξ	ν	ξ	ν	ξ
0,0000	1,000	0,7702	1,215	0,8428	1,306	0,9134	1,466
0,0466	1,001	0,7702	1,215	0,8468	1,312	0,9428	1,588
0,1075	1,003	0,7743	1,220	0,8507	1,318	0,9458	1,606
0,1974	1,008	0,7784	1,223	0,8545	1,325	0,9488	1,623
0,2545	1,025	0,7825	1,228	0,8584	1,332	0,9517	1,643
0,3204	1,025	0,7866	1,232	0,8661	1,346	0,9574	1,682
0,3954	1,038	0,7907	1,237	0,8699	1,354	0,9705	1,808
0,4795	1,060	0,7948	1,240	0,8737	1,362	0,9818	1,985
0,5342	1,078	0,7988	1,246	0,8774	1,370	0,9909	2,268
0,5819	1,092	0,8069	1,256	0,8811	1,378	0,9973	2,855
0,5113	1,108	0,8110	1,260	0,8849	1,388	1,0000	–
0,6521	1,128	0,8150	1,266	0,8885	1,395	–	–
0,6716	1,140	0,8190	1,270	0,8922	1,404	–	–
0,7126	1,168	0,8230	1,277	0,8958	1,416	–	–
0,7332	1,182	0,8310	1,288	0,8994	1,423	–	–
0,7538	1,200	0,8310	1,288	0,9030	1,432	–	–
0,7579	1,204	0,8350	1,293	0,9065	1,444		
0,7620	1,208	0,8389	1,300	0,9100	1,455		

для винта

$$\nu = \frac{\dfrac{2}{D_н^2} + \dfrac{1}{r_ж^2}}{\dfrac{4}{d_ш^2} + \dfrac{2}{D_н^2} + \dfrac{1}{r_ж^2}}; \qquad (8.26)$$

для гайки

$$\nu = \frac{-\dfrac{2}{D_{вн}^2} + \dfrac{1}{r_ж^2}}{\dfrac{4}{d_ш^2} - \dfrac{2}{D_{вн}^2} - \dfrac{1}{r_ж^2}}. \qquad (8.27)$$

Допускаемая радиальная статическая грузоподъемность

$$[F_r]_{ст} = [q]_{ст} z_ш d^2_ш, \qquad (8.28)$$

где $[q]_{ст}$ – допускаемая радиальная удельная статическая нагрузка, зависящая от χ (см. рис. 8.15).

При одновременном действии осевой и радиальной нагрузок проверку на контактную прочность производят отдельно для каждой нагрузки.

rusautomobile.ru

Пример. Определить контактное напряжение и допускаемую статическую нагрузку шариковой винтовой пары, на которую действует осевая сила $F_a = 20\,000$ Н.

Дано: $D_{ср} = 65$ мм; $D_{вн} = 59{,}98$; $D_н = 70{,}02$ мм; $d_ш = 5$ мм; шаг резьбы винта $P_р = 6{,}15$ мм. Угловая скорость гайки $\omega = 1$ рад/с. Число замкнутых цепочек шариков на гайке $u = 2$.

Решение. Определяем угол подъема винтовой линии из выражения

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_р}{\pi D_{ср}} = \frac{6{,}15}{3{,}14 \cdot 65} = 0{,}0302;$$

отсюда $\psi = 1°45'$.

КПД винтовой пары по формуле (8.3) $\eta_в = 80\,\%$. Число шариков в рабочей части цепочки по формуле (8.18)

$$z_ш = \frac{\pi D_{ср} k}{d_ш} - 1 = \frac{3{,}14 \cdot 65 \cdot 1}{5} - 1 \approx 40.$$

Радиальный зазор по формуле (8.20)

$$\Delta = D_н - (2d_ш + D_{вн}) = 70{,}02 - (2 \cdot 5 + 59{,}98) = 0{,}04 \text{ мм}.$$

Относительный радиальный зазор

$$\chi = \frac{\Delta}{d_ш} = \frac{0{,}04}{5} = 0{,}008.$$

Удельная осевая нагрузка по формуле (8.22)

$$p = \frac{F_a}{z_ш d_ш^2 \gamma u} = \frac{20\,000}{40 \cdot 5^2 \cdot 0{,}8 \cdot 2} = 12{,}5 \text{ МПа}.$$

По рис. 8.13 при $p = 12{,}5$ МПа и $\chi = 0{,}008$ находим максимальное контактное напряжение $\sigma_{max} = 3000$ МПа. По рис. 8.15 определяем допускаемую удельную осевую статическую нагрузку $[p]_{ст} = 25$ МПа.

Допускаемая статическая нагрузка по формуле (8.23)

$$[F_a]_{ст} = [p]_{ст} z_ш d_ш^2 \gamma u = 25 \cdot 40 \cdot 5^2 \cdot 0{,}8 \cdot 2 = 40\,000 \text{ Н}.$$

$$\sigma_{max} < [\sigma]_{max};\ F_a < [F_a]_{ст}.$$

Конструкции винтовых шариковых пар. На рис. 8.16 показана винтовая шариковая пара с вращающимся винтом и поступательно перемещающейся гайкой *1*. Между винтовыми поверхностями винта и гайки заложены шарики *3*. Винт состоит из обоймы *2 а* и вкладыша *2 б*. При вращении винта шарики *3*, пройдя весь путь по резьбе обоймы *2 а*, попадают во вкладыш винта через возвратный канал *4*, перекатываются по его винтовой части и снова входят в рабочую зону. Гайка удерживается от проворота за проушину.

На рис. 8.17 показана винтовая шариковая пара с вращающимся винтом *1*. Возвратный канал *3* в этой паре выполнен в гайке *2*. Для направления шариков *4* из рабочей части в возвратный канал служат упоры *5*.

rusautomobile.ru

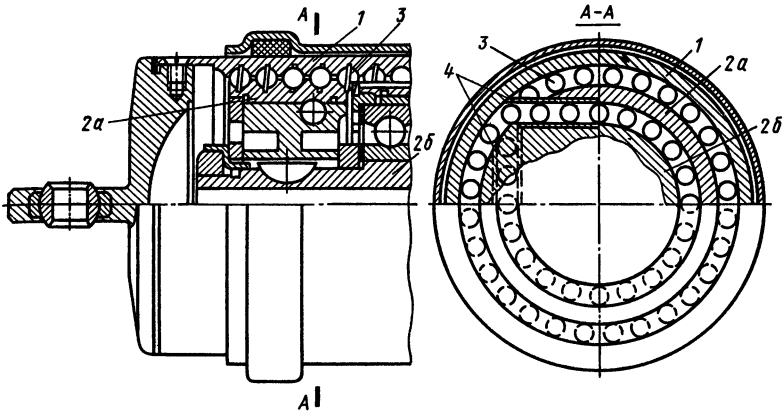


Рис. 8.16. Конструкция винтовой шариковой пары с возвратным каналом в винте

Для устранения осевого зазора применяют конструкцию с двумя гайками на одном винте (рис. 8.18). Шарики *1*, перекатываясь по рабочей части винтовых поверхностей гайки *2* и винта *3*, попадают через паз в возвратный канал *4*, затем снова опускаются в рабочую зону, проходя через противоположный паз канала. Таким образом образуется замкнутая цепочка

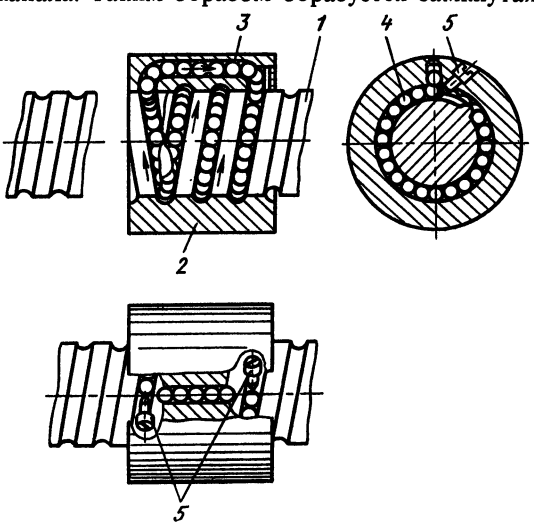


Рис. 8.17. Винтовая пара с возвратным каналом в гайке

rusautomobile.ru

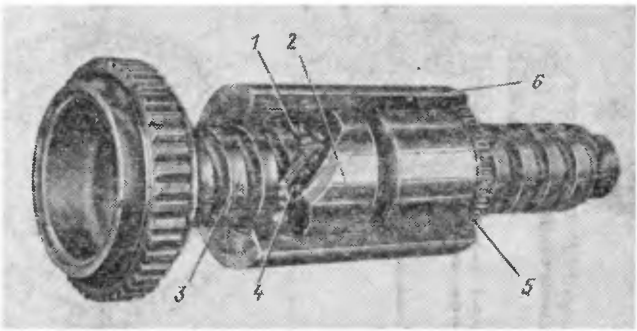


Рис. 8.18. Винтовая шариковая пара с двумя гайками

шариков. Осевой зазор регулируют поворотом одной гайки относительно другой с фиксированием их при помощи зубьев *5*, входящих в обойму *6*.

Порядок проектирования передачи винт – гайка с трением качения. На рис. 8.19 приведен алгоритм проектирования передачи. Внутренний диаметр винта $D_{вн}$ определяют из расчета на прочность по заданной осевой силе F_a. Для длинных винтов, работающих на сжатие, необходимо провести проверку на устойчивость. Диаметр шариков выбирают из соотношения $d_ш = (0{,}08 \div 0{,}15)\, D_{вн}$ и округляют до ближайшего большего стандартного значения. Шаг резьбы винта определяют из выражения $P_р = d_ш + (1 \div 5)$ мм и округляют до ближайшего

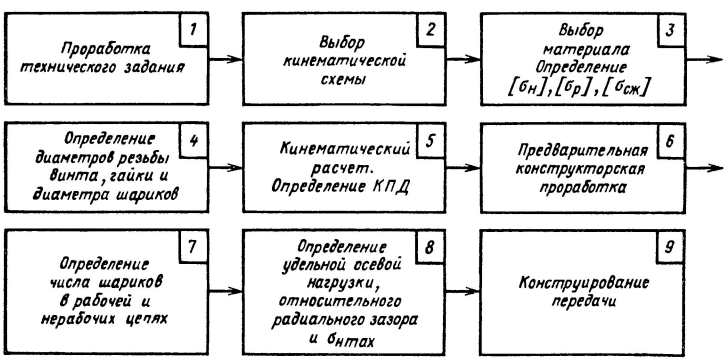


Рис. 8.19. Алгоритм проектирования передачи винт – гайка с трением качения

rusautomobile.ru

целого числа. Определяют $D_{ср} = D_{вн} + d_{ш}$ и округляют до ближайшего целого большего значения; уточняют $D_{вн}$.

Определяют угол подъема винтовой линии ψ:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_p}{\pi D_{ср}}.$$

Определяют КПД шариковой винтовой передачи по формуле (8.3). Находят мощность двигателя, нужную для поступательного перемещения ведомого звена с заданной скоростью v:

$$P = \frac{F_a v}{\eta_в \eta_{пр}},$$

где $\eta_{пр}$ – КПД привода.

Определяют необходимую угловую скорость гайки по формуле (8.1).

После предварительной конструктивной проработки винтовой шариковой пары определяют число шариков в рабочей цепи витка по формуле (8.18), а в нерабочей – в зависимости от выбранной конструкции и длины возвратного канала. Общий суммарный зазор между шариками $(0{,}7 \div 1{,}2)\,d_{ш}$.

Определяют удельную осевую нагрузку по формуле (8.22). Исходя из выбранного радиального зазора Δ, находят относительный радиальный зазор $\chi = \Delta/d_{ш}$.

По рис. 8.13 определяют контактное напряжение σ_{max}. Если оно превысит допускаемое значение, увеличивают число замкнутых цепочек u. Проверяют условия: $F_a \leqslant [F_a]_{ст}$ и $F_r \leqslant [F_r]_{ст}$.

rusautomobile.ru

Глава 9
ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 9.1. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В механических приводных устройствах ременные передачи применяют в основном для уменьшения частоты вращения приводного вала и соответственного увеличения вращающего момента. В заданиях на курсовое проектирование деталей машин предусматривается именно такое назначение ременных передач, поэтому частные случаи проектирования ускоряющих ременных передач (например, для привода центрифуг, центробежных насосов и пр.) здесь не рассматриваются.

В кинематической схеме привода ременной передаче отводится, как правило, первая ступень – непосредственно от электродвигателя к редуктору.

В учебной и справочной литературе рассматриваются передачи открытые, перекрестные, полуперекрестные, с натяжным роликом. Так как последние три вида передач применяются редко, то дальнейшее изложение относится только к *открытым* передачам; основные параметры таких передач (рис. 9.1):

межосевое расстояние

$$a \approx 2(d_1 + d_2); \tag{9.1}$$

длина ремня без припуска на соединение

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}; \tag{9.2}$$

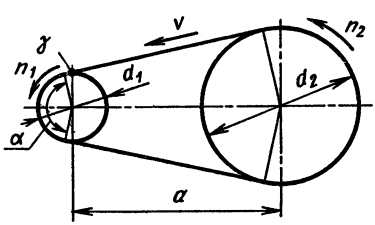


Рис. 9.1. Схема ременной передачи

rusautomobile.ru

угол обхвата малого шкива

$$\alpha_1^\circ = 180 - 60\frac{d_2 - d_1}{a}; \qquad (9.3)$$

диаметр малого шкива, мм

$$d_1 \approx 60\sqrt[3]{T_1}, \qquad (9.4)$$

где T_1 – вращающий момент на валу малого шкива, Н·м. Вычисленное значение d_1 округляют до ближайшего большего диаметра по ГОСТ 17383–73: 40; 45; 50; 56; 63; 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Диаметр шкива d_2 вычисляют предварительно без учета скольжения: $d_2 = id_1$, где i – передаточное отношение. Затем округляют d_2 по ГОСТ 17383–73 предпочтительно в меньшую сторону и уточняют передаточное отношение

$$i = \frac{d_2}{d_1(1 - s)}, \qquad (9.5)$$

где s – относительное скольжение порядка 0,01. Соответствующие коррективы вносят в значения угловой скорости ω_2 и частоты вращения $n_2 = n_1\dfrac{d_1(1-s)}{d_2}$.

Выбор типа ремня. Для ременных передач, эксплуатируемых в условиях нормальной температуры и влажности, в закрытых помещениях или на открытом воздухе, не загрязненном парами нефтепродуктов, щелочей, кислот и прочих активных примесей, выбирают плоские *резинотканевые* ремни по ГОСТ 23831–79. Технические данные их приведены в табл. 9.1 и 9.2.

Ремни *кожаные* характеризуются высокой упругостью и работоспособностью при переменных и ударных нагрузках; для работы в сырых помещениях не рекомендуются; под действием паров кислот и щелочей быстро приходят в негодность. Вследствие сравнительно высокой стоимости применение их ограничено.

Размеры, мм, кожаных ремней по ГОСТ 18697–73 следующие:

Ширина . . .	10; 16; 20; 25	32; 40; 50	63; 71;	80; 90; 100; 112	125; 140;	160; 180; 200; 224; 250; 280; 355; 400; 450; 500; 560
Толщина . .	3	3,5	4	4,5	5	5,5

rusautomobile.ru

9.1. Число прокладок и ширина приводных резинотканевых ремней по ГОСТ 23831–79

Ширина ремней, мм	Число прокладок при прочности их, Н/мм ширины			
	55	100	200	300
20, 25, 32, 40	3–5	–	–	–
50, 63, 71	3–5	–	–	3
80, 90, 100, 112	3–6	3–4	–	–
125, 140, 160	3–6	3–4	3–4	–
180, 200, 224, 250	3–6	3–4	3–4	3
280, 315	3–6	3–4	3–4	3
355	3–6	3–5	3–4	–
400, 450	3–6	3–5	3–4	–
500, 560	3–6	3–5	3–4	–
700	–	3–5	3–4	3–4
750, 800, 900, 1000, 1100, 1200	–	3–6	3–5	3–6
Расчетная толщина тканевой прокладки ремней с резиновой прослойкой, мм	1,5	1,3	1,4	1,5

9.2. Ремни плоские приводные резинотканевые по ГОСТ 23831–79

Механические характеристики прокладок	Марка ткани для изготовления ремней				
	Б-800	БКНЛ-65; БКНЛ-62	ТА-150; ТК-150	ТК-200-2	ТА-300; ТК-300
Номинальная прочность, Н/мм ширины, не менее:					
по основе	55	55	150	200	300
по утку	16	20	65	65	50
Максимально допускаемая рабочая нагрузка прокладки p_0, Н/мм ширины	3	3	10	13	20
Поверхностная плотность прокладки ремня, кг/м²:					
без резиновой прослойки	1,2	0,9	–	–	–
с резиновой прослойкой	1,6	1,3	1,3	1,4	1,5

Примечания: 1. Ткани прокладок ремней: Б-800 – хлопчатобумажные; БКНЛ-65 и БКНЛ-62 – из комбинированных нитей полиэфир – хлопок; ТА-150, ТК-150, ТК-200-2, ТА-300 и ТК-300 – из синтетических нитей.

2. Массу ремня Q, кг, вычисляют по формуле $Q = (mz + \delta \cdot 1150)bl$, где m – поверхностная плотность прокладки ремня, кг/м²; z – число прокладок; δ – толщина обкладок, м; 1150 – плотность резиновой обкладки, кг/м³; b – ширина ремня; м; l – длина ремня, м.

rusautomobile.ru

Ремни *хлопчатобумажные* эластичны, имеют хорошее сцепление с поверхностью обода шкива, сравнительно дешевы; непригодны для работы в сырых помещениях и при воздействии паров кислот. Размеры их, мм, по ГОСТ 6982 – 75:

Ширина	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100	115; 125; 150; 175	50; 75; 90; 100; 115; 125; 150; 175; 200; 225; 250
Толщина	4,5; 6,5	6,5	8,5

§ 9.2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ПЛОСКИМИ РЕЗИНОТКАНЕВЫМИ РЕМНЯМИ

В заданиях на проектирование ременной передачи указываются: номинальная передаваемая мощность P, Вт (или кВт); частота вращения ведущего шкива n_1, об/мин, или угловая скорость ω_1, рад/с; передаточное отношение $i = \frac{n_1}{n_2}$; условия монтажа и эксплуатации передачи.

На основании указанных исходных данных определяют геометрические параметры передачи – оптимальные значения диаметров шкивов, межосевого расстояния, длины ремня и другие, пользуясь формулами (9.1) – (9.5).

Далее, в соответствии с ГОСТ 23831 – 79, определяют число прокладок в ремне z, предварительно задавшись шириной b ремня:

$$z = \frac{F_t}{b[p]}, \tag{9.6}$$

где F_t – тяговое усиление на всю ширину ремня, Н; b – ширина ремня, мм; $[p]$ – допускаемая рабочая нагрузка прокладки, Н/мм ширины.

В случае предварительного выбора числа прокладок z по табл. 9.2 требуемая ширина ремня определится на основании формулы (9.6) так:

$$b = \frac{F_t}{z[p]}. \tag{9.7}$$

Здесь $F_t = P/v$, где P – в Вт, v – в м/с;

$$[p] = p_0 C_\alpha C_v C_p C_\theta. \tag{9.8}$$

Значения p_0 приведены в табл. 9.2; C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата меньшего шкива;

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180 - \alpha_1); \tag{9.9}$$

rusautomobile.ru

C_v – коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня;

$$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2; \qquad (9.10)$$

$C_р$ – коэффициент, учитывающий влияние режима работы (его значения приведены в табл. 9.3); C_θ – коэффициент, учитывающий расположение передачи: для открытой передачи с углом наклона $\theta \leqslant 60°$ $C_\theta = 1$; при наклоне свыше 60 до 80° $C_\theta = 0{,}9$; при $\theta > 80°$ $C_\theta = 0{,}8$. Для передач с автоматическим регулированием натяжения ремня при любом расположении передачи $C_\theta = 1$.

Последовательность расчета передачи плоскими резинотканевыми ремнями поясняется примером.

9.3. Коэффициент $C_р$, учитывающий режим работы привода

Рабочая нагрузка	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Машины, приводимые в движение	$C_р$
Постоянная	1,2	Вентиляторы, воздуходувки, центробежные насосы и компрессоры. Станки токарные, сверлильные, шлифовальные. Ленточные транспортеры	1,0
С небольшими колебаниями	1,5	Станки фрезерные, револьверные и плоскошлифовальные. Насосы и компрессоры поршневые. Пластинчатые транспортеры	0,9
Со значительными колебаниями	2,0	Строгальные и долбежные станки, реверсивные приводы. Винтовые и эксцентриковые прессы. Винтовые и скребковые транспортеры, элеваторы	0,8
Неравномерная, с резкими колебаниями	3,0	Лесопильные рамы; молоты, дробилки, шаровые мельницы. Подъемники, экскаваторы	0,7

Примечания: 1. $T_{пуск}$ – пусковой момент, $T_{ном}$ – номинальный.

2. Значения $C_р$ приведены для ременных передач от электродвигателей постоянного тока и от асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором; для передач от асинхронных двигателей переменного тока с контактными кольцами, а также от синхронных и поршневых двигателей значения $C_р$ снижать на 0,1.

3. Значения $C_р$ относятся к передачам, эксплуатируемым в одну смену. При двухсменной работе $C_р$ меньше на 0,1, при трехсменной – на 0,2.

rusautomobile.ru

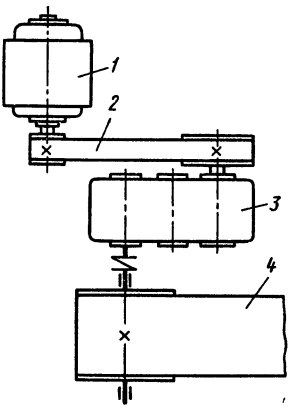


Рис. 9.2. Кинематическая схема привода (к примеру расчета плоскоременной передачи):
1 – электродвигатель переменного тока; *2* – плоскоременная передача; *3* – редуктор зубчатый; *4* – транспортер

Пример. Мощность, передаваемая ремнем (рис. 9.2), $P = 7{,}5$ кВт; частота вращения ведущего шкива $n_1 = 960$ об/мин; передаточное отношение $i = 2{,}8$; рабочая нагрузка с небольшими колебаниями, работа в одну смену; расположение передачи – под углом $\theta = 30°$.

1. Определяем оптимальное значение диаметра ведущего шкива, мм, по формуле (9.4):

$$d_1 = 60\sqrt[3]{T_1},$$

где T_1 – вращающий момент, Н·м; $T_1 = P/\omega_1$; угловая скорость

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 960}{30} \approx 100 \text{ рад/с},$$

следовательно,

$$T_1 = 7500/100 = 75 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_1 = 60\sqrt[3]{T_1} = 60\sqrt[3]{75} = 254 \text{ мм}.$$

Ближайшее стандартное значение по табл. 9.1 $d_1 = 250$ мм.

2. Диаметр ведомого шкива (без учета скольжения) $d_2 = id_1 = 2{,}8 \cdot 250 = 700$ мм. Ближайшее стандартное значение $d_2 = 710$ мм.

3. Уточняем передаточное отношение, приняв скольжение $s = 0{,}01$;

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-s)} = \frac{710}{250(1-0{,}01)} = 2{,}87.$$

Расхождение с заданным i

$$\Delta i = \frac{2{,}87 - 2{,}8}{2{,}8} 100 = 2{,}5\,\%.$$

Допустимое отклонение – до 3 %.

4. Вычисляем оптимальное значение межосевого расстояния по формуле (9.1):

$$a = 2(d_1 + d_2) = 2(250 + 710) = 1920 \text{ мм}.$$

5. Угол обхвата ведущего шкива по формуле (9.3)

$$\alpha_1 = 180 - 60\frac{d_2 - d_1}{60} = 180 - 60\,\frac{710 - 250}{1920} = 166°.$$

6. Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}250 \cdot 960}{60} = 12{,}56 \text{ м/с}.$$

rusautomobile.ru

7. Тяговая сила на всю ширину ремня

$$F_t = P/v = 7500/12{,}56 \approx 600 \text{ Н}.$$

8. Вычисляем коэффициенты: по формуле (9.9)

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003\,(180 - 166) = 0{,}96;$$

по формуле (9.10)

$$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004 \cdot 12{,}56^2 = 0{,}98;$$

по табл. 9.4 $C_p = 0{,}9$ (рабочая нагрузка с небольшими колебаниями); для передач с углом наклона до 60° $C_\theta = 1$.

9. По табл. 9.2 максимально допускаемая нагрузка прокладки на единицу ширины для ремней из ткани Б-800 $p_0 = 3$ Н/мм.

С учетом вычисленных выше коэффициентов расчетная допускаемая нагрузка

$$[p] = p_0 C_\alpha C_v C_p C_\theta = 3 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}9 = 2{,}54 \text{ Н/мм}.$$

10. По табл. 9.2 намечаем предварительно число прокладок рассчитываемого ремня, толщина ремня δ должна быть не больше $d_1/40$:

$$\delta \leqslant 250/40 \approx 6.$$

Так как толщина прокладки ремня из хлопчатобумажной ткани Б-800 равна 1,5 мм, то количество прокладок не должно превышать

$$z = \delta/1{,}5 = 6/1{,}5 = 4.$$

11. Определяем требуемую ширину ремня при $z = 4$. По формуле (9.7)

$$b = \frac{F_t}{z[p]} = \frac{600}{4 \cdot 2{,}54} \approx 60 \text{ мм}.$$

Ближайшее значение b по ГОСТ 23831 – 79 (см. табл. 9.1) $b = 63$ мм.

§ 9.3. КЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Кинематическая схема открытой клиноременной передачи аналогична схеме плоскоременной передачи (рис. 9.1) с тем существенным отличием, что габариты ее значительно меньше: межосевое расстояние принимают в диапазоне

$$a_{\min} = 0{,}55\,(d_1 + d_2) + T_0; \qquad (9.11)$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2.$$

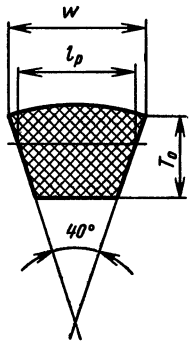
Здесь d_1 и d_2 – расчетные диаметры шкивов; T_0 – высота сечения ремня.

Длину ремня определяют по формуле (9.2), округляют до ближайшего стандартного значения по табл. 9.4 и затем уточняют межосевое расстояние по формуле

$$a = 0{,}25\left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}\right], \qquad (9.12)$$

rusautomobile.ru

9.4. Клиновые ремни по ГОСТ 1284.1–80–ГОСТ 1284.3–80



Размеры, мм

Сечение	l_p	W	T_0	Площадь сечения, см²	Масса, кг/м	L_p	$\Delta L = L_p - L_{вн}$	d_p, не менее
О	8,5	10	6,0	0,47	0,06	400–2500	25	63
А	11,0	13	8,0	0,81	0,10	560–4000	33	90
Б	14,0	17	10,5	1,38	0,18	800–6300	40	125
В	19,0	22	13,5	2,30	0,30	1800–10 000	59	200
Г	27,0	32	19,0	4,76	0,60	3150–14 000	76	315
Д	32,0	38	23,5	6,92	0,90	4500–18 000	95	500
Е	42,0	50	30,0	11,72	1,52	6300–18 000	120	800

Примечания: 1. L_p – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии; $L_{вн}$ – внутренняя длина ремня по меньшему основанию.

2. Стандартный ряд длин L_p: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000.

В технически обоснованных случаях допускаются промежуточные значения L_p: 425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10 600, 11 800, 13 200, 15 000, 17 000.

3. Примеры условных обозначений: ремень сечения *В* с $L_p = 2500$ мм с кордной тканью в несущем слое для работы в умеренном климате:

Ремень В–2500 Т ГОСТ 1284.1–80–ГОСТ 1284.3–80;

то же, с кордшнуром:

Ремень В–2500 Ш ГОСТ 1284.1–80–ГОСТ 1284.3–80

rusautomobile.ru

где $L_р$ – расчетная длина ремня, измеряемая по нейтральному слою;

$$w = \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2);\ y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2.$$

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1^\circ = 180 - 57\frac{d_2 - d_1}{2}. \qquad (9.13)$$

Технические данные клиновых ремней приведены в табл. 9.5.

Для установки и замены ремней должна быть предусмотрена возможность уменьшения межосевого расстояния на 2% при длине ремней до 2 м и на 1% при длине ремней свыше 2 м.

Для компенсации отклонений от номинала по длине ремня и его удлинения во время эксплуатации должна быть предусмотрена возможность увеличения a на 5,5% от длины ремня.

Регулирование межосевого расстояния осуществляется установкой электродвигателя с ведущим шкивом на салазках или на шарнирной плите (рис. 9.3). В случае необходимости допускается установка натяжных устройств.

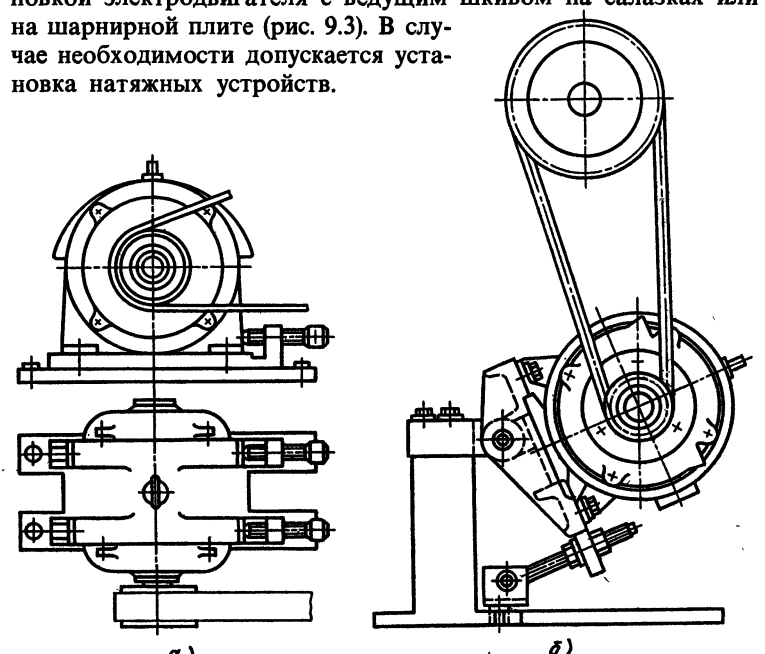


Рис. 9.3. Способы установки электродвигателя:
а – на салазках; *б* – на шарнирной плите

rusautomobile.ru

9.5. Номинальная мощность P_0, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем, по ГОСТ 1284.3–80

Сечение и L_p, мм	d_1	i	Частота вращения меньшего шкива, об/мин							
			400	800	950	1200	1450	2200	2400	2800
O 1320	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	1,08	1,15	1,28
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	1,11	1,18	1,32
		⩾3	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	1,14	1,22	1,36
	⩾112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,72	1,84	2,04
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,78	1,90	2,11
		⩾3	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,84	1,96	2,17
A 1700	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,90	2,01	2,19
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,96	2,07	2,27
		⩾3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	2,02	2,14	2,34
	140	1,2	0,84	1,51	1,74	2,10	2,43	3,27	3,44	3,72
		1,5	0,86	1,56	1,79	2,17	2,51	3,38	3,56	3,85
		⩾3	0,89	1,60	1,85	2,24	2,59	3,48	3,67	3,97
	⩾180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	4,43	4,62	4,85
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	4,58	4,77	5,02
		⩾3	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	4,72	4,92	5,18
	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,83	3,96	4,11
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,95	4,09	4,25
		3	1,2	2,08	2,37	2,82	3,21	4,08	4,22	4,38
B 2240	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,91	6,07	6,16
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	6,10	6,27	6,36
		⩾3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	6,29	6,47	6,56
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	7,47	7,80	
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	8,00	8,08	–
		⩾3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	8,25	8,31	
	⩾280	1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	9,12		
		1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	9,42	–	–
		⩾3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,72		
B 3750	250	1,2	3,87	6,66	7,58	8,78	9,67	10,29*1		
		1,5	4,00	6,88	7,82	9,07	9,99	10,62*1	–	–
		⩾3	4,12	7,10	8,07	9,36	10,69	10,96*1		
	315	1,2	5,50	9,55	10,75	12,33	13,33	13,56*2		
		1,5	5,68	9,86	11,10	12,73	13,76	14,00*2	–	–
		⩾3	5,86	10,17	11,45	13,14	14,20	14,44*2		
	⩾450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	17,90*3			
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	18,49*3	–	–	–
		⩾3	9,34	15,72	17,35	18,91	19,07*3			

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 9.5

Сечение и $L_р$, мм	d_1	i	Частота вращения меньшего шкива, об/мин					
			200	400	600	750	950	1200
Г 6000	400	1,2	6,98	12,25	16,50	19,01	21,46	22,68
		1,5	7,21	12,64	17,04	19,63	22,16	23,42
		⩾3	7,48	13,04	17,57	20,25	22,86	24,16
	630	1,2	13,42	23,59	31,21	34,81	36,58	
		1,5	13,85	24,36	32,23	36,45	37,78	–
		⩾3	14,29	25,13	33,25	37,08	38,97	
	⩾800	1,2	17,93	31,12	39,73	40,81		
		1,5	18,51	32,13	41,03	43,48	–	–
		⩾3	19,10	33,15	42,33	44,85		
Д 7100	630	1,2	16,74	28,83	37,27	40,70		
		1,5	17,28	29,77	38,49	42,03	–	–
		⩾3	17,83	30,71	39,70	43,36		
	800	1,2	23,21	39,64	49,49	51,33		
		1,5	23,97	40,94	51,11	53,01	–	–
		⩾3	24,73	42,23	52,73	54,68		
	⩾1000	1,2	30,52	50,84	59,38			
		1,5	31,51	52,51	61,27	–	–	–
		⩾3	32,51	54,17	63,21			

*1 При 2000 об/мин.
*2 При 1800 об/мин.
*3 При 1300 об/мин.

Сечение ремня выбирают в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения по номограмме (рис. 9.4). Не отмеченные на ней ремни сечением *О* применяют для передач мощностью до 2 кВт, а сечением *Е* – для передач мощностью свыше 200 кВт.

Расчетные диаметры шкивов для клиновых ремней должны быть не меньше минимальных значений $d_р$, указанных в табл. 9.4.

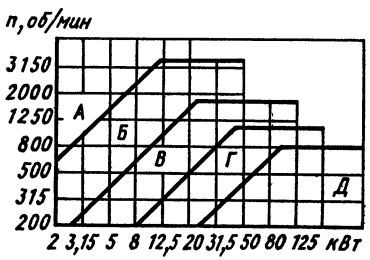


Рис. 9.4. Номограмма для выбора сечения клинового ремня

rusautomobile.ru

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять шкивы с диаметром $d_1 > d_{min}$ из стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 3150, 3550, 4000.

Расчетный диаметр большего шкива d_2 определяют предварительно без учета скольжения, округляют до ближайшего стандартного значения и уточняют передаточное отношение с учетом скольжения $s \approx 0{,}01$ по формуле (9.5).

Число клиновых ремней для передачи заданной номинальной мощности P, кВт, определяют по формуле

$$z = \frac{P}{P_p C_z}, \qquad (9.14)$$

где $P_p = P_0 C_\alpha C_L / C_p$; P_0 – номинальная мощность, допускаемая для передачи одним ремнем, кВт (см. табл. 9.5); C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата α_1:

α_1°	180	170	160	150	140	130	120	100	90
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,73	0,68

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (табл. 9.6); C_p – коэффициент динамичности и режима работы (табл. 9.7); C_z – коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте:

z	2–3	4–6	> 6
C_z	0,95	0,90	0,85

С увеличением числа ремней возрастают затруднения в монтаже и эксплуатации передачи. На практике часто ограничивают $z \leqslant 8$. Если по расчету получается большее число ремней, то для снижения его переходят на бóльшее сечение или предусматривают шкивы бóльшего диаметра.

Натяжение ветви одного ремня S_0, Н, определяют по формуле

$$S_0 = \frac{850 P C_p C_L}{z v C_\alpha} + \theta v^2, \qquad (9.15)$$

где P – передаваемая мощность, кВт; C_p, C_L и C_α – коэффициенты, значения которых указаны выше, при этом принимают C_p для односменной работы; v – скорость ремня, м/с; θ – коэффициент, усиливающий влияние центробежных сил; его значение, $\frac{Н \cdot с^2}{м^2}$, принимают в зависимости от сечения ремня:

Сечение	*О*	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*
θ	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

rusautomobile.ru

9.6. Значения коэффициента C_L для клиновых ремней по ГОСТ 1284.3–80

$L_р$, мм	Сечение ремня						
	О	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*
400	0,79	–	–	–	–	–	–
450	0,80	–	–	–	–	–	–
500	0,81	–	–	–	–	–	–
560	0,82	0,79	–	–	–	–	–
630	0,84	0,81	–	–	–	–	–
710	0,86	0,83	–	–	–	–	–
800	0,90	0,85	–	–	–	–	–
900	0,92	0,87	0,82	–	–	–	–
1000	0,94	0,89	0,84	–	–	–	–
1120	0,95	0,91	0,86	–	–	–	–
1250	0,98	0,93	0,88	–	–	–	–
1400	1,01	0,96	0,90	–	–	–	–
1600	1,04	0,99	0,93	–	–	–	–
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	–	–	–
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	–	–	–
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	–	–	–
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	–	–	–
2800	–	1,11	1,05	0,95	–	–	–
3150	–	1,13	1,07	0,97	0,86	–	–
3550	–	1,15	1,09	0,99	0,88	–	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–	–
4500	–	–	1,15	1,04	0,93	–	–
5000	–	–	1,18	1,07	0,96	0,92	–
5600	–	–	1,20	1,09	0,98	0,95	–
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97	0,92
7100	–	–	–	1,15	1,04	1,00	0,96
8000	–	–	–	1,18	1,06	1,02	0,98
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05	1,01
10 000	–	–	–	1,23	1,11	1,07	1,03
12 500	–	–	–	–	1,17	1,13	1,08
15 000	–	–	–	–	1,20	1,17	1,11
18 000	–	–	–	–	–	1,20	1,16

Последовательность расчета клиноременной передачи показана на конкретном примере.

Пример. Исходные данные: в кинематической схеме привода (см. рис. 9.2) клиноременная передача расположена между электродвигателем и редуктором. Номинальная передаваемая мощность $P = 6$ кВт, передаточное отношение $i \approx 3$. Электродвигатель переменного тока общепромышленного применения, частота вращения (асинхронная) $n = 960$ об/мин. Режим работы – легкий (передача к ленточному транспортеру), работа в две смены.

1. Расчет начинаем с выбора сечения ремня. По номограмме (см. рис. 9.4) для заданных условий ($P = 6$ кВт; $n = 960$ об/мин) подходят ремни сечением *Б*. Технические данные указаны в табл. 9.4: $l_р = 14$ мм; $W = 17$ мм; $T_0 = 10{,}5$ мм; $A = 1{,}38$ см^2; масса 1 м ремня $m = 0{,}18$ кг/м; расчетная длина в интервале $L_р = 800 \div 6300$ мм; $\Delta L = L_р - L_{вн} = 40$ мм; минимальный диаметр меньшего шкива $d_{min} = 125$ мм.

rusautomobile.ru

9.7. Коэффициент C_p динамичности нагрузки и режима работы привода по ГОСТ 1284.3–80

Условия работы	Типы машин	Тип двигателя	Значения C_p при числе смен работы		
			1	2	3
Режим легкий. Нагрузка спокойная. Кратковременная нагрузка – до 120 % от номинальной	Станки с непрерывным процессом резания. Центробежные насосы и компрессоры. Ленточные конвейеры, сепараторы	I	1,0	1,1	1,4
		II	1,2	1,4	1,6
Режим средний. Умеренные колебания. Кратковременная нагрузка – до 150 % от номинальной	Станки фрезерные, поршневые компрессоры и насосы. Цепные транспортеры, элеваторы. Дисковые пилы. Пищевые машины	I	1,1	1,2	1,5
		II	1,3	1,5	1,7
Режим тяжелый. Значительные колебания нагрузки. Кратковременная нагрузка – до 200 % от номинальной	Станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие. Конвейеры винтовые, скребковые. Прессы винтовые эксцентриковые с тяжелым маховиком. Машины для брикетирования кормов	I	1,2	1,3	1,6
		II	1,4	1,6	1,9
Режим очень тяжелый. Ударная нагрузка. Кратковременная нагрузка – до 300 % от номинальной	Подъемники, экскаваторы. Прессы винтовые эксцентриковые с легким маховиком. Ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы	I	1,3	1,5	1,7
		II	1,5	1,7	2,0

Примечания: 1. Тип двигателя I – значения C_p указаны для передач от электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и от двигателей постоянного тока шунтовых.

2. Тип двигателя II – значения C_p для передач от электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и от электродвигателей постоянного тока сериесных.

2. Определяем диаметры шкивов: для повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив с расчетным диаметром $d_1 > d_{min}$; из стандартного ряда принимаем ближайший больший диаметр $d_1 = 140$ мм.

Диаметр ведомого шкива $d_2 = id_1 = 3 \cdot 140 = 420$ мм. Ближайшее значение из стандартного ряда $d_2 = 400$ мм.

rusautomobile.ru

3. Уточняем передаточное отношение с учетом относительного скольжения $s = 0{,}01$:

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-s)} = \frac{400}{140(1-0{,}01)} = 2{,}88.$$

4. Определяем межосевое расстояние по формуле (9.11):

$$a_{min} = 0{,}55(d_1 + d_2) + T_0 = 0{,}55(140 + 400) + 10{,}5 = 307{,}5 \text{ мм};$$

$$a_{max} = d_1 + d_2 = 140 + 400 = 540 \text{ мм}.$$

Принимаем промежуточное значение $a = 420$ мм.

5. Определяем расчетиую длину ремней по формуле (9.2):

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 420 + \frac{3{,}14}{2} \times$$

$$\times (140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 420} = 1730 \text{ мм}.$$

Ближайшее стандартное значение по табл. 9.4 $L_p = 1700$ мм.

6. Уточняем межосевое расстояние по формуле (9.12):

$$a = 0{,}25\left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}\right];$$

здесь

$$w = 0{,}5\pi(d_1 + d_2) = 0{,}5 \cdot 3{,}14(140 + 400) = 850 \text{ мм};$$

$$y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2 = \left(\frac{400 - 140}{2}\right)^2 = 130^2 \text{ мм}^2.$$

После подстановки указанных величин в формулу (9.12) получим $a = 405$ мм.

7. Для установки и замены ремней предусматриваем возможность уменьшения a на 2 %, т. е. на 8 мм, а для компенсации отклонений и удлинения во время эксплуатации – возможность увеличения a на 5,5 %, т. е. на $0{,}055 \cdot 405 = 22{,}3$ мм.

8. Определяем угол обхвата ремнями малого шкива d_1; по формуле (9.13)

$$\alpha_1 = 180 - 57\frac{d_2 - d_1}{2} = 180 - 57\frac{400 - 140}{2} = 143°.$$

9. Определяем коэффициенты: угла обхвата $C_\alpha = 0{,}90$ (см. с. 267); длины ремня $C_L = 0{,}94$ (см. табл. 9.6); режима работы $C_p = 1{,}1$ (см. табл. 9.7); числа ремней C_z; предварительно принимаем $z = 4$; по данным на с. 267 находим $C_z = 0{,}9$.

10. Находим по табл. 9.5 номинальную мощность P_0; для ремня сечением *Б* с расчетной длиной $L_p = 2240$ мм при $d_1 = 140$ мм, $i = 2{,}88$ и $n = 960$ об/мин имеем $P_0 = 2{,}35$ кВт.

11. Определяем расчетную мощность

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_L}{C_p} = 2{,}35 \frac{0{,}90 \cdot 0{,}94}{1{,}1} = 1{,}8 \text{ кВт}.$$

12. По формуле (9.14) определяем число ремней

rusautomobile.ru

$$z = \frac{P}{P_p C_z} = \frac{6}{1{,}8 \cdot 0{,}9} = 3{,}7.$$

Округляем до $z = 4$.

13. Определяем натяжение каждой ветви одного ремня S_0, Н, по формуле (9.15), предварительно находим скорость ремней v и θ:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}14 \cdot 960}{60} = 7 \text{ м/с};$$

$\theta = 0{,}18$ (по данным на с. 267):

$$S_0 = \frac{850 P C_p C_L}{z v C_\alpha} + \theta v^2 = \frac{850 \cdot 6 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}94}{4 \cdot 7 \cdot 0{,}90} + 0{,}18 \cdot 7^2 \approx 217 \text{ Н}.$$

14. Сила, действующая на валы,

$$F_п = 2 S_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 217 \cdot 4 \sin \frac{143°}{2} \approx 1670 \text{ Н}.$$

15. Определяем рабочий ресурс, ч, рассчитанной клиноременной передачи. По ГОСТ 1284.2–80

$$H_0 = N_{оц} \frac{L_p}{60 \pi d_1 n_1},$$

где $N_{оц}$ – число циклов, выдерживаемых ремнем (нормативный ресурс, указанный в упомянутом стандарте).

Для клиновых ремней с кордной тканью сечением *О* и *А* $N_{оц} = 4{,}6 \cdot 10^6$; для ремней сечением *Б*, *В* и *Г* $N_{оц} = 4{,}7 \cdot 10^6$; для сечений *Д* и *Е* $N_{оц} = 2{,}5 \cdot 10^6$.

Для ремней с кордшнуром всех сечений $N_{оц} = 5{,}7 \cdot 10^6$. Для рассчитываемого примера наметим ремни с кордной тканью. Их рабочий ресурс будет

$$H_0 = 4{,}7 \cdot 10^6 \frac{7000}{60 \cdot 3{,}14 \cdot 140 \cdot 960} \approx 1300 \text{ ч}.$$

Так как установленный стандартом средний ресурс ремней должен быть при легком режиме работы не менее 5000 ч (при среднем режиме 2000 ч, при тяжелом 1000 ч и очень тяжелом 500 ч), то заключаем, что вычисленный выше рабочий ресурс недостаточен. Чтобы увеличить его до требуемого срока, следует взять шкивы большего диаметра. Ориентировочно можно считать, что при переходе к диаметру $d_1 = 180$ мм ресурс возрастает пропорционально отношению диаметров в шестой степени: $\left(\frac{180}{140}\right)^6 = 4{,}4$, т. е. составляет $H \approx 1300 \times 4{,}4 \approx 5700$ ч.

Уточненный расчет с $d_1 = 180$ мм, выполненный в изложенной последовательности, даст возможность определить рабочий ресурс и сопоставить его с нормативным. В случае недостаточности ресурса можно перейти на ремни с кордшнуром или же увеличить d_1 еще на одну ступень из стандартного ряда.

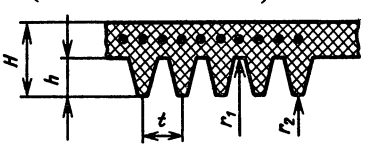
rusautomobile.ru

§ 9.4. ПЕРЕДАЧА ПОЛИКЛИНОВЫМИ РЕМНЯМИ

Технические данные поликлиновых ремней приведены в табл. 9.8.

Последовательность расчета клиновых ремней, изложенная в предыдущем параграфе, применима и к расчету поликлиновых ремней: его начинают с определения геометрических параметров передачи, исходя из заданных технических условий; по табл. 9.8 выбирают необходимое сечение ремня в зависимости от величины передаваемого вращающего момента, назначают диаметр меньшего шкива – желательно на один-два номера больше минимального значения d_1, указанного в табл. 9.8; далее определяют диаметр бóльшего шкива, округляют его до стандартного значения, уточняют передаточное отношение, вычисляют межосевое расстояние – наименьшее значение его определяют по формуле (9.11) с заменой в ней высоты сечения клинового ремня T_0 величиной H по табл. 9.8; по формулам § 9.3 находят расчетную длину ремня, округляют ее до стандартного значения, пересчитывают межосевое расстояние и т. д.

9.8. Технические данные поликлиновых ремней с шнуровым кордом (по РТМ 3840528 – 74)



Размеры, мм

Сечение ремня	t	H	h	r_1	r_2	Длина	d_1, не менее	T, Н·м	Масса, кг/м
К	2,4	4,0	2,35	0,1	0,4	400 – 2000	40	40	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	1250 – 4000	80	18 – 400	0,45
М	9,5	16,7	10,35	0,4	1,0	2000 – 4000	180	130	1,6

Примечания: 1. Масса 1 м ремня указана для ремней с десятью ребрами.

2. Стандартные длины поликлиновых ремней такие же, как и клиновых ремней (см. табл. 9.4).

3. Диаметры шкивов для поликлиновых ремней выбирают из того же стандартного ряда, что и для клиновых ремней.

4. Рекомендуемые числа ребер ремней сечения *К* – от 2 до 36; сечения *Л* – от 4 до 20 и сечения *М* – от 2 до 20.

rusautomobile.ru

Заключительный этап расчета – определение необходимого числа ребер поликлинового ремня:

$$z = 10F/[F]_{10}, \qquad (9.16)$$

где $[F]_{10} = (F_{10}C_\alpha C_L + \Delta Fi)C_p$; здесь F_{10} – допускаемая окружная сила для передачи поликлиновым ремнем с десятью ребрами при передаточном отношении $i = 1$, $\alpha_1 = 180°$, эталонной длине L_0, работе в одну смену с постоянной нагрузкой (табл. 9.9). Коэффициент C_α, учитывающий влияние угла обхвата малого шкива, определяют по формуле (9.9); коэффициент C_L, учитывающий влияние длины ремня, определяют по формуле $C_L = 0{,}9 + 0{,}1L/L_0$; коэффициент режима работы C_p принимают по табл. 9.3.

Дополнительное слагаемое $\Delta F_i = 2\Delta T_i/d_1$ учитывает влияние передаточного отношения i, отражающееся на величине напряжения изгиба ремня на малом и большом шкивах; здесь

9.9. Значения F_{10}, Н, для поликлиновых ремней с десятью ребрами при $i = 1$, $\alpha_1 = 180°$, эталонной длине L_0, работе в одну смену с постоянной нагрузкой

d_1, мм	Скорость ремня v, м/с					
	5	10	15	20	25	30
Сечение ремня К, $L_0 = 710$ мм						
40	280	240	214	185	–	–
50	330	290	266	240	212	–
63	380	340	307	285	250	227
71	400	360	326	300	276	247
80	410	370	346	320	292	263
90	430	390	358	335	308	280
100	440	400	373	345	320	290
112	450	410	386	360	328	303
125	460	420	400	375	348	317
140	470	430	412	380	352	320
160	480	440	412	385	360	340
Сечение ремня Л, $L_0 = 1600$ мм						
80	780	640	527	415	–	–
100	1000	860	746	635	520	–
112	1100	960	846	735	612	–
125	1180	1040	925	815	690	570
140	1260	1100	1000	890	770	630
160	1340	1200	1076	970	850	717
180	1400	1260	1130	1030	910	780
200	1440	1300	1190	1080	960	827
224	1500	1350	1240	1130	1010	870
250	1540	1400	1280	1170	1050	917
280	1580	1430	1310	1200	1090	953
315	1600	1470	1350	1240	1120	990
355	1640	1500	1380	1280	1160	1020
Сечение ремня М, $L_0 = 2240$ мм						
180	2900	2400	2010	1640	1270	807
200	3260	2770	2380	2015	1616	1180
224	3600	3130	2740	2375	1980	1540
250	3940	3440	3050	2690	2280	1870
280	4200	3740	3350	2990	2600	2130
315	4300	4000	3620	3250	2840	2400
355	4740	4240	3870	3500	3120	2660
400	4960	4460	4070	3700	3320	2870
450	5140	4650	4270	3900	3480	3060
500	5300	4780	4400	4050	3640	3200
630	5600	5070	4660	4350	3920	3500
800	5800	5310	4930	4550	4160	3730
1000	5960	5410	5070	4700	4320	3900

rusautomobile.ru

9.10. Значения ΔT_i, Н·м, для поликлиновых ремней

Сечение ремня	i					
	1,0	1,1	1,25	1,5	2,0	2,5
К	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7
Л	0	1,8	3,6	4,5	5,0	5,4
М	0	13,8	27,6	34,5	38,0	41,4

ΔT_i – в Н·м, d_1 – в м, ΔF_i – в Н. Значения ΔT_i даны в табл. 9.10.

Если число ребер z, найденное по формуле (9.16), окажется больше указанного в табл. 9.8, то следует повторить весь расчет, взяв шкив с увеличенным диаметром d_1, благодаря чему возрастет скорость ремня и соответственно уменьшится окружная сила F.

§ 9.5. ШКИВЫ

Для *плоских приводных ремней* стандартом установлены шкивы трех типов (рис. 9.5). Номинальные значения диаметра D шкива выбирают из ряда диаметров (см. с. 267). Ширину обода B назначают в зависимости от ширины ремня

9.11. Ширина обода шкива B в зависимости от ширины ремня b, мм (по ГОСТ 17383–73)

b	B	b	B	b	B	b	B
10	16	63	71	140	160	315	355
16	20	71	80	160	180	355	400
20	25	80	90	180	200	400	450
25	32	90	100	200	224	450	500
32	40	100	112	224	250	500	560
40	50	112	125	250	280	560	630
50	63	125	140	280	315		

b по табл. 9.11. Размер h шкивов первого типа дан в табл. 9.12. Материал шкивов – серый чугун марок СЧ15, СЧ18 при скорости ремня до 30 м/с. Для быстроходных передач применяют стальные литые шкивы, в облегченных конструкциях – дюралюминиевые.

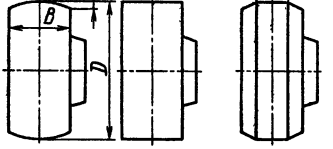


Рис. 9.5. Типы шкивов для плоских приводных ремней

rusautomobile.ru

9.12. Размер h в зависимости от размеров D и B

Размеры, мм

D	h при B						
	⩽125	140–160	180–200	224–250	280–315	355	⩾400
40–112	0,3						
125–140	0,4						
160–180	0,5						
200–224	0,6						
250–280	0,8						
315–355	1,0						
400–450	1,0	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
500–560	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
630–710	1,0	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
800–900	1,0	1,5	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5
1000	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,0
1120	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5
1250						3,5	4,0
1400	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,0
1600							5,0
1800	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	5,0
2000							6,0

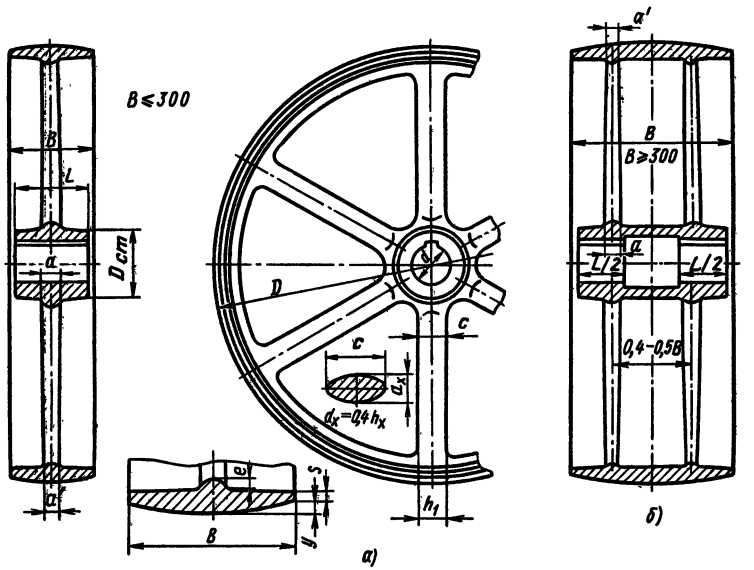
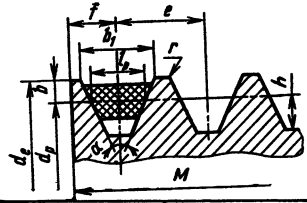


Рис. 9.6. Конструкции чугунных литых шкивов:
а – с одним рядом спиц; *б* – с двумя рядами спиц

rusautomobile.ru

9.13. Основные размеры, мм, шкивов для приводных клиновых ремней



Сечение ремня	l_p	b	h	e	f	α = 34°		α = 36°		α = 38°		α = 40°	
						d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1
О	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	63 – 71	10,0	80 – 100	10,1	112 – 160	10,2	⩾180	10,2
А	11,0	3,3	8,7	15,0	10,0	90 – 112	13,0	125 – 160	13,1	180 – 400	13,3	⩾450	13,4
Б	14,0	4,2	10,8	19,0	12,5	125 – 160	16,6	180 – 224	16,7	250 – 500	16,7	⩾560	17,0
В	19,0	5,7	14,3	25,5	17,0	–	–	200 – 315	22,7	355 – 630	22,9	⩾710	23,1
Г	27,0	8,1	19,9	37,0	24,0	–	–	315 – 450	32,3	500 – 900	32,6	⩾1000	32,9
Д	32,0	9,6	23,3	41,5	29,0	–	–	500 – 560	38,2	630 – 1120	38,6	⩾1250	38,9
Е	42,0	12,5	30,5	58,0	38,0	–	–	–	–	800 – 1400	50,6	⩾1600	51,1

Примечания: 1. Радиусы закругления для ремней сечения *О*: $r = 0{,}5$; сечений *А* и *Б*: $r = 1$ мм; сечения *В*: $r = 1{,}5$ мм; сечений *Г* и *Д*: $r = 2{,}0$ мм; сечения *Е*: $r = 2{,}5$ мм.

2. Ширина шкива $M = (n - 1)e + 2f$, где n – число ремней в передаче.

3. Предельные отклонения угла канавки α° для шкивов, обработанных резанием, не более ±1° для ремней сечений *О*, *А*, *Б*; ±30′ – для ремней сечений *В*, *Г*, *Д* и *Е*.

4. Параметр шероховатости рабочих поверхностей канавок $Ra \leqslant 2{,}5$ мкм.

rusautomobile.ru

Типичная конструкция чугунного литого шкива показана на рис. 9.6. Основные размеры (по ГОСТ 17383 – 73) даны в табл. 9.1, 9.12 и 9.13. Прочие размеры: толщина обода у края $s = 0{,}005D + 3$ мм; высота утолщения на внутренней стороне $e = s + 0{,}02\ B$; диаметр ступицы $D_{ст} = (1{,}8 \div 2)\, d_в$, где $d_в$ – диаметр вала; длина ступицы $L = (1{,}6 \div 2{,}0)\, d_в$; число спиц для шкивов диаметром от 300 до 1600 мм – соответственно от 4 до 8. При ширине обода свыше 300 мм целесообразно располагать спицы в два ряда. Сечение спиц – эллиптическое, с большой осью в плоскости вращения. Соотношение осей $a : c = 0{,}4 \div 0{,}5$.

Сечение спиц рассчитывают на изгиб от окружной силы; в расчет принимая одну треть числа их. При таком допущении момент сопротивления спиц, воспринимающих нагрузку,

$$W\frac{z}{3} = \frac{\pi}{32} ac^2 \frac{z}{3} = \frac{\pi}{32} 0{,}4c^3 \frac{z}{3}.$$

Изгибающий момент $M_и = FD/2$. Размер c в условном сечении на продолжении спицы до пересечения с диаметральной плоскостью, мм

$$c \geqslant \sqrt[3]{\frac{40FD}{z[\sigma]_и}}.$$

Здесь F – в Н; D – в мм; $[\sigma]_и = 30 \div 40$ МПа.

В месте соединения спицы с ободом размеры a и c следует уменьшать на 20 %.

Шкивы диаметром до 300 мм отливают без спиц, с диском толщиной, примерно равной размеру s у края обода. При скорости ремня свыше 30 м/с шкивы выполняют с диском вместо спиц при любом диаметре D.

Шкивы для *приводных клиновых ремней* (табл. 9.13) выполняют по ГОСТ 20889 – 80 – ГОСТ 20898 – 80.

rusautomobile.ru

Глава 10
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

§ 10.1. ТИПЫ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

В приводах транспортеров и конвейеров, мелиоративных и сельскохозяйственных машин и др. применяют в основном приводные роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

Типы цепей и их параметры установлены стандартами. Типы приводных роликовых и втулочных цепей стандартизованы ГОСТ 13568 – 75:

ПРЛ – роликовые легкой серии;

ПР – роликовые нормальной серии;

ПРД – роликовые длиннозвенные;

ПВ – втулочные;

ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами.

Цепи ПР выпускают однорядные, 2ПР – двухрядные, 3ПР – трехрядные, 4ПР – четырехрядные.

В курсовых проектах разрабатываются главным образом понижающие угловую скорость передачи цепями ПРЛ, ПР и 2ПР (табл. 10.1).

Сведения о зубчатых цепях с шарнирами качения приведены в табл. 10.3.

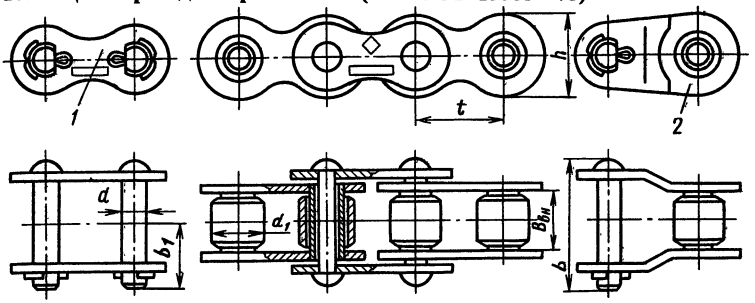
Располагать цепные передачи следует так, чтобы линия, соединяющая центры звездочек, составляла с горизонтальной линией угол не более 45°, ведущей должна быть верхняя ветвь. Если это оказывается невозможным, то надо предусматривать устройства для регулирования натяжения. Аналогичные устройства необходимы и при передачах с тремя и более звездочками.

Во избежание больших динамических нагрузок скорость цепей ограничивают: для цепей ПР – порядка 8 – 10 м/с, для закрытых передач – порядка 10 – 12 м/с (большие значения для цепей меньшего шага, примерно до $t = 25{,}4$ мм). Для зубчатых цепей допустимая скорость в 1,5 – 2 раза больше.

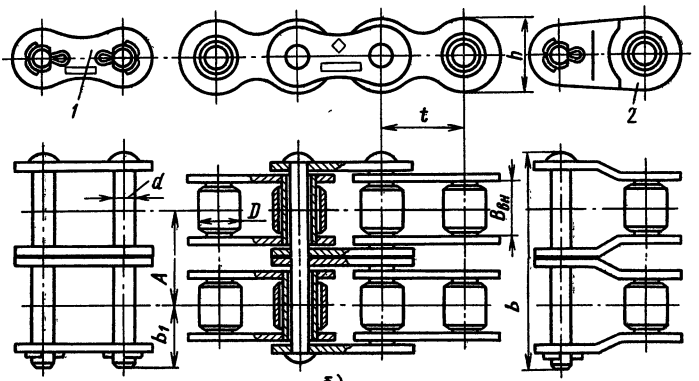
В условном обозначении приводной роликовой цепи указывают марку и шаг, разрушающую нагрузку, номер стандарта.

rusautomobile.ru

10.1. Цепи приводные роликовые (по ГОСТ 13568 – 75)



а)



б)

а – однорядная цепь; *б* – двухрядная цепь;
1 – соединительное звено; *2* – переходное звено

Размеры, мм

Тип цепи	Шаг t	$B_{вн}$, не менее	Диаметр валика d	Диаметр ролика d_1	h не более	b не более	b_1 не более	A	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
ПР	8,00	3,0	2,31	5,00	7,5	12	7	–	4,6	0,20
ПР	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	–	9,1	0,45
ПР	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	13,92	18,2	0,75
2ПР						35			31,8	1,4
ПРЛ	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	–	22,7	0,90
ПР	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	–	22,7	1,0
2ПР	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	13	16,59	45,4	1,9
ПРЛ						33	17	–	29,5	1,6
ПР	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	18	–	31,8	1,9
2ПР						54	18	25,5	72,0	3,5

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 10.1

Тип цепи	Шаг t	$B_{вн}$, не менее	Диаметр валика d	Диаметр ролика d_1	h	b	b_1	A	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
					не более					
ПРЛ	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	–	50	2,6
ПР						39		–	60	2,6
2ПР						68		29,29	113,4	5,0
ПРЛ	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	–	70	3,8
ПР						46			88,5	3,8
2ПР						82		35,76	177	7,3
ПРЛ	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	30	–	100	5,5
ПР						58		–	127	5,5
2ПР						104		45,44	254	11,0
ПРЛ	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	34	–	130	7,5
ПР						62			172,4	7,5
2ПР						110		48,87	344	14,4
ПРЛ	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	38	–	160	9,7
ПР						72			226,8	9,7
2ПР						130		58,55	453	19,1
ПР	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	–	353,8	16,0

Примечания: 1. Разрушающая нагрузка в ГОСТ 13568–75 указана в кгс. В табл. 10.1 она переведена в кН умножением на 10^{-2}, как это выполнено в стандарте на зубчатые приводные цепи (ГОСТ 13552–81).

2. Стандарт не распространяется на цепи для буровых установок.

3. Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев на 20 %.

Примеры условного обозначения: цепи роликовой однорядной, нормальной серии шага 19,05 мм с разрушающей нагрузкой 31,8 кН:

Цепь ПР–19,05 – 31,8 ГОСТ 13568 – 75

цепи роликовой двухрядной нормальной серии шага 25,4 мм с разрушающей нагрузкой 113,4 кН:

Цепь 2ПР – 25,4 – 113,4 ГОСТ 13568 – 75

§ 10.2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Межосевое расстояние (рис. 10.1) передачи роликовыми цепями:

оптимальное значение $a = (30 \div 50)t$; (10.1)

rusautomobile.ru

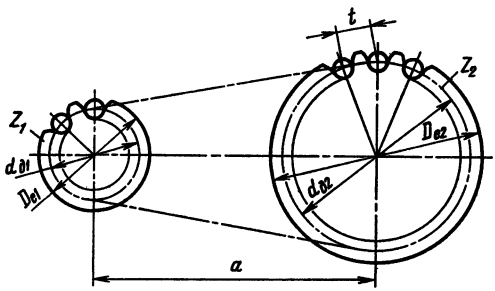


Рис. 10.1. Схема цепной передачи

максимальное $a_{max} = 80t$;

минимальное $a_{min} = 0{,}6\,(D_{e_1} + D_{e_2}) + 30 \div 50$ мм.

Здесь D_{e_1} и D_{e_2} диаметры наружных окружностей звездочек. По ГОСТ 592–81

$$D_e = t\left(K + K_z - \frac{0{,}31}{\lambda}\right), \tag{10.2}$$

где K – коэффициент высоты зуба, зависящий от числа зубьев звездочки; для приводных роликовых цепей $K = 0{,}7$. K_z – коэффициент числа зубьев; $K_z = \operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z}$; λ – геометрическая характеристика зацепления; $\lambda = t/D_ц$; $D_ц$ – диаметр элемента зацепления цепи для роликовых цепей; $D_ц = d_1$ (диаметр ролика дан в табл. 10.1).

Число зубьев малой звездочки:

$$\text{оптимальное } z_1 = 29 - 2u \leqslant \frac{3a}{t\,(u-1)}, \tag{10.3}$$

где $u = z_2/z_1$ – передаточное число; минимальное, допустимое для передач при $v \leqslant 1$ м/с, $z = 11 \div 13$.

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u$; оно не должно быть больше 120, так как с увеличением z_2 возрастает опасность соскакивания цепи.

Длина цепи

$$L = 2a + 0{,}5 z_c t + \Delta^2 t^2/a; \tag{10.4}$$

здесь $\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}$; $z_c = z_1 + z_2$.

rusautomobile.ru

Число звеньев цепи

$$L_t = L/t = 2a_t + 0{,}5z_c + \Delta^2/a_t, \qquad (10.5)$$

где $a_t = a/t$.

Полученное при расчете передачи значение L_t надо округлить до целого числа (желательно четного, чтобы избежать установки переходного соединительного звена).

После округления числа звеньев пересчитывают межосевое расстояние, выраженное в шагах:

$$a_t = 0{,}25\left[L_t - 0{,}5z_c + \sqrt{(L_t - 0{,}5z_c)^2 - 8\Delta^2}\right]. \qquad (10.6)$$

Полученный результат не надо округлять!

Итак, расчетное межосевое расстояние, мм, $a = a_t t$. Холостая ветвь цепи должна свободно провисать примерно на $0{,}01a$, для этого при монтаже передачи надо предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на $0{,}005a$.

Средняя скорость цепи, м/с

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где t – в мм; n_1 – в об/мин.

Так как с увеличением скорости цепи возрастают динамические нагрузки (примерно пропорционально квадрату скорости) и ускоряется износ шарниров (примерно пропорционально кубу скорости), то в приводах общего назначения нормальной точности ограничивают скорость $v \leqslant 10$ м/с.

Соответственно этому ограничению может быть определена и рекомендуемая предельная частота вращения малой звездочки $[n_1]$ об/мин.

На основании опытных данных [7] в предварительных расчетах можно принимать (при $z_1 \geqslant 15$) $[n_1] \leqslant 15 \cdot 10^3/t$, где t в мм.

По тем же соображениям рекомендуется ограничивать также число ударов w цепи в секунду при набегании ее на зубья звездочек и сбегании с них:

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60 L_t}; \qquad (10.7)$$

оно не должно превышать допускаемого значения

$$[w] \leqslant \frac{508}{t}\ \text{с}^{-1}.$$

Долговечность цепи в основном зависит от среднего давления в шарнирах

rusautomobile.ru

$$p = F_t K_э / A, \qquad (10.8)$$

где F_t – окружное усилие, Н; $K_э$ – коэффициент, учитывающий конкретные условия монтажа и эксплуатации цепной передачи; A – проекция опорной поверхности шарнира скольжения на плоскость, проходящую через его ось, мм^2.

По нормам DIN 8195 для цепей типа ПР нормальной точности при расчетной долговечности 10 000 ч допускаемые значения $[p]$ в зависимости от скорости v, м/с, таковы:

v, м/с	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
$[p]$, МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

Формула (10.8) служит для проверочного расчета намеченной цепи – для нее определяют величину A и вычисляют $K_э$ и затем сравнивают полученное значение p с допускаемым: если условие $p \leqslant [p]$ соблюдено, то цепь пригодна; в противном случае следует проверить другой вариант цепи, например, если в исходном варианте была предусмотрена цепь типа ПРЛ, то можно проверить цепи ПР или 2ПР, взять цепь с большим шагом или увеличить z_1.

Проекция опорной поверхности шарнира, мм^2

$$A = d(B_{вн} + 2s),$$

где d – диаметр валика, мм; $B_{вн}$ – расстояние между пластинами внутреннего звена, мм (см. табл. 10.1); s – толщина пластины. Можно также вычислять A в зависимости от шага цепи: для всех цепей типа ПРЛ и ПР $A = 0{,}28t^2$, за исключением цепи ПР 15,875 – 22,7, у которой $A = 0{,}22t^2$, и цепей ПР 9,525 – 9,1 и ПР 12,7 – 18,2, у которых $A = 0{,}31t^2$.

Коэффициент $K_э$ представляет собой произведение шести множителей:

$$K_э = k_1\ k_2\ k_3\ k_4\ k_5\ k_6. \qquad (10.9)$$

Коэффициент k_1 учитывает характер изменения нагрузки: при нагрузках, близких к постоянной, без резких колебаний, принимают $k_1 = 1$. Если в процессе эксплуатации нагрузка резко меняется, что сопровождается ударами, то $k_1 = 3$.

Коэффициент k_2 учитывает влияние межосевого расстояния: при $a_t = 30 \div 60$ принимают $k_2 = 1$; при $a_t > 60$ значение $k_2 = 0{,}8$.

Коэффициент k_3 зависит от угла наклона передачи к горизонту: если он меньше 60°, то $k_3 = 1$; при вертикальном расположении $k_3 = 1{,}3$; для передач с автоматическим регулированием натяжения цепи $k_3 = 1$ при любом угле наклона.

Коэффициент k_4 учитывает способ регулирования натяжения: если оно осуществляется автоматически, то $k_4 = 1$; при периодическом регулировании $k_4 = 1{,}25$.

rusautomobile.ru

Коэффициент k_5 учитывает влияние способа смазывания цепной передачи: при непрерывной смазке $k_5 = 0{,}8 \div 1{,}0$; при капельной $k_5 = 1{,}2$; при периодической $k_5 = 1{,}5$.

Коэффициент k_6 принимают в диапазоне от 1 (при односменной работе) до 1,5 (при трехсменной).

Для проектировочного расчета цепной передачи формулу (10.8) преобразуют, принимая $A = 0{,}28t^2$, $F = 2T_1/d_{\partial 1}$, где T_1 – вращающий момент, Н · мм; $d_{\partial 1} = z_1 t/\pi$. После соответствующих перестановок получают формулу для определения шага однорядной цепи типа ПРЛ или ПР:

$$t \geqslant 2{,}8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{z_1 [p]}}. \qquad (10.10)$$

Вычисленный по этой формуле шаг t округляют до ближайшего значения его по стандарту (см. табл. 10.1), уточняют A.

Рассчитанную по формуле (10.10) цепь проверяют на прочность, определяя коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{F_в}{F_t k_1 + F_ц + F_f}; \qquad (10.11)$$

коэффициент s должен быть не меньше нормативного $[s]$, значения которого приведены в табл. 10.2; $F_в$ – разрушающая нагрузка, указанная в табл. 10.1; ее надо выразить в Н; F_t – окружная сила, Н; k_1 – коэффициент, учитывающий изменение нагрузки (или динамический коэффициент); его значение дано выше, в пояснении к формуле (10.9); $F_ц = mv^2$ – нагрузка от центробежных сил (m – масса 1 м цепи, кг; v – скорость цепи, м/с); F_f – сила от провисания цепи, Н;

10.2. Нормативный коэффициент запаса прочности $[s]$ для приводных роликовых цепей типа ПРЛ и ПР (при $z_1 \geqslant 15$)

Шаг, мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

rusautomobile.ru

$$F_f = 9{,}81\ k_f m a; \qquad (10.12)$$

здесь коэффициент $k_f = 1$ при вертикальном расположении передачи и $k_f = 6$ при горизонтальном.

Звездочки для пластинчатых роликовых цепей. Для цепных передач общего назначения звездочки изготовляют из высокопрочного антифрикционного чугуна марки АЧВ-1 по ГОСТ 1585–79. Более высокие механические свойства в отношении как прочности, так и повышенной износостойкости рабочих поверхностей имеют звездочки из качественных и легированных сталей марок 45, 45Г, 20Х, 40Х и др.

Методы расчета и построения профиля зубьев звездочек, работающих при скорости цепи до 5 м/с, определены ГОСТ 592–81. Профиль зубьев звездочек приводных роликовых цепей с геометрической характеристикой $\lambda = t/d_1 \leqslant 2{,}2$ показан на рис. 10.2.

Основные зависимости для построения профиля зубьев звездочек этого типа:

шаг цепи t и диаметр ролика d_1 приведены в табл. 10.1;

диаметр делительной окружности $d_д = t \operatorname{cosec} \dfrac{180°}{z}$;

диаметр наружной окружности $D_e = t\left(K + K_z - \dfrac{0{,}31}{\lambda}\right)$, где $K = 0{,}7$ для приводных роликовых цепей;

$$K_z = \operatorname{ctg} \frac{180°}{z};$$

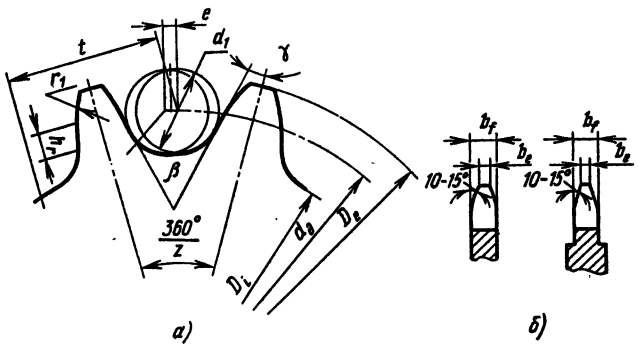


Рис. 10.2. Профиль зубьев звездочек для приводных роликовых цепей: *а* **– профиль зубьев;** *б* **– форма боковой поверхности зубьев**

rusautomobile.ru

диаметр окружности впадин $D_i = d_д - (d_1 + 0{,}175\sqrt{d_д})$;

смещение центров дуг впадин $e = (0{,}01 \div 0{,}05)t$;

половина угла заострения зуба $\gamma = 13 \div 20°$;

угол впадины зуба $\beta = 66°$ при $z = 9 \div 14$; $\beta = 56°$ при $z = 15 \div 20$; $\beta = 48°$ при $z > 20$;

радиус закругления головки зуба

$$r_1 = (t - 0{,}5d_1 - 0{,}5e)\cos\gamma;$$

высота прямолинейного участка профиля зуба

$$h_r = r_1 \sin\gamma;$$

наибольшая хорда для контроля звездочки с нечетным числом зубьев

$$L_x \leqslant D_i \cos\frac{90°}{z};$$

предельно допускаемое увеличение шага цепи $\Delta t \leqslant 3\%$;

форма боковой поверхности зубьев показана на рис. 10.2;

ширина зуба от $b_f = (0{,}87B_{вн} - 1{,}7)$ до $b_f = (0{,}9B_{вн} - 1)$, где $B_{вн}$ – расстояние между внутренними пластинами (см. табл. 10.1);

ширина вершины зуба $b_e = 0{,}83b_f$,

диаметр венца $D_c = tK_z - 1{,}3b$; где b – ширина пластины.

Диаметр $d_д$ вычисляют с точностью до 0,01 мм, остальные линейные размеры – с точностью до 0,1 мм, угловые – с точностью до 1′.

§ 10.3. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

Пример. Исходные данные: в приводе (рис. 10.3) роликовая цепь передает вращение барабану ленточного транспортера; тяговое усилие на ленте $F_л = 2$ кН; скорость ленты $v_л = 2$ м/с; диаметр барабана $D_б = 360$ мм; передаточное число $u = 2{,}5$; расположение цепи – горизонтальное; смазывание – периодическое; регулирование цепи также периодическое.

Расчет следует начинать с выбора числа зубьев ведущей звездочки.

1. По формуле (10.3) $z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2{,}5 = 24$; принимаем $z_1 = 25$.

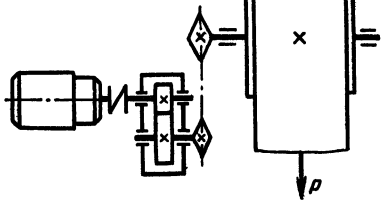


Рис. 10.3. Привод к ленточному транспортеру (к примеру расчета)

rusautomobile.ru

2. Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 u = 25 \cdot 2{,}5 = 62{,}5$; принимаем $z = 62$.

3. Уточняем передаточное число $u = z_2/z_1 = 62/25 = 2{,}48$.

4. Уточняем скорость ленты $v_л = 2\,\dfrac{2{,}5}{2{,}48} = 2{,}02$ м/с.

5. Определяем по формуле (10.9) коэффициент $K_э$. В соответствии с пояснениями к этой формуле принимаем $k_1 = 1$; $k_2 = 1$ [при условии, что межосевое расстояние $a = (30 \div 60)\,t$; $k_3 = 1$; $k_4 = 1{,}5$; $k_5 = 1{,}25$; $k_6 = 1$ (при работе в одну смену).

$$K_э = 1{,}5 \cdot 1{,}25 = 1{,}88.$$

6. Вращающий момент на валу барабана и ведомой звездочки

$$T_2 = T_б = 0{,}5 F_б D_б = 0{,}5 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 360 = 360 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

7. Момент на валу ведущей звездочки при КПД цепной передачи $\eta = 0{,}94$

$$T_1 = \frac{T_2}{u\eta} = \frac{360 \cdot 10^3}{2{,}48 \cdot 0{,}94} = 154 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

8. Частота вращения ведомой звездочки и вала барабана

$$n_2 = \frac{60 v_л}{\pi D_б} = \frac{60 \cdot 2{,}02}{3{,}14 \cdot 0{,}360} = 107 \text{ об/мин}.$$

9. Частота вращения ведущей звездочки

$$n_1 = n_2 u = 107 \cdot 2{,}48 = 265 \text{ об/мин}.$$

10. Определяем шаг цепи, предварительно приняв ориентировочно допускаемое среднее давление $[p]$ по нормам DIN 8195, приведенным в пояснении к формуле (10.8): полагаем, что скорость цепи будет того же порядка, что и скорость ленты, т. е. $v \approx 2 \div 2{,}5$ м/с; при таком значении v можно принять $[p] = 20$ МПа.

По формуле (10.10) находим

$$t = 2{,}8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{z_1 [p]}} = 2{,}8 \sqrt[3]{\frac{154 \cdot 10^3 \cdot 1{,}88}{25 \cdot 20}} = 23{,}4 \text{ мм}.$$

По табл. 10.1 ближайшее стандартное значение $t = 25{,}4$ мм.

11. Определяем скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25{,}4 \cdot 265}{60 \cdot 10^3} = 2{,}8 \text{ м/с}.$$

12. Уточняем значение $[p]$ по DIN 8195: интерполируя, находим $[p] = 19{,}4$ МПа.

13. Проверяем расчетное давление по формуле (10.10):

$$p = 2{,}8^3 \frac{T_1 K_э}{z_1 t^3} = 2{,}8^3 \frac{154 \cdot 10^3 \cdot 1{,}88}{25 \cdot 25{,}4^3} = 15{,}4 \text{ МПа}.$$

Условие $p \leqslant [p]$ выполнено.

14. По табл. 10.1 подбираем цепь приводную роликовую однорядную

rusautomobile.ru

нормальной серии; $t = 25{,}4$ мм; разрушающая нагрузка $F_в = 60$ кН; масса 1 м цепи $m = 2{,}6$ кг; ее условное обозначение

Цепь ПР 25,4 – 60 ГОСТ 13568 – 75.

15. Определяем геометрические параметры передачи: межосевое расстояние (принимаем) $a = 40t = 25{,}4 \cdot 40 = 1016$ мм.

Число звеньев цепи по формуле (10.5)

$$L_t = 2a_t + 0{,}5z_c + \frac{\Delta^2}{a_t};$$

здесь $z_c = z_1 + z_2 = 25 + 62 = 87;$

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{62 - 25}{2 \cdot 3{,}14} = 5{,}9;$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0{,}5 \cdot 87 + \frac{5{,}9^2}{40} = 134;$$

расчетная длина цепи

$$L = L_t t = 134 \cdot 40 = 5360 \text{ мм} = 5{,}36 \text{ м};$$

16. По формуле (10.7) проверяем цепь по числу ударов:

$$w = \frac{4z_1 n_1}{60L_t} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 265}{60 \cdot 134} = 3{,}3 \text{ с}^{-1}.$$

Допускаемое значение $[w] = \frac{508}{t} = \frac{508}{25{,}4} = 20 \text{ с}^{-1}$; условие $w \leqslant [w]$ выполнено.

17. Коэффициент запаса прочности цепи по формуле (10.11)

$$s = \frac{F_в}{F_t + F_ц + F} = \frac{60 \cdot 10^3}{1\,520 + 20 + 156} = 35.$$

Здесь разрушающая нагрузка цепи $F_в = 60 \cdot 10^3$ Н; окружное усилие

$$F_1 = \frac{2T_1}{d_{д1}} = \frac{2 \cdot 154 \cdot 10^3}{202} = 1520 \text{ Н};$$

диаметр делительной окружности

$$d_{д1} \approx \frac{z_1 t}{\pi} = \frac{25 \cdot 25{,}4}{3{,}14} = 202 \text{ мм};$$

$$F_ц = mv^2 = 2{,}6 \cdot 2{,}8^2 = 20 \text{ Н};$$

$$F_f = 9{,}81 k_f m a = 9{,}81 \cdot 6 \cdot 2{,}6 \cdot 1016 \cdot 10^{-3} = 156 \text{ Н}.$$

Из табл. 10.2 следует, что коэффициент запаса прочности должен быть $[s] \geqslant 8{,}6$. Следовательно, условие $s \geqslant [s]$ выполнено.

Возможны варианты расчета рассмотренной цепной передачи: вместо цепи ПР взять цепь ПРЛ с тем же шагом или уменьшить z_1 и соответственно z_2; при этом уменьшится скорость цепи, увеличатся F и p, а расчетный коэффициент запаса прочности s снизится. При оценке любого варианта расчета должны соблюдаться условия

$$p \leqslant [p]; \; w \leqslant [w]; \; s \geqslant [s].$$

rusautomobile.ru

§ 10.4. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫМИ ЦЕПЯМИ

Основные параметры и размеры приводных зубчатых цепей с односторонним зацеплением приведены в табл. 10.3. Межосевое расстояние передачи рекомендуется выбирать, как и в передачах роликовыми цепями, по формуле (10.1).

Диаметр окружности выступов зубьев $D_e = t \operatorname{ctg} \frac{180°}{z}$.

Диаметр делительной окружности звездочки $d_д = \frac{t}{\sin \frac{180°}{z}}$.

Диаметр окружности впадин зубьев $D_i = d_д - \frac{2(h_1 + e)}{\cos \frac{180°}{z}}$,

где радиальный зазор $e \approx 0{,}1t$.

Профилирование звездочек для зубчатых цепей регламентировано ГОСТ 13576–81. Число зубьев меньшей звездочки z_1 по условию плавности работы должно быть не меньше 17. В зависимости от передаточного числа u оптимальное значение $z_1 = 35 - 2u$.

Длину цепи L и число звеньев L_t определяют по формулам (10.4) и (10.5).

Частоту вращения меньшей звездочки n_1, об/мин, по опытным данным рекомендуется ограничивать значением

$$[n_1] \leqslant 17 \cdot 10^3 \frac{\sqrt[4]{z_1}}{t}.$$

Число ударов w при набегании и сбегании цепи определяют по формуле (10.7); оно не должно превышать допускаемого значения

$$[w] \leqslant \frac{800}{t} - 0{,}2t.$$

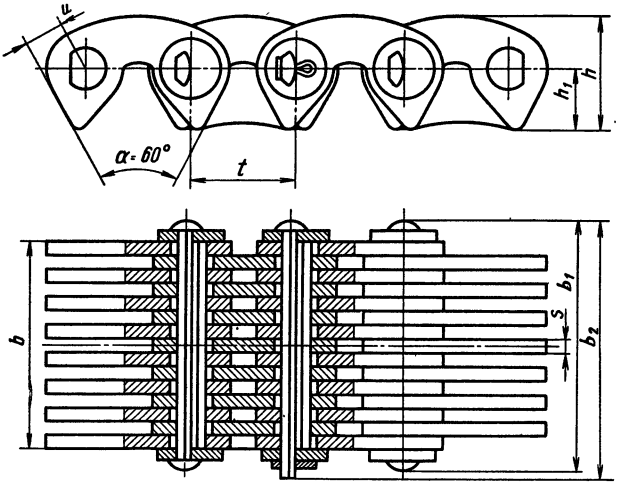
Для расчета зубчатой цепи определяют предварительно ее ширину, мм

$$b \geqslant 10 \frac{PK_э}{[P_{10}]}, \qquad (10.13)$$

где P – передаваемая мощность, кВт; $K_э$ – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации, определяемый по

rusautomobile.ru

10.3. Цепи зубчатые с односторонним зацеплением (по ГОСТ 13552–81)



Размеры, мм

t	b	b1	b2	h	h1	s	u	Разрушающая нагрузка, кН не менее	Масса, кг/м, не более
	Не более								
12,7	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26	1,31
	28,5	34,5	37,5					31	1,60
	34,5	40,5	43,5					36	2,00
	40,5	46,5	49,5					42	2,31
	46,5	52,5	55,5					49	2,70
	52,5	58,5	61,5					56	3,00
15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41	2,21
	38,0	46,0	49,0					50	2,71
	46,0	54,0	57,0					58	3,30
	54,0	62,0	65,0					69	3,90
	62,0	70,0	73,0					80	4,41
	70,0	78,0	81,0					91	5,00
19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74	3,90
	57,0	66,0	68,0					89	4,90
	69,0	78,0	80,0					105	5,91
	81,0	90,0	92,0					124	7,00
	93,0	102,0	104,0					143	8,00
25,4	57,0	66,0	68,0	26,7	13,35	3,0	9,52	101	8,40
	75,0	84,0	86,0					132	10,80
	93,0	102,0	104,0					164	13,20
	111,0	120,0	122,0					196	15,40

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 10.3

t	b	b_1	b_2	h	h_1	s	u	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса, кг/м, не более
	Не более								
31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3,0	11,91	166	14,35
	93,0	103,0	106,0					206	16,55
	111,0	121,0	124,0					246	18,80
	129,0	139,0	142,0					286	21,00

Пример условного обозначения зубчатой цепи типа 1 (с односторонним зацеплением) с шагом $t = 19{,}05$ мм, с разрушающей нагрузкой 74 кН и рабочей шириной $b = 45$ мм:

Цепь ПЗ – 1 – 19,05–74–45 ГОСТ 13552–81

формуле (10.9); $[P_{10}]$ – мощность, допускаемая для передачи цепью шириной 10 мм; ориентировочные значения $[P_{10}]$ приведены в табл. 10.4.

Так как в начале расчета шаг цепи и скорость ее не известны, то приходится решать такую задачу методом подбора, задаваясь величиной t и определяя $v = \dfrac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}$. Затем по найденной величине b подбирают по табл. 10.3 соответствующую цепь и проверяют ее пригодность по формулам (10.12) и (10.7). Если она удовлетворяет указанным условиям, то заканчивают расчет проверкой коэффициента запаса прочности цепи по формуле (10.11), который должен быть не меньше допускаемой величины $[s]$, приведенной в табл. 10.5.

Порядок расчета передачи зубчатой цепью такой же, как и рассмотренный в § 10.3.

10.4. Значения $[P_{10}]$ для зубчатых цепей при условной ширине 10 мм

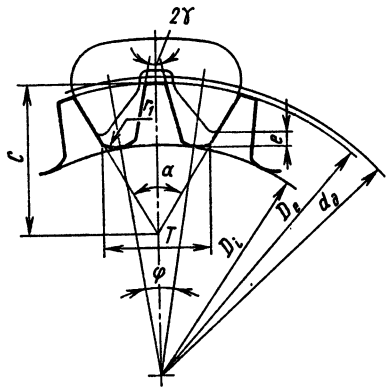
Шаг цепи, мм	Скорость цепи, м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

10.5. Нормативный коэффициент запаса прочности $[s]$ приводных зубчатых цепей (при $z_1 \geqslant 17$)

Шаг цепи, мм	Частота вращения, n_1, об/мин, меньшей звездочки								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	–

rusautomobile.ru

Профиль зубьев звездочек для зубчатых цепей с односторонним зацеплением показан на рис. 10.4. Основные параметры их приведены в табл. 10.6.



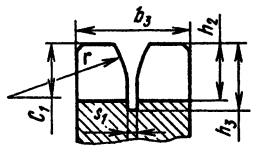


Рис. 10.4. Профиль зубьев звездочек для зубчатых цепей с односторонним зацеплением

10.6. Основные параметры звездочек для зубчатых цепей (по ГОСТ 13576–81)

Размеры, мм

Параметры	Шаг цепи t				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Высота зуба h_2	8,3	10,3	12,4	15,9	19,9
Радиальный зазор e	1,3	1,6	1,9	2,5	3,2
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев T при $\alpha = 60°$	14,11	17,73	21,22	28,33	35,35
Расстояние от точки пересечения рабочих граней до наружной окружности C	20,52	25,65	30,76	41,03	51,34
Радиус закругления впадины зуба r_1	1,5	2,0	2,0	2,5	3,5

Примечание. Диаметр делительной окружности $d_д = \dfrac{t}{\sin\dfrac{180°}{z}}$.

Диаметр наружной окружности $D_e = t/\left(\operatorname{tg}\dfrac{180°}{z}\right)$.

Диаметр окружности впадин $D_i = d_д - 2h_2/\left(\cos\dfrac{180°}{z}\right)$.

Угол поворота звена $\varphi = 360°/z$. Угол впадины зуба $2\beta = \alpha - \varphi$. Половина угла заострения зуба $\gamma = 30° - \varphi$. Ширина зуба звездочки $b_3 = b + 2s$, где b – ширина цепи (см. табл. 10.3). Расстояние от вершины зуба до линии центров $C_1 \approx 0{,}4t$. Глубина проточки $h_3 = 0{,}75t$; ширина проточки $s_1 = 2s$, где s – толщина пластины (см. табл. 10.3). Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки $r \approx t$.

rusautomobile.ru

Глава 11
РАСЧЕТ ВАЛОВ

§ 11.1. НАГРУЗКИ ВАЛОВ

Нагрузки валов зубчатых и червячных передач определяются усилиями, возникающими в зацеплении; в ременных и цепных передачах валы испытывают нагрузки от натяжения ветвей.

На рис. 11.1 представлены схемы нагружения валов. Массу вала и насаженных на него деталей обычно не учитывают. Исключения составляют лишь такие мощные передачи, в которых нагрузки от масс деталей (зубчатых колес, муфт, шкивов и пр.) сопоставимы с основными нагрузками.

В цилиндрических прямозубых передачах (рис. 11.1, *а*) силу (H) в зацеплении раскладывают на две составляющие: окружную $F_t = P/v = 2T/d$ и радиальную $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha$, где P – в Вт; v – в м/с; T – вращающий момент, Н·м; d – диаметр делительной окружности, м; α – угол зацепления (обычно $\alpha = 20°$).

В *цилиндрических косозубых передачах* силу в зацеплении раскладывают на три взаимно перпендикулярные составляющие (рис. 11.1, *б*):

окружную $F_t = 2T/d$, радиальную $F_r = F_t \dfrac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta}$ и осевую $F_a = F_t \operatorname{tg}\beta$, где α_n – угол зацепления в нормальном сечении (обычно $\alpha_n = 20°$); β – угол наклона линии зуба.

В цилиндрической шевронной передаче (рис. 11.1, *в*) схема нагружения вала такая же, как и для прямозубой передачи;

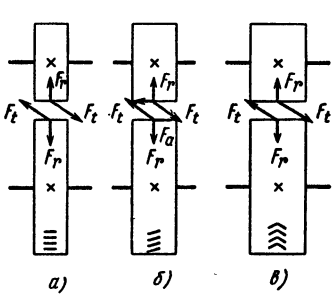


Рис. 11.1. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых колес:
а – прямозубых; *б* – косозубых; *в* – шевронных

rusautomobile.ru

осевые силы, действующие на каждую половину шеврона, уравновешиваются.

Окружную и радиальную силы определяют так же, как для цилиндрических косозубых передач.

В конической прямозубой передаче (рис. 11.2, *а*) окружная сила $F_t = P/v_{ср} = 2T/d$;

радиальная сила на шестерне и осевая на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_2;$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1.$$

Значение угла δ_2 определяют по передаточному числу $\operatorname{tg}\delta_2 = u = z_2/z_1$.

В передачах коническими колесами с косыми или круговыми зубьями $F_t = 2T/d$.

$$F_{a1} = \frac{F_t \sin\delta_1}{\cos\beta}(\operatorname{tg}\alpha_n \pm u \sin\beta);$$

$$F_{r1} = \frac{F_t \sin\delta_1}{\cos\beta}(u \operatorname{tg}\alpha_n \pm \sin\beta),$$

здесь β – угол наклона линии зуба в середине ширины зубчатого венца. Знак перед вторым слагаемым выбирают в зависимости от направления вращения шестерни и наклона зубьев по табл. 11.1. Вращение по часовой стрелке или против определяют при взгляде на колесо от основания конуса к его вершине. Если осевое усилие F_a получилось со знаком «минус», то оно должно быть направлено к вершине конуса. Если F получилось со знаком «плюс», то оно должно

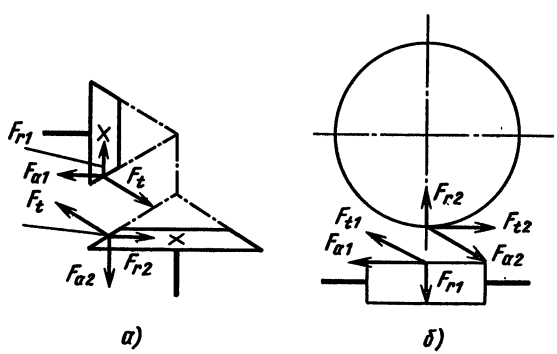


Рис. 11.2. Силы в зацеплении:
а – конических зубчатых колес; *б* – червячной пары

rusautomobile.ru

быть направлено от точки контакта зубьев к центру шестерни. Сила $F_{a2} = F_{r1}$, но направлена в противоположную сторону. То же относится к F_{r2} и F_{a1}.

11.1. Выбор знаков в формулах для определения F_{r1} и F_{a1}

Направление		Знак при втором слагаемом		Направление		Знак при втором слагаемом	
вращения шестерни	наклона зубьев	в формуле (11.7)	в формуле (11.8)	вращения шестерни	наклона зубьев	в формуле (11.7)	в формуле (11.8)
По часовой стрелке	Правое	–	+	Против часовой стрелки	Правое	+	–
	Левое	+	–		Левое	–	+

В червячной передаче (рис. 11.2, *б*)

$$F_{t1} = F_{a2} = P/v = 2T_1/d_1;$$
$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2;$$
$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

В ременных передачах (рис. 11.3) нагрузка на вал, Н, равна геометрической сумме натяжений ветвей: ведущей $F_1 = F_0 + F_t/2$ и ведомой $F_2 = F_0 - F_t/2$; здесь $F_0 = \sigma_0 A$ – сила предварительного натяжения ремня; σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремней, МПа; для плоских ремней $\sigma_0 = 1{,}5 \div 1{,}8$; для клиновых $\sigma_0 = 1{,}2 \div 1{,}5$ МПа; A – площадь поперечного сечения ремней, мм^2; $F_t = P/v$; P – передаваемая мощность, Вт; v – скорость ремня, в м/с.

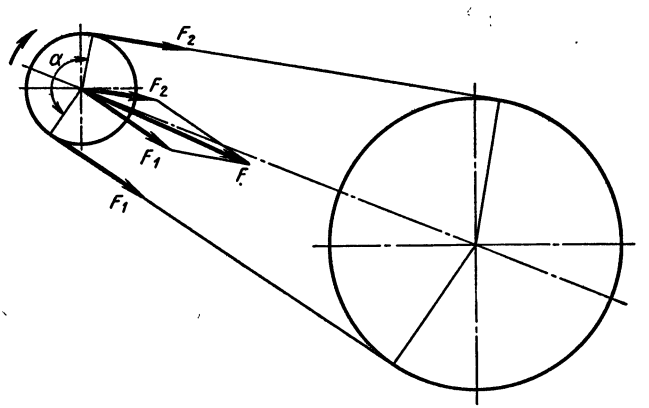


Рис. 11.3. Силы, возникающие в ременной передаче

rusautomobile.ru

Равнодействующую $\bar{F} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2$ рекомендуется определять графически. Однако при углах обхвата $\alpha_1 \geqslant 150°$ принимают с достаточной точностью $F = 2F_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}$ и считают вектор F направленным по линии центров передачи.

В цепных передачах нагрузка на вал звездочки

$$F = F_t = 2k_f qga,$$

где F_t – окружная сила, Н; k_f – коэффициент, учитывающий влияние расположения передачи: при вертикальном положении $k_f = 1$; при горизонтальном $k_f = 6$; q – масса 1 м цепи, кг; $g = 9{,}81$ м/с^2; a – расстояние между осями звездочек, м.

§ 11.2. ПРОЕКТНЫЙ И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТЫ ВАЛОВ

Для предварительного определения диаметра вала выполняют ориентировочный расчет его на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению $[\tau]$ без учета влияния изгиба:

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}},$$

где T – крутящий момент, Н · мм.

При расчете редукторных валов по этой формуле определяют диаметры выходных концов валов, принимая $[\tau] \leqslant 15 \div 20$ МПа для валов из конструкционных углеродистых сталей. Полученное значение округляют до ближайшего из ряда диаметров по ГОСТ 6636–69: 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160 (приведен с сокращениями).

Диаметры остальных участков вала могут в случае необходимости, например для удобства посадки на вал подшипников качения, зубчатых колес, назначаться по конструктивным и технологическим соображениям.

Диаметры промежуточных валов редукторов в опасном сечении (в месте посадки зубчатого колеса) определяют по приведенной выше формуле.

rusautomobile.ru

Диаметр выходного конца быстроходного вала редуктора, соединяемого с валом электродвигателя, рекомендуется назначать не меньше 0,8 диаметра выходного конца вала двигателя для возможности соединения валов стандартной муфтой.

Уточненный расчет выполняют как проверочный для определения расчетного коэффициента запаса прочности в опасном сечении вала. Опасным считается то сечение вала, для которого коэффициент запаса прочности имеет наименьшее значение: оно может не совпадать с сечением, где возникают наибольший крутящий и изгибающий моменты. Поэтому искомые коэффициенты определяют для нескольких сечений.

Хотя для обеспечения прочности вала достаточно иметь $s \approx 1{,}7$, однако, учитывая повышенные требования к жесткости редукторных валов, рекомендуется иметь $s = 2{,}5 \div 3$. При таких значениях можно не проводить специального расчета на жесткость.

Общий коэффициент запаса прочности s определяют из формулы

$$\frac{1}{s^2} = \frac{1}{s_\sigma^2} + \frac{1}{s_\tau^2},$$

откуда

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + \sigma_\tau^2}}.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}\tau_a + \varphi_\tau \tau_m}$$

В этих формулах σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при симметричных циклах изгиба и кручения. Значения σ_{-1} вычисляют в зависимости от предела прочности $\sigma_в$ по эмпирическим формулам:

для углеродистой стали $\sigma_{-1} = 0{,}43\sigma_в$;

для легированной стали $\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в + (70 \div 120)$ МПа;

предел выносливости на кручение $\tau_{-1} \approx 0{,}58\sigma_{-1}$;

k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений

rusautomobile.ru

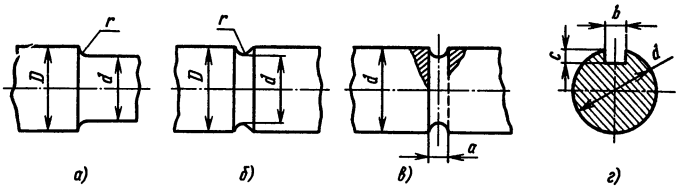


Рис. 11.4. Участки вала, вызывающие концентрацию напряжений: *а* – галтель; *б* – выточка; *в* – поперечное отверстие; *г* – шпоночная канавка

при изгибе и кручении (рис. 11.4 и табл. 11.2 – 11.5); ε_σ и ε_τ – масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений (см. табл. 11.6); β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности; при параметре шероховатости $Rz \leqslant 20$ мкм принимают $\beta = 0{,}9 \div 1{,}0$. σ_a и τ_a – амплитуды циклов нормальных и касательных напряжений; σ_m и τ_m – средние напряжения нормальных и касательных напряжений.

Принимают

$$\sigma_a = \frac{M_и}{W}; \quad \sigma_m = \frac{F_a}{\pi d^2/4},$$

где F_a – осевая сила, действующая на вал;

11.2. Значения k_σ и k_τ для стальных валов с галтелями (см. рис. 11.4, *а*)

$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	k_σ при $\sigma_в$, МПа				k_τ при $\sigma_в$, МПа		
		600	700	800	1000	700	800	1000
До 1,1	0,02	1,96	2,08	2,20	2,50	1,36	1,41	1,50
	0,04	1,66	1,69	1,75	1,87	1,24	1,27	1,32
	0,06	1,51	1,54	1,54	1,60	1,18	1,20	1,24
	0,08	1,40	1,42	1,42	1,46	1,14	1,16	1,19
	0,10	1,34	1,37	1,37	1,39	1,11	1,13	1,16
	0,20	1,19	1,22	1,22	1,24	1,05	1,06	1,09
До 1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	3,10	1,59	1,67	1,81
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,22	1,39	1,45	1,52
	0,06	1,71	1,76	1,76	1,84	1,30	1,33	1,39
	0,08	1,56	1,59	1,59	1,64	1,22	1,26	1,31
	0,10	1,48	1,51	1,51	1,54	1,19	1,21	1,26
	0,20	1,27	1,30	1,30	1,34	1,08	1,10	1,15
До 2	0,02	3,60	2,80	3,0	3,50	1,80	1,90	2,10
	0,04	2,10	2,15	2,25	2,45	1,53	1,60	1,70
	0,06	1,85	1,90	1,90	2,0	1,40	1,45	1,53
	0,08	1,66	1,70	1,70	1,76	1,30	1,35	1,42
	0,10	1,57	1,61	1,61	1,64	1,25	1,28	1,35
	0,20	1,32	1,36	1,36	1,40	1,10	1,14	1,20

rusautomobile.ru

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2W_к}.$$

Здесь W и $W_к$ – моменты сопротивления изгибу и кручению.

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ для стали имеют следующие значения:

$\sigma_в$, МПа	Св. 550	до 750	До 1000	До 1200	Св. 1200
ψ_σ	0,05		0,10	0,20	0,25
ψ_τ	0		0,05	0,10	0,15

Если вал подвергается частому реверсированию, то считают, что напряжения кручения изменяются по симметричному циклу; тогда $\tau_m = 0$ и $\tau_a = T/W_к$.

При использовании значений k_σ и k_τ, указанных в табл. 11.4, номинальные напряжения изгиба и кручения определяют по сечениям нетто:

11.3. Значения k_σ и k_τ для валов с выточками (см. рис. 11.4, *б*)

$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	k_σ для валов из стали, имеющей $\sigma_в$, МПа			k_τ для валов из стали, имеющей $\sigma_в$, МПа		
		⩽650	800	1000	650	800	1000
До 0,6	0,02	1,82	2,06	2,30	1,29	1,39	1,50
	0,04	1,77	1,96	2,16	1,27	1,37	1,48
	0,06	1,72	1,86	1,96	1,25	1,36	1,46
	0,08	1,68	1,77	1,92	1,21	1,32	1,43
	0,10	1,63	1,72	1,82	1,18	1,29	1,37
	0,15	1,53	1,58	1,68	1,14	1,21	1,29
Св. 0,6 до 1	0,02	1,85	2,10	2,35	1,37	1,50	1,65
	0,04	1,80	2,0	2,20	1,35	1,47	1,62
	0,06	1,75	1,90	2,0	1,32	1,46	1,59
	0,08	1,70	1,80	1,96	1,27	1,41	1,55
	0,10	1,65	1,75	1,85	1,23	1,37	1,47
	0,15	1,55	1,60	1,70	1,18	1,27	1,37
Св. 1 до 1,5	0,02	1,89	2,15	2,41	1,38	1,52	1,68
	0,04	1,84	2,05	2,26	1,36	1,50	1,65
	0,06	1,78	1,94	2,05	1,33	1,48	1,62
	0,08	1,73	1,84	1,99	1,28	1,43	1,58
	0,10	1,68	1,78	1,89	1,24	1,39	1,50
	0,15	1,58	1,63	1,73	1,19	1,28	1,38
Св. 1,5 до 2	0,02	1,93	2,02	2,47	1,40	1,55	1,70
	0,04	1,87	2,09	2,31	1,38	1,52	1,68
	0,06	1,82	1,98	2,09	1,35	1,50	1,65
	0,08	1,76	1,87	2,04	1,30	1,45	1,60
	0,10	1,71	1,82	1,93	1,25	1,40	1,52
	0,15	1,60	1,66	1,76	1,20	1,30	1,40

rusautomobile.ru

11.4. Значения k_σ и k_τ для валов с поперечными отверстиями (см. рис. 11.4, в)

Характер нагружения	Отношение $\frac{a}{d}$	Валы из стали, имеющей $\sigma_в$, Н/мм²			
		700	800	900	1000
		Значения k_σ			
Изгиб	0,15 – 0,15	2,0	2,02	2,12	2,35
	Св. 0,15 до 0,25	1,80	1,82	1,9	2,1
		Значения k_τ			
Кручение	0,05 – 0,25	1,75	1,83	1,90	2,0

11.5. Значения $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ для валов с напрессованными деталями (при среднем давлении напрессовки $p \geqslant 30$ МПа)

$\sigma_в$, МПа	Диаметр вала в месте напрессовки, мм						$\sigma_в$, МПа	Диаметр вала в месте напрессовки, мм					
	14	22	30	40	50	100 – 200		14	22	30	40	50	100 – 200
500	1,85	2,15	2,35	2,6	2,9	3,4	800	2,6	3,0	3,3	3,65	4,0	4,6
600	2,0	2,35	2,6	2,7	3,3	3,7	900	3,0	3,4	3,8	4,2	4,5	5,1
700	2,3	2,6	2,8	3,2	3,6	3,95	1000	3,3	3,8	4,2	4,6	4,8	5,6

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W_{нетто}}, \text{ где } W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32}\left(1 - 1{,}54\frac{a}{d}\right);$$

$$\tau_к = \frac{T}{W_{к\,нетто}}, \text{ где } W_{к\,нетто} = \frac{\pi d^3}{16}\left(1 - \frac{a}{d}\right).$$

Для валов со шпоночными канавками (см. рис. 11.4, г), изготовленных из сталей, имеющих $\sigma_в = 500 \div 1000$ МПа, принимают

$$k_\sigma = 1{,}5 \div 2{,}0; \quad k_\tau = 1{,}4 \div 2{,}1.$$

Эти значения соответствуют расчету по сечению нетто:

при изгибе $W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bc(d-c)^2}{2d}$;

при кручении $W_{к\,нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{cb(d-c)^2}{2d}$.

Для шлицевых валов из сталей с $\sigma_в = 500 \div 1000$ МПа принимают при прямобочных шлицах $k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 1{,}35 \div 1{,}70$; $k_\tau/\varepsilon_\tau =$

rusautomobile.ru

$= 2{,}2 \div 2{,}7$; при эвольвентных шлицах указанные значения ниже на 25 – 35 %.

Для валов, имеющих напрессованные детали, коэффициенты концентрации напряжений определяют по данным табл. 11.5.

Значения ε_σ и ε_τ даны в табл. 11.6.

При давлении напрессовки $p = 10 \div 20$ МПа табличные значения $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ следует снижать на 10 – 15 %. Для касательных напряжений значения k_τ/ε_τ определяют по формуле

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0{,}6\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} - 1\right).$$

11.6. Значения масштабных факторов ε_σ и ε_τ

Сталь	ε	Диаметр вала, мм					
		20	30	40	50	70	100
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Легированная	$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

§ 11.3. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения валов с зубчатыми и червячными колесами, шкивами и звездочками сравнительно часто осуществляются *призматическими* шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов приведены в табл. 11.7.

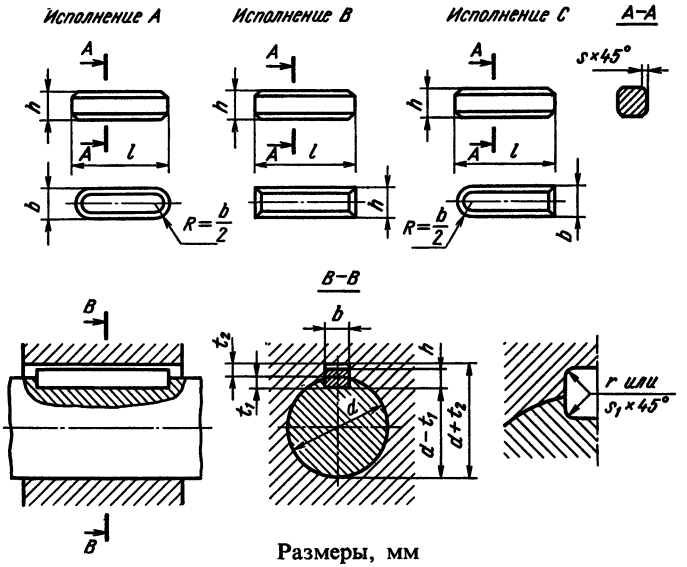
В передачах с низкой частотой вращения иногда применяют *клиновые* шпонки, однако установка их вызывает перекос насаживаемых деталей и дополнительные напряжения в соединениях. Поэтому в редукторах и других передачах, разрабатываемых в курсовых проектах, соединение клиновыми шпонками должно быть специально обосновано. Размеры их приведены в ГОСТ 24068 – 80.

При сравнительно небольших диаметрах сопряжений валов с деталями (порядка до 40 мм) допустимы *сегментные* шпонки (табл. 11.8).

Сталь для шпонок должна иметь $\sigma_в \geqslant 600$ МПа (стали Ст6, 40, 45 и др.). Размеры сечения призматической шпонки выбирают по табл. 11.7 в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки назначают по длине ступицы насаживаемой детали (на 5 – 10 мм меньше) из ряда стандартных значений, указанных в таблице.

rusautomobile.ru

11.7. Шпонки призматические (по ГОСТ 23360 – 78)



Размеры, мм

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Радиус закругления r или фаска $s \times 45°$
		вала t_1	втулки t_2	
Св. 10 до 12	4×4	2,5	1,8	0,08 – 0,16
» 12 » 17	5×5	3	2,3	0,16 – 0,25
» 17 » 22	6×6	3,5	2,8	0,16 – 0,25
» 22 » 30	8×7	4,0	3,3	0,16 – 0,25
Св. 30 до 38	10×8	5,0	3,3	
» 38 » 44	12×8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14×9	5,5	3,8	0,25 – 0,4
» 50 » 58	16×10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18×11	7,0	4,4	
Св. 65 до 75	20×12	7,5	4,9	
» 75 » 85	22×14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25×14	9,0	5,4	0,4 – 0,6
» 95 » 110	28×16	10,0	6,4	
» 110 » 130	32×18	11,0	7,4	

Примечания: 1. Длины шпонок выбирают из ряда 6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 25 – 28 – 32 – 36 – 40 – 45 – 50 – 56 – 63 – 70 – 80 – 90 – 100 – 110 – 125 – 140 – 160 – 180 – 200 – 250.

2. Таблица дана с сокращениями: в ГОСТ 23360 – 78 диапазон диаметров вала $d = 6 \div 500$ мм, длины шпонок – до 500 мм.

3. Материал шпонок – сталь чистотянутая для шпонок с $\sigma_в \geqslant 990$ МПа.

rusautomobile.ru

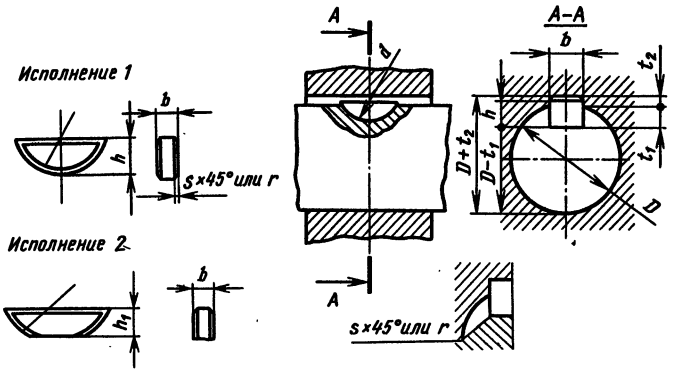
4. Примеры условного обозначения шпонок: исполнение 1, сечение $b \times h = 18 \times 11$, длина 100 мм:

Шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360–78

То же, исполнение 2:

Шпонка 2 – 18×11×100 ГОСТ 23360–78

11.8. Шпонки сегментные (по ГОСТ 24071–80, с сокращениями – в стандарте диапазон диаметров вала D от 3 до 38 мм)



Размеры, мм

Диаметр вала D	Размеры шпонки $b \times h \times d$	Глубина паза		Фаска $s \times 45°$ или радиус r
		вала t_1	втулки t_2	
Св. 10 до 12	3 × 6,5 × 16	5,3	1,4	0,08–0,16
Св. 12 до 14	4 × 6,5 × 16	5,0	1,8	0,16–0,25
» 14 » 16	4 × 7,5 × 19	6,0	1,8	
» 16 » 18	5 × 6,5 × 16	4,5	2,3	
» 18 » 20	5 × 7,5 × 19	5,0	2,3	
» 20 » 22	5×9×22	7,0	2,3	
» 22 » 25	6×9×22	6,5	2,8	
» 25 » 28	6×10×25	7,5	2,8	
Св. 28 до 32	8×11×28	8,0	3,3	0,25–0,40
» 32 » 38	10×13×32	10,0	3,3	

Примечания: 1. Условное обозначение сегментной шпонки исполнения 1 сечением $b \times h = 5 \times 6,5$ мм:

Шпонка 5×6,5 ГОСТ 24071–80

То же, исполнения 2 сечением $b \times h_1 = 5 \times 5,2$:

Шпонка 2 – 5×5,2 ГОСТ 24071–80

2. Материал шпонок – сталь чистотянутая с $\sigma_в \geqslant 590$ МПа.

3. В зависимости от принятой базы обработки и измерения на рабочем чертеже должен указываться один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $D - t_1$, для втулки $D + t_2$.

rusautomobile.ru

Выбранную шпонку проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t)l_р} < [\sigma]_{см},$$

где T – передаваемый момент, Н·мм; d – диаметр вала, м; $l_р$ – рабочая длина шпонки, мм; при скругленных концах $l_р = l - b$ – ширина шпонки, мм; $[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение смятия: при стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma]_{см} = 800 \div 1200$ МПа; при чугунной – вдвое меньше. В случае неравномерной или ударной нагрузки $[\sigma]_{см}$ на 25–40% ниже.

Если расчетное напряжение смятия будет значительно ниже допускаемого, можно взять шпонку на номер меньше и проверить ее. Если же оно превысит допускаемое, следует поставить две шпонки (обычно под углом 180°) того же сечения или на номер меньше. При проверке считают, что каждая шпонка передает половину вращающего момента.

Сегментную шпонку проверяют на срез, а соединение – на смятие:

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dlb} \leqslant [\tau]_{ср}; \quad \sigma_{см} = \frac{2T}{dl(h-t)} \leqslant [\sigma]_{см}.$$

Значения $[\sigma]_{см}$ принимают такие же, как и для призматических шпонок; при спокойной нагрузке допускаемое напряжение на срез $[\tau]_{ср} = 900$ МПа, а в случае неравномерной или ударной нагрузки $[\tau]_{ср}$ снижают на 30–40%.

Шлицевые соединения обладают рядом преимуществ по сравнению со шпоночными: они лучше центрируют насаживаемые на вал детали, вызывают меньшую концентрацию напряжений в сечении вала; при динамических и переменных нагрузках шлицевые валы прочнее валов со шпоночными пазами.

В табл. 11.9 и 11.10 приведены данные о прямобочных и эвольвентных шлицевых соединениях.

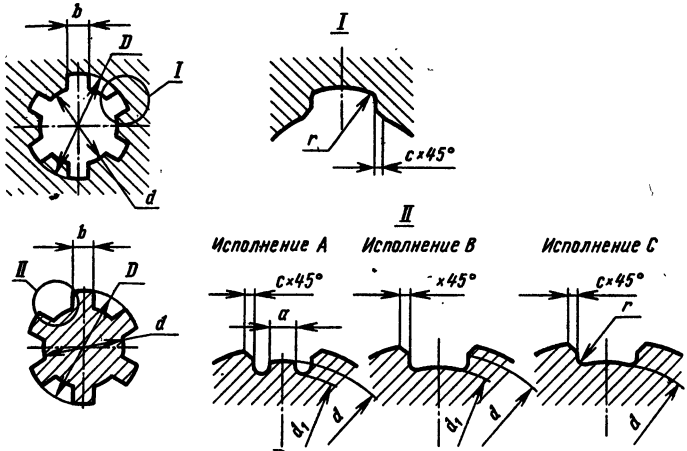
Проверку шлицевых соединений выполняют на смятие рабочих граней шлицев и на износ по формулам

$$\sigma_{см} = \frac{T}{S_F l} \leqslant [\sigma]_{см}; \quad \sigma_{изн} = \frac{T}{S_F l} \leqslant [\sigma]_{изн},$$

где T – расчетный крутящий момент, Н·мм; S_F – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала, мм^3/мм (см. табл. 11.9); l – рабочая длина соединения, мм.

rusautomobile.ru

11.9. Соединения шлицевые прямобочные (по ГОСТ 21425–75 и ГОСТ 1139–80)



Размеры, мм

Число зубьев z	d	D	b	d_1, не менее	a, не менее	c	r, не более	S_F, мм³/мм
Легкая серия								
6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	0,2	66
	26	30	6	24,6	3,85			118
	28	32	7	26,7	4,03			126
8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	0,3	163
	36	40	7	34,5	3,46			182
	42	46	8	40,4	5,03			211
	46	50	9	44,6	5,75			230
8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	0,5	440
	56	62	10	53,6	6,38			472
	62	68	12	59,8	7,31			520
10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	0,5	750
	82	88	12	79,3	8,62			850
	92	98	14	89,4	10,08			950
	102	108	16	99,9	11,49			1050
	112	120	18	108,8	10,72			1740
Средияя серия								
6	11	14	3	9,9	–	0,3	0,2	34
	13	16	3,5	12,0	–			39
	16	20	4,0	14,5	–			76

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 11.9

Число зубьев z	d	D	b	d_1, не менее	a, не менее	c	r, не более	S_F, мм^3/мм
6	18	22	5,0	16,7	–			84
	21	25	5,0	19,5	1,95			97
	23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	0,2	145
	26	32	6,0	23,4	1,65			191
	28	34	7,0	23,9	1,70			205
8	32	38	6,0	29,4	–			308
	36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	0,3	343
	42	48	8,0	39,5	2,57			396
	46	54	9,0	42,7	–			600
	52	60	10,0	48,7	2,44			672
	56	65	10,0	52,2	2,50	0,5	0,5	854
	62	72	12,0	57,8	2,40			1072
10	72	82	12,0	67,4	–			1540
	82	92	12,0	77,1	3,0			1740
	92	102	14,0	87,3	4,5	0,5	0,5	1940
	102	112	16,0	97,7	6,3			2140
	112	125	18,0	106,3	4,4			3260
Тяжелая серия								
10	16	20	2,5	14,3	–			126
	18	23	3,0	15,6	–			195
	21	26	3,0	18,5	–	0,3	0,2	223
	23	29	4,0	20,3	–			312
	26	32	4,0	23,0	–			319
	28	35	4,0	24,4	–			426
	32	40	5,0	28,0	–	0,4	0,3	576
	36	45	5,0	31,3	–			749
	42	52	6,0	36,9	–			978
	46	56	7,0	40,9	–	0,5	0,5	1020
16	52	60	5,0	47,0	–			1340
	56	65	5,0	50,6	–	0,5	0,5	1690
	62	72	6,0	56,1	–			2140
	72	82	7,0	65,9	–			2460
20	82	92	6,0	75,6	–			3480
	92	102	7,0	85,5	–	0,5	0,5	3880
	102	115	8,0	94,0	–			5970
	112	125	9,0	104,0	–			6520

Примечания: 1. Исполнение *A* дано для изготовления валов соединений легкой и средней серий методом обкатывания. Валы соединений тяжелой серии методом обкатывания не изготовляют.

2. Шлицевые валы исполнений *A* и *C* изготовляют при центрировании по внутреннему диаметру, исполнения *B* – при центрировании

rusautomobile.ru

по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев.

3. Пример условного обозначения соединения при $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой $H7/e8$ и по размеру $b - D9/f8$:

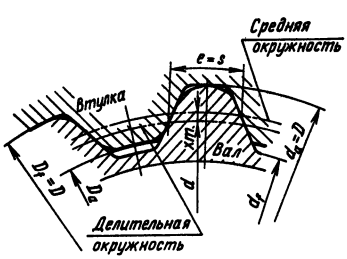
$$d - 8 \times 36\ H7/e8 \times 40\ H12/a11 \times 7D9/f8.$$

Для соединений при постоянном режиме, расчетном числе циклов 10^8 и жестком закреплении зубчатого колеса на шлицевом валу $[\sigma]_{см} = \sigma_т/n$, где n – коэффициент запаса прочности; для незакаленных рабочих поверхностей $n = 1{,}25$; для закаленных $n = 1{,}4$.

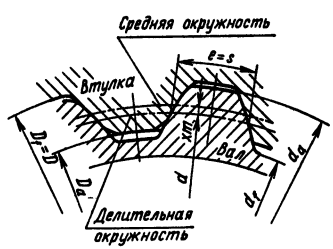
Значения $[\sigma]_{изн}$, МПа, при неограниченном числе циклов нагружения и работе соединения без износа принимают в зависимости от термообработки шлицев: для улучшенных $[\sigma]_{изн} = 0{,}032\ HB$; закаленных $[\sigma]_{изн} = 0{,}3\ HRC$; цементованных $[\sigma]_{изн} = 0{,}4\ HRC$.

11.10. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30° (по ГОСТ 6033–80)

Центрирование по наружному диаметру



Центрирование по боковым поверхностям зубьев



Обозначения: D – номинальный диаметр; d – диаметр делительной окружности ($d = mz$); D_f – диаметр окружности впадин втулки (при плоской форме дна $D_f = D$; при закругленной $D_f = D + 0{,}44\ m$); d_f – диаметр окружности впадин вала (при плоской форме дна $d_{f\max} = D - 2{,}2m$, при закругленной форме $d_{f\max} = D - 2{,}76m$); d_a – диаметр окружности вершин зубьев вала (при центрировании по боковым поверхностям зубьев $d_a = D - 0{,}2m$; при центрировании по наружному диаметру $d_a = D$).

Размеры, мм

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 11.10

D	Модуль *m*				
	0,8	1,25	2	3	5
	Число зубьев *z*				
10	11	–	–	–	–
12	13	–	–	–	–
15	17	–	–	–	–
17	20	12	–	–	–
20	23	14	–	–	–
25	30	18	–	–	–
30	36	22	–	–	–
35	–	26	16	–	–
40	–	30	18	–	–
45	–	34	21	–	–
50	–	38	24	–	–
55	–	–	26	17	–
60	–	–	28	18	–
65	–	–	31	20	–
70	–	–	34	22	–
75	–	–	36	24	–
80	–	–	38	25	–
85	–	–	–	27	15
90	–	–	–	28	16
95	–	–	–	30	18
100	–	–	–	32	18
110	–	–	–	35	20
120	–	–	–	38	22

Примечания: 1. В таблице приведены сведения по ГОСТ 6033–80 с сокращениями: номинальные диаметры *D* из предпочтительного 1-го ряда в интервале 10–120 мм (в стандарте 4–500 мм); соответственно модули *m* – из первого ряда в интервале 0,8–5 мм (в стандарте 0,5–10 мм).

2. Числа зубьев *z* приведены только те, которые отмечены в стандарте как предпочтительные.

rusautomobile.ru

Глава 12

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

§ 12.1. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ

При разработке конструкции подшипникового узла необходимо учитывать:

а) условия монтажа, эксплуатации и ремонта;

б) величину, направление и характер нагрузок;

в) требуемую долговечность подшипника и надежность узла, их стоимость;

г) состояние окружающей среды.

Проектирование узлов ведут в следующем порядке.

1. Намечают эскизную компоновку узла; на основании расчетной схемы ориентировочно определяют расстояние между опорами с учетом закрепленных на валу деталей.

2. На основании кинематической схемы узла и силовой характеристики механизма определяют величины и направления действующих на опоры нагрузок.

3. Намечают тип и класс точности подшипника; учитывая указанные выше факторы, определяют расчетный ресурс выбранного подшипника и сравнивают его с теоретическим.

4. Назначают посадки на сопряжения колец подшипника с валом и корпусом и выбирают способ крепления колец на посадочных поверхностях.

5. Выбирают способ смазывания и конструкцию уплотнений.

6. Окончательно оформляют конструкцию узла, обеспечивая прочность и жесткость деталей узла, соосность посадочных мест, легкость хода, надежность монтажа и демонтажа, компенсацию теплового расширения, эффективность смазывания.

§ 12.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ТИПОВ

Шарикоподшипники радиальные однорядные (рис. 12.1) могут воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала,

rusautomobile.ru

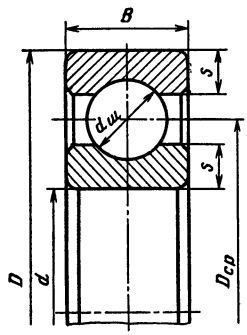


Рис. 12.1. Шариковый подшипник качения:

$D_{ср} = \frac{d + D}{2}$; $d_ш \approx 0{,}3\,(D - d)$; $s \approx 0{,}15\,(D - d) \approx d_ш/2$

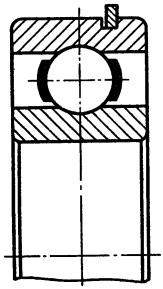


Рис. 12.2. Шариковый подшипник качения с канавкой на наружном кольце

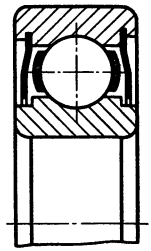


Рис. 12.3. Подшипник качения с защитными шайбами

если они не превышают 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки; по сравнению с подшипниками других типов имеют минимальные потери на трение, допускают наибольшие частоты вращения. Перекос наружных колец относительно внутренних не должен превышать 10′.

Подшипник с канавкой на наружном кольце (рис. 12.2) фиксируют в корпусе разрезным установочным кольцом. Это дает возможность осуществлять сквозную расточку отверстий корпуса под посадку наружных колец; сокращает габариты узла, так как отпадает необходимость установки крышек для осевого крепления наружного кольца.

Шарикоподшипники с шайбами (рис. 12.3) защищены от пыли и грязи; закрытые с двух сторон, подшипники не нуждаются в обслуживании, так как их заполняют на заводе-изготовителе пластичным смазочным материалом. Такие подшипники применяют там, где необходимо уменьшить габариты узла или из-за неудобств в обслуживании нежелательна установка уплотнительных устройств.

Технические характеристики радиальных шарикоподшипников представлены в приложении.

Роликовые радиальные однорядные сферические подшипники (рис. 12.4) самоустанавливаются при монтаже, компенсируют несоосность посадочных мест.

rusautomobile.ru

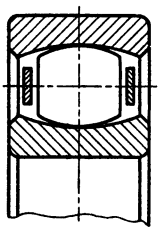


Рис. 12.4.

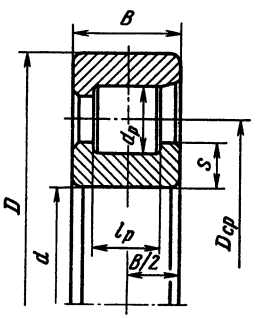


Рис. 12.4. Роликовый радиальный сферический подшипник

Рис. 12.5. Роликовый подшипник качения (с короткими цилиндрическими роликами):

$D_{ср} = \frac{D+d}{2}$; $d_р = 0{,}25\,(D-d)$; $s = (0{,}15 \div 0{,}16)\,(D-d)$; $l_р \approx d_р$; $l_р \approx 1{,}5d_р$ – для № 42600

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами однорядные (рис. 12.5) применяют в опорах жестких коротких валов. Они воспринимают значительные радиальные нагрузки; кратковременные незначительные осевые нагрузки; могут фиксировать вал в осевом направлении. Конструктивные разновидности этих подшипников зависят от наличия и расположения бортов на наружных и внутренних кольцах. Подшипники без бортов на наружном или внутреннем кольце (плавающая опора) дают возможность валу перемещаться относительно корпуса в осевом направлении. Данные роликоподшипники очень чувствительны к перекосам внутренних колец относительно наружных.

Технические характеристики подшипников представлены в приложении.

Игольчатые роликоподшипники (рис. 12.6) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца недопустим, так как это ведет к нарушению линейного контакта игл с дорожками качения. Подшипники весьма чувствительны к прогибам валов и несоосности посадочных мест. Для максимального уменьшения радиальных размеров опор при высокой грузоподъемности применяют роликоподшипники без колец. Свободные иглы без сепаратора или иглы, заключенные в сепаратор, перекатываются соответственно по обработанным поверхностям вала и корпуса. Однако для этого

rusautomobile.ru

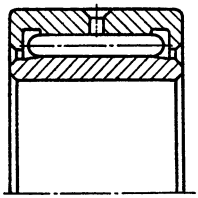


Рис. 12.6. Игольчатый роликовый подшипник качения

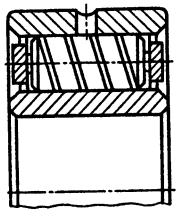


Рис. 12.7. Роликоподшипник с витыми роликами

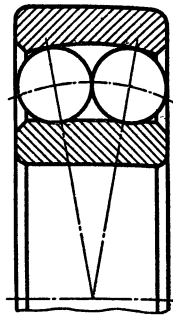


Рис. 12.8. Сферический шариковый подшипник качения

необходимо обработать дорожки качения с соответствующей точностью ($HRC \geqslant 60$).

Бессепараторные подшипники имеют относительно высокие потери на трение между иглами, и поэтому допустимые частоты вращения у этих подшипников значительно ниже, чем у подшипников с сепараторами.

Игольчатые подшипники применяют в опорах, ограниченных по размерам в радиальном направлении, несущих постоянную или переменную нагрузку при полном вращении, колебательном движении или в статическом состоянии.

Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами (рис. 12.7) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, в том числе и ударного характера, при небольших частотах вращения.

Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические (рис. 12.8) воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки; фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны; благодаря сферической дорожке на внутренней поверхности наружного кольца подшипники самоустанавливаются, допускают перекосы (2 – 3°) осей вала и отверстия корпуса. Подшипники с коническими отверстиями и закрепительными втулками (рис. 12.9) устанавливают на гладкие валы без заплечиков.

Применяют для многоопорных валов трансмиссий, где возможны значительные прогибы; для узлов, в которых технологически трудно обеспечить строгую соосность посадочных мест (при растачивании отверстий в корпусах не за один проход, при установке подшипников в отдельно стоящих корпусах).

rusautomobile.ru

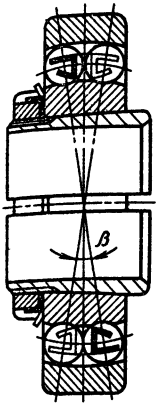


Рис. 12.9. Сферический шариковый подшипник качения с закрепительной втулкой

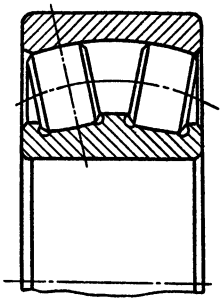


Рис. 12.10. Сферический роликоподшипник

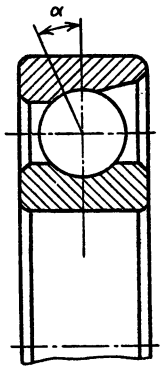


Рис. 12.11. Радиально-упорный шариковый подшипник качения

Технические характеристики представлены в приложении.

Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические (рис. 12.10) могут воспринимать радиальные нагрузки и одновременно осевую нагрузку, действующую в обоих направлениях и не превышающую 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Обладают более высокой грузоподъемностью, чем сферические шарикоподшипники. Допускают перекос оси внутреннего кольца относительно оси наружного до 3°.

Подшипники применяют в узлах тяжело нагруженных многоопорных и двухопорных валов, подверженных значительным прогибам.

Шарикоподшипники радиально-упорные (рис. 12.11) предназначены для восприятия комбинированной (радиальной и односторонней осевой) нагрузки. Для фиксации вала в обе стороны их устанавливают попарно.

Допускаемая осевая нагрузка зависит от угла контакта α; с увеличением этого угла она возрастает за счет радиальной; при этом несколько снижаются допускаемые частоты вращения. Шарикоподшипники данного типа изготовляют с углом $\alpha = 12$, $\alpha = 26$ и $\alpha = 36°$.

Технические данные приведены в приложении.

rusautomobile.ru

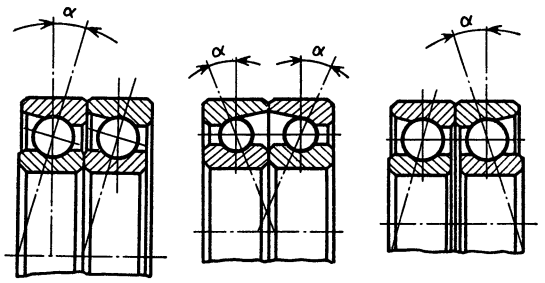


Рис. 12.12. Сдвоенные радиально-упорные подшипники качения

Шарикоподшипники радиально-упорные сдвоенные (рис. 12.12) предназначены для восприятия комбинированных радиальных и осевых нагрузок. Выпускают такие подшипники трех видов:

а) широкий торец наружного кольца одного подшипника касается узкого торца наружного кольца другого подшипника (рис. 12.12, *а*); такие подшипники воспринимают значительную одностороннюю осевую нагрузку; иногда комплект состоит из трех или четырех однорядных подшипников; их применяют в узлах с большими односторонними осевыми усилиями при высоких частотах вращения;

б) наружные кольца обращены друг к другу узкими торцами (рис. 12.12, *б*); подшипники воспринимают двусторонние осевые и радиальные нагрузки; точки пересечения линии действия с осевой линией находятся на сравнительно небольшом расстоянии, поэтому жесткость данной опоры сравнительно небольшая;

в) наружные кольца обращены друг к другу широкими торцами (рис. 12.12, *в*); в этом случае точки пересечения линии действия с осевой линией расположены на сравнительно большом расстоянии и поэтому опора имеет повышенную жесткость (по сравнению с предыдущей схемой); опора может воспринимать комбинированные (двусторонние осевые и радиальные) нагрузки.

Сдвоенные подшипники устанавливают с предварительным натягом, который устраняет осевую и радиальную игру вала, увеличивает грузоподъемность комплекта подшипников, их точность, жесткость и ресурс. Подшипники одного комплекта не взаимозаменяемы с подшипниками другого комплекта того же типа.

rusautomobile.ru

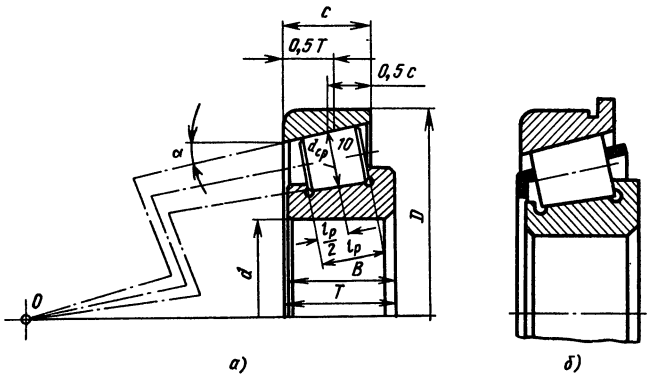


Рис. 12.13. Радиально-упорный роликовый подшипник качения:
а – с гладким наружным кольцом; *б* – с упорным бортом на наружном кольце; $d_{cp} \approx 0{,}25\,(D - d)$; $l_p \approx d_{cp} + (2 \div 3)$ мм – для № 7200, 7300; $l_p \approx (1{,}6 \div 1{,}8)\,d_{cp}$ – для № 7500; $l_p \approx 2d_{cp}$ – для № 7600; $\alpha \cong 10 \div 26°$; *C*, *B*, *T*, *d*, *D* – из табл. П20 и др.

Роликоподшипники радиально-упорные однорядные (рис. 12.13) воспринимают одновременно действующие радиальные и односторонние осевые нагрузки. Скоростные характеристики значительно ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами. От угла конусности α зависит способность подшипников воспринимать осевые нагрузки. При увеличении угла α осевая грузоподъемность возрастает за счет радиальной. При действии чисто радиальной нагрузки в подшипнике возникает осевая составляющая, которую необходимо компенсировать действием осевой нагрузки противоположного направления; поэтому для фиксации вала в обе стороны подшипники устанавливаются попарно. Подшипники допускают регулирование осевой игры и радиального зазора; перекос вала относительно оси конуса недопустим. На рис. 12.13, *б* показан подшипник с упорным буртом на наружном кольце.

Технические характеристики подшипников некоторых типов даны в приложении.

Двухрядные радиально-упорные конические роликоподшипники (рис. 12.14) фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны, воспринимают радиальные и двусторонние осевые нагрузки; при монтаже не требуется регулировка. Большие зазоры, возникающие в процессе эксплуатации, уменьшают подшлифовкой дистанционных колец. Допустимая радиальная нагрузка этих подшипников примерно на 70% выше, чем у соответствующего однорядного подшипника.

rusautomobile.ru

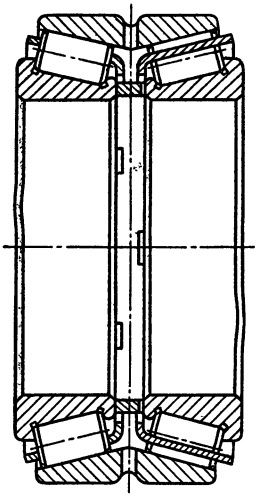


Рис. 12.14. Роликоподшипник конический двухрядный

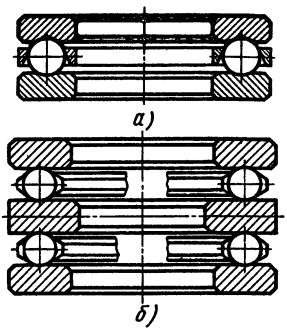


Рис. 12.15. Упорные шариковые подшипники:
а – однорядный; *б* – двухрядный

Шарикоподшипники упорные (рис. 12.15) предназначены для восприятия только осевых нагрузок; подшипники (рис. 12.15, *а*) воспринимают осевые нагрузки одного направления. Двойные подшипники (рис. 12.15, *б*) воспринимают осевые нагрузки в обоих направлениях. Упорные подшипники не рекомендуется ставить на горизонтальных валах.

Характеристики подшипников некоторых типов даны в приложении.

§ 12.3. КОМПОНОВКА ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Во избежание заклинивания тел качения при температурных удлинениях вала применяют две основные схемы.

I. Установка подшипников с фиксированной и «плавающей» опорой (рис. 12.16 – 12.21).

II. Установка подшипников с осевой фиксацией «враспор» (рис. 12.22 – 12.27).

По схеме I в одной опоре устанавливают подшипник, фиксирующий положение вала относительно корпуса в обоих направлениях (см. рис. 12.16); его жестко закрепляют в осевом направлении как на валу, так и в расточке корпуса (опора *А*). Внутреннее кольцо другого подшипника жестко закреплено на валу, а внешнее кольцо в корпусе не закреплено (плавающая опора *Б*).

rusautomobile.ru

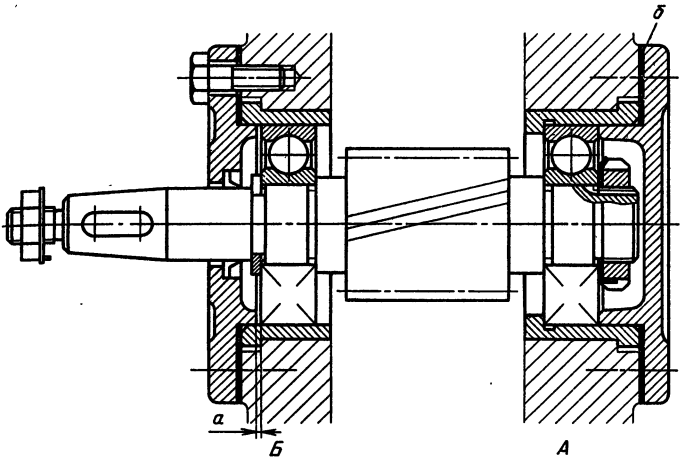


Рис. 12.16

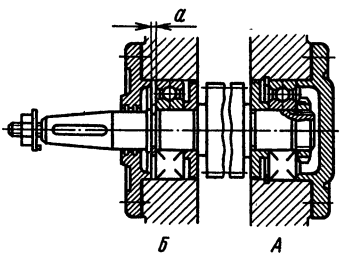


Рис. 12.17

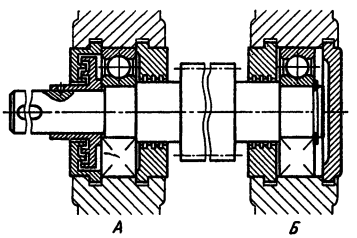


Рис. 12.18

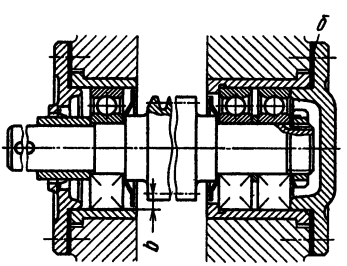


Рис. 12.19

rusautomobile.ru

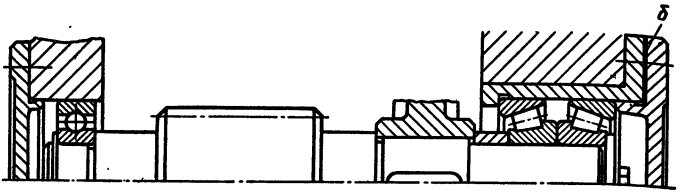


Рис. 12.20

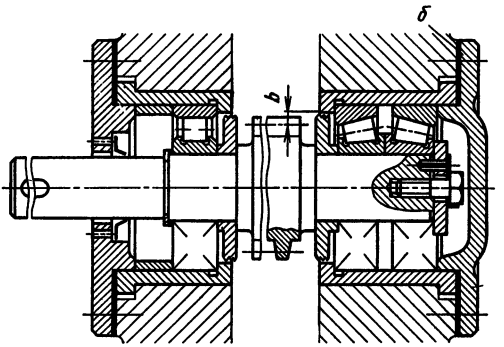


Рис. 12.21

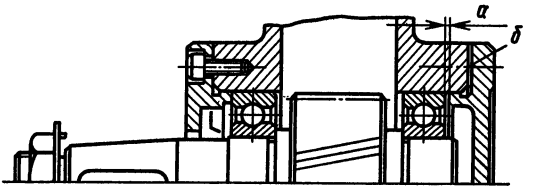


Рис. 12.22

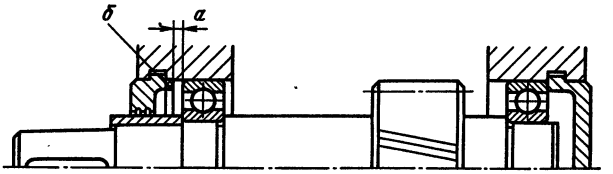


Рис. 12.23

rusautomobile.ru

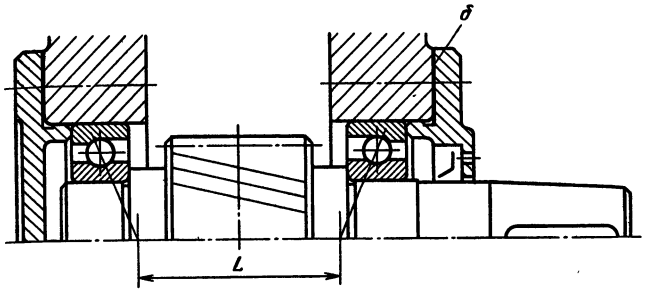


Рис. 12.24

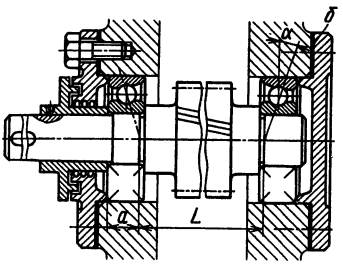


Рис. 12.25

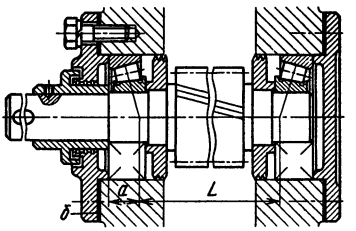


Рис. 12.26

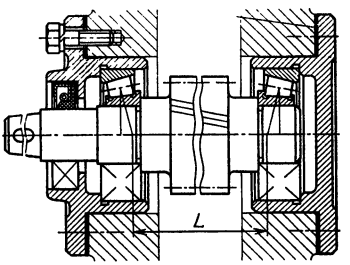


Рис. 12.27

Фиксирующая опора *А* воспринимает радиальную и двустороннюю осевые нагрузки, а плавающая *Б* – только радиальную.

Для свободного перемещения плавающего подшипника вдоль оси необходимо выбрать посадку наружного кольца в корпус с зазором и обеспечить соответствующий зазор (*а*) между торцами наружного кольца подшипника и бортом крышек или упорных заплечиков корпуса. Плавающим обычно выполняют тот подшипник, который воспринимает меньшую радиальную нагрузку. При схеме I несколько усложняется крепление фиксирующего подшипника и снижается жесткость опор.

rusautomobile.ru

Для увеличения жесткости в фиксирующей опоре ставят два однорядных или один сдвоенный подшипник (см. рис. 12.19 – 12.21). Наружные кольца подшипников в фиксирующей опоре закрепляют в корпусе, а внутреннее – на валу; подшипник плавающей опоры может свободно перемещаться вдоль оси (его внутреннее кольцо закреплено на валу). Такую схему применяют в цилиндрических, конических и особенно в червячных редукторах.

По схеме II торцы наружных колец подшипников упираются в торцы крышек, а торцы внутренних колец – в буртики вала (см. рис. 12.22, 12.23). Чтобы исключить защемление тел качения от температурных деформаций, между торцами наружных колец и крышек оставляют зазор a, несколько превышающий тепловое удлинение

$$\Delta l = \alpha (t_1 - t_0) L,$$

где $\alpha = 1{,}13 \cdot 10^{-5}$ – коэффициент термического расширения стали; t_0 – начальная температура вала и корпуса, °С; t_1 – рабочая температура вала и корпуса; L – расстояние между серединами опор, мм.

Величину зазора a устанавливают опытным путем (при обычном перепаде температур вала и окружающей среды принимают $a \approx 0{,}2 \div 0{,}5$ мм).

Требуемый осевой зазор создают с помощью набора мерных прокладок между торцовыми поверхностями корпуса и крышками. Схема II имеет ряд преимуществ: корпус может быть выполнен со сквозной расточкой, с одной установки, без уступов, заплечиков и стаканов, что обеспечивает большую точность посадочных мест; число деталей в узле сокращается; удобны и просты монтаж и регулировка узла.

К числу недостатков схемы следует отнести: возможность защемления тел качения при больших температурных деформациях и необходимость назначения более жестких допусков на линейные размеры.

В узле по рис. 12.23 подшипники крепят закладными крышками; зазор регулируют компенсаторным кольцом *б*. Схему II – с осевой фиксацией «враспор» – можно рекомендовать для валов со сравнительно небольшим расстоянием между опорами ($L \leqslant 350$ мм) при невысоких температурах. В ней широко используют подшипники регулируемых типов (радиально-упорные шариковые или роликовые). Их, как правило, ставят парами – по одному в каждую из двух опор вала, либо два в одной опоре.

rusautomobile.ru

При установке этих подшипников без предварительного натяга схема II допускает регулирование осевых зазоров при монтаже опор и в процессе их эксплуатации; осевые зазоры должны быть такими, чтобы тепловое удлинение вала полностью их не выбирало. Конструкции опор с радиально-упорными шарикоподшипниками представлены на рис. 12.24, 12.25, а с коническими роликоподшипниками – на рис. 12.26, 12.27. Такие опоры фиксируют положение вала в осевом направлении в обе стороны. Осевой зазор регулируют комплектом металлических прокладок толщиной каждая 0,1 – 0,5 мм, устанавливаемых между корпусом (стаканом) и крышкой. Радиально-упорные подшипники с углами контакта $\alpha = 26 \div 36°$, установленные в опорах на больших расстояниях, значительно сложнее регулировать. Поэтому в схеме II устанавливают обычно радиально-упорные подшипники с углом контакта $\alpha \leqslant 18°$. Жесткость опор с радиально-упорными подшипниками в значительной степени зависит от схемы установки их в узле.

В опоре (рис. 12.28, *а*) за счет увеличения базового размера *L* жесткость узла больше, чем узла по рис. 12.28, *б*. Наружные кольца подшипников широкими торцами упираются в уступы стакана; регулируют подшипники гайкой *1*, перемещающей внутреннее кольцо левого подшипника вдоль оси вала (посадка кольца на вал должна быть подвижной). После регулировки гайку стопорят шайбой *2*. При значительных осевых нагрузках переменного направления в сочетании с радиальными и большом температурном удлинении вала радиально-упорные подшипники по схеме «враспор» устанавливать не рекомендуется. В таких случаях можно конструировать узел с двойным упорным шарикоподшипником в сочетании с плавающим радиальным (рис. 12.29) или с роликоподшипниками без бортов на наружном кольце.

Осевой зазор двойных упорных подшипников необходимо регулировать особенно тщательно; это выполняют с помощью комплекта металлических прокладок *б* (см. рис. 12.29) между

Рис. 12.28

rusautomobile.ru

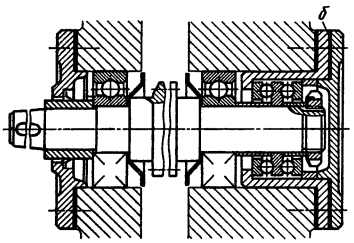


Рис. 12.29

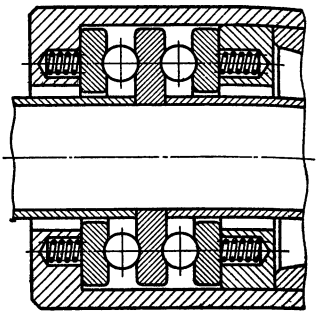
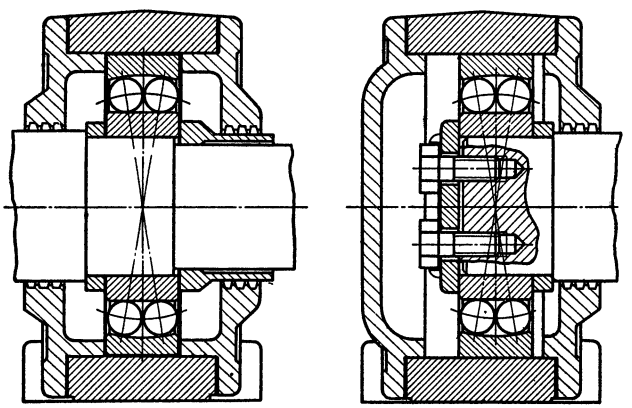


Рис. 12.30

торцом крышки и стаканом (корпусом). Под действием осевой нагрузки переменного направления один ряд упорного подшипника нагружается, а другой разгружается; возникает осевой зазор. Шарики под действием центробежной силы проскальзывают в беговых дорожках, что повышает нагрев и износ подшипников. В связи с этим упорные подшипники не рекомендуется устанавливать на скоростных горизонтальных валах. В некоторых конструкциях упорные подшипники поджимают пружинами (рис. 12.30), что несколько уменьшает указанные недостатки.

В опорах, расположенных в отдельно стоящих корпусах, необходимо применять сферические подшипники (рис. 12.31).



а) *б)*

Рис. 12.31

rusautomobile.ru

При наличии длинных валов один подшипник (рис. 12.31, *а*) закрепляют в осевом направлении на валу и в корпусе, а другой (рис. 12.31, *б*) делают плавающим.

§ 12.4. КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛУ И В КОРПУСЕ

Способы крепления подшипников на валу и в корпусе выбирают в зависимости от величины и направления действующих нагрузок, частоты вращения, условия монтажа и демонтажа и др. Вращающиеся кольца подшипников не должны проворачиваться относительно посадочных поверхностей. Это достигается соответствующей посадкой, гарантирующей натяг.

Некоторые способы крепления внутренних колец представлены на рис. 12.32 – 12.35. На рис. 12.32 кольцо посажено на вал с гарантированным натягом до упора в буртик; способ обеспечивает одностороннее осевое крепление вала; на рис. 12.33, *а* показано крепление буртиком вала и упорным стопорным пружинным кольцом *1* прямоугольного сечения. Для улучшения контакта подшипника с пружинным кольцом и удобства монтажа и демонтажа устанавливают компенсаторное кольцо *2* (рис. 12.33, *б*). Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках.

Крепление внутреннего кольца на гладком валу двумя плоскими пружинными стопорными кольцами показано на рис. 12.34.

Способ крепления, показанный на рис. 12.35, надежен. Кольцо поджимают к буртику вала гайкой со стопорной шайбой, внутренний выступ которой входит в паз вала, а наружный отгибается в один из пазов гайки.

На рис. 12.36 показано крепление подшипника на валу плоской торцовой шайбой. На рис. 12.37, *а* внутреннее кольцо закреплено корончатой гайкой с шайбой и шплинтом; этот способ крепления применяют при действии больших осевых

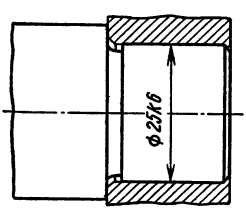


Рис. 12.32

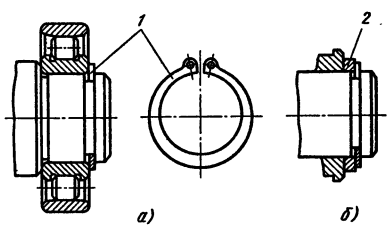


Рис. 12.33

rusautomobile.ru

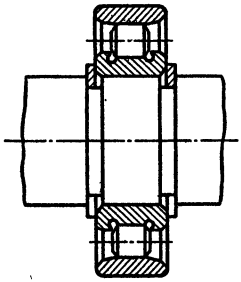


Рис. 12.34

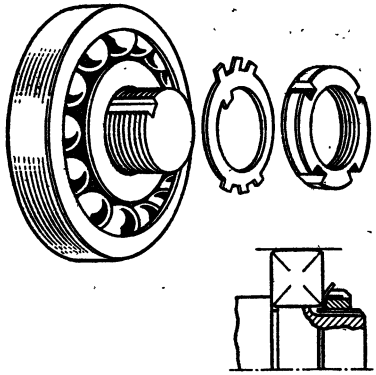


Рис. 12.35

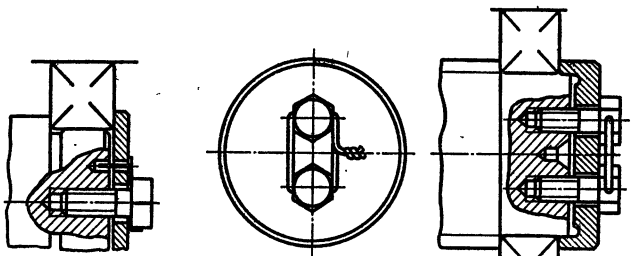


Рис. 12.36. Крепление подшипника на валу:
а – торцовой шайбой с одним винтом; *б* – торцовой шайбой с двумя винтами

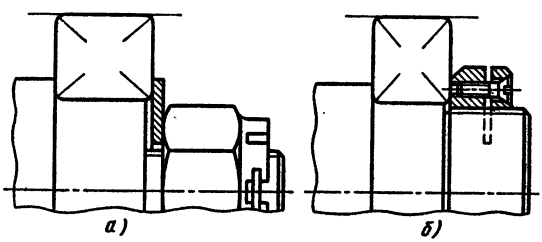


Рис. 12.37

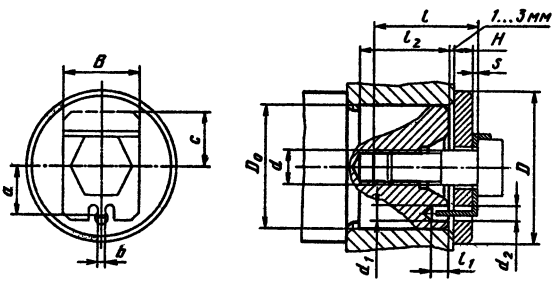
rusautomobile.ru

ударных нагрузок. На рис. 12.37, *б* внутреннее кольцо прижимается к буртику вала резьбовым кольцом с прорезью.

Способы крепления наружных колец даны на рис. 12.38. Размеры элементов крепления приведены в табл. 12.1 – 12.7.

Способы регулирования зазоров (табл. 12.8, 12.9) показаны на рис. 12.39.

12.1. Торцовое крепление внутреннего кольца подшипника одним винтом



Размеры, мм

Вал					Шайба торцовая			Планка стопорная				Винт	
D_0	a	d_1	$l_{1наим}$	$l_{2наим}$	D	H	d_2	B	$b_{наиб}$	c	S	d	l
30	10	5	5	25	40	5	5	25	4,5	13	0,8	8	25
35					45								
40	15				50	5		30		17	1,0	10	32
45					55								
50													
55	20	6	6	32	60	8	6	35	5,5	21	2,5	12	42
60					65								
65					70								
70					80								
75					85							16	
80					90								
85					100								
90					105								

Примечание. Материал шайбы – сталь Ст3, стопорной планки – сталь Ст2.

rusautomobile.ru

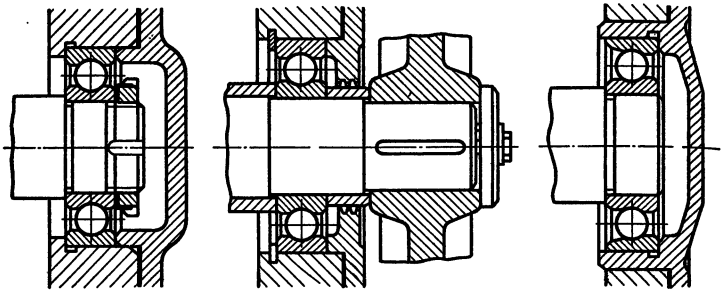
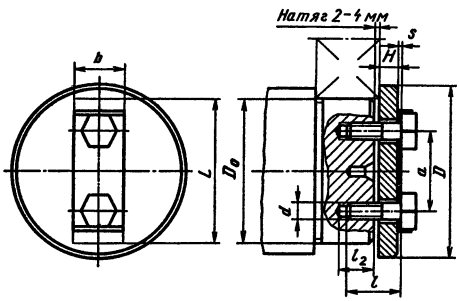


Рис. 12.38. Крепление наружных колец:
а – заплечиком в корпусе с крышкой; *б* – выступом крышки; *в* – крышкой-стаканом

12.2. Торцовое крепление внутреннего кольца подшипника двумя винтами



Размеры, мм

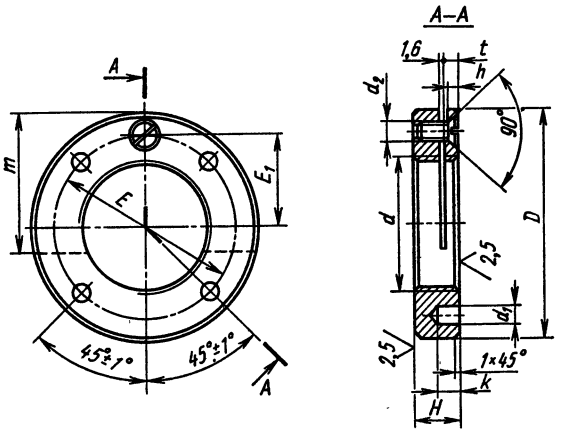
Вал			Шайба торцовая		Стопорная планка			Винт	
D_0	a	$l_{2наим}$	D	H	b	L	S	d	l
105 110 120	60	30	120 130 140	10	35	100	1,0	16	30

Примечание. Материал шайбы – сталь Ст3, стопорной планки – Ст2.

rusautomobile.ru

12.3. Гайки с контрящим винтом (по ГОСТ 12460–67)

Rz 40



Размеры, мм

d	D	E	H	d_1	k	d_2	E_1	h	t	m	Винт по ГОСТ 17475–72
16×1,5	36	24	10	3,5	4	M4	13	1,7	2,5	22	M4×8
18×1,5	38	24					14			22	
20×1,5	40	27					15			24	
22×1,5	42	30		4	5		16			25	
24×1,5	45	34					17			28	
27×1,5	48	34					19			30	
30×1,5	52	38	12	4,5	6	M5	20	2,2	3	32	M5×10
33×1,5	55	42					22			34	
36×1,5	60	48					24			36	
39×1,5	63	48					25			38	
42×1,5	65	56		5,5	7		27			40	
45×1,5	70	56					28			42	
48×1,5	75	64					30			45	
52×1,5	80	64					33			48	
56×2	85	72		6,5	8		35			50	M6×14
60×2	90	72					38			55	

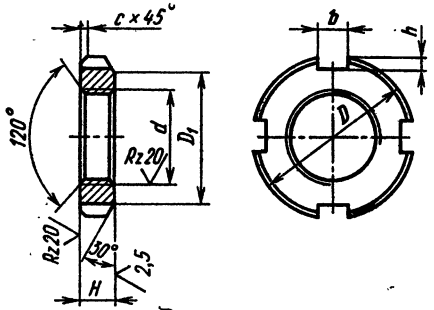
Примечание. Материал – сталь 45. Твердость *HRC* 30–35. Технические требования – по ГОСТ 1759–70. Обозначение гайки в сборе с винтом:

Гайка 7003–0134 ГОСТ 12460–67

rusautomobile.ru

12.4. Круглые гайки шлицевые (по ГОСТ 11871–80)

Rz 40 (√)



Размеры, мм

d	*D*	D_1	*H*	*b*	*h*
16	30	22	8	5	2,5
18	32	24		5	2,5
20	34	27		5	2,5
22	38	30	10	5	2,5
24	42	34			
27	45	34			
30	48	39			
33	52	42	10	6	3
36	55	48			
39	60	48			
42	65	56			
45	70	56	10	6	3
48	75	64	12	8	4
52	80	64	12	8	4
56	85	72	12	8	4
60	90	72	12	8	4
64	95	80	12	8	4
68	100	80	15	10	5
72	105	90	15	10	5
76	110	90	15	10	5
80	115	100	15	10	5

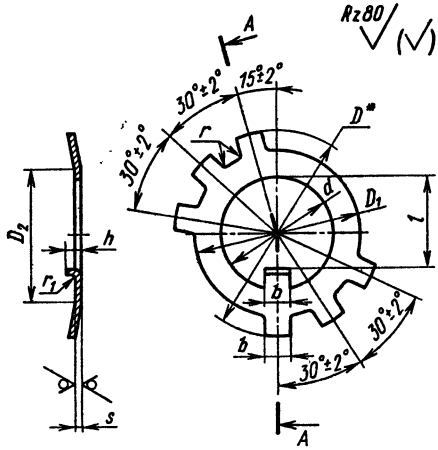
Примечание. При $d = 16 \div 52$ мм шаг резьбы равен 1,5 мм; $c = 1$ мм. При $d \geqslant 56$ мм шаг резьбы равен 2 мм; $c = 1{,}6$ мм.

Пример обозначения гайки нормальной точности диаметром $d = 64$ мм, с шагом резьбы 2 мм, с полем допуска 6*H*, из стали 35Х с покрытием 01 толщиной 9 мкм

Гайка М64 × 2.6Н.35Х.019 ГОСТ 11871–73

rusautomobile.ru

12.5. Стопорные многолапчатые шайбы (по ГОСТ 11872–80)



Размеры, мм

Диаметр резьбы	d	D	D_1	b	h	l	s
16	16,5	32	22	4,8	3	13	
18	18,5	34	24	4,8	4	15	1
20	20,5	37	27	4,8	4	17	
22	22,5	40	30	4,8	4	19	
24	24,5	44	33	4,8	4	21	
27	27,5	47	36	4,8	5	24	
30	30,5	50	39	4,8		27	1
33	33,5	54	42	5,8	5	30	1,6
36	36,5	58	45	5,8		33	1,6
39	39,5	62	48	5,8		36	1,6
42	42,5	67	52	5,8	5	39	
45	45,5	72	56	5,8	5	42	
48	48,5	77	60	7,8	5	45	
52	52,5	82	65	7,8	6	49	
56	57	87	70	7,8		53	
60	61	92	75	7,8	6	57	
64	65	97	80	7,8		61	1,6
68	69	102	85			65	
72	73	107	90			69	
76	77	112	95	9,5	7	73	
80	81	117	100			76	

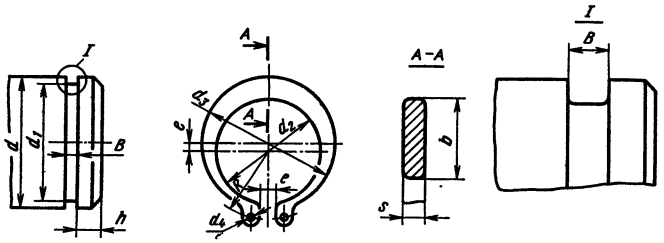
Примечание. Радиус $r = 0,5$ при $d = 16 \div 45$ и $r = 0,8$ при $d = 48 \div 80$.

Пример обозначения стопорной многолапчатой шайбы для круглой шлицевой гайки с диаметром резьбы 64 мм из материала группы 01 с покрытием 05:

Шайба 64.01.05 ГОСТ 11872–80

rusautomobile.ru

12.6. Наружные эксцентрические кольца для крепления подшипников на валу (по ГОСТ 13942—80)



Размеры, мм

d вала	Канавка			Кольцо эксцентрическое							
	d_1	B	h наим.	s	d_2	d_3	d_4	b	l	R	e
12	11,3	1,2	1,1	1,0	11,0	14,4	1,7	2,2		7,6	0,5
15	14,1	1,2	1,4	1,0	13,8	17,4	1,7	2,4		9,1	0,6
17	16,0	1,4	1,5	1,2	15,7	19,7	1,7	2,6		10,1	0,6
18	16,8	1,4	1,8	1,2	16,5	20,7	2,0	2,8		10,6	0,7
20	18,6		2,1		18,2	23,0		3,2		11,5	0,8
22	20,6		2,1		20,2	25,0		3,2	3,0	12,5	0,8
24	22,5		2,3		22,1	27,5		3,6		13,6	0,9
25	23,5		2,3		23,1	28,5	2,0	3,6		14,1	0,9
		1,4		1,2							
28	26,5		2,3		25,8	31,8		4,0		15,5	1,0
30	28,5		2,3		27,8	33,8		4,0		16,5	1,0
32	30,2		2,7		29,5	36,1	2,5	4,4		18,0	1,1
34	32,2		2,7		31,4	28,0	2,5	4,4		19,0	1,1
35	33				32,2	39,6				19,4	1,2
36	34		3		33	40,6		4,9		19,8	1,2
38	36				35	42,6				20,8	1,4
40	37,5				36,5	44,7				22,1	
		1,9		1,7							
42	39,5				38,5	46,7				23,1	
			3,8				2,5	5,5			1,4
45	42,5				41,5	49,7				24,6	
48	45,5				44,5	52,7				26,1	
50	47				45,8	54,8				27,0	
52	49				47,8	56,8		6,0	6,0	28,0	1,7
55	52	2,2		2,0	50,8	59,8				29,5	
58	55				53,8	63,4				31,4	1,7
60	57		4,5		55,8	65,4		6,5		32,4	1,7
65	62				60,8	70,4	2,5	6,5		34,9	1,7
70	67	2,8		2,5	65,6	76,2	3,0	7,0		37,5	1,7
75	72				70,6	82,6	3,0	8,0		40,8	2,0

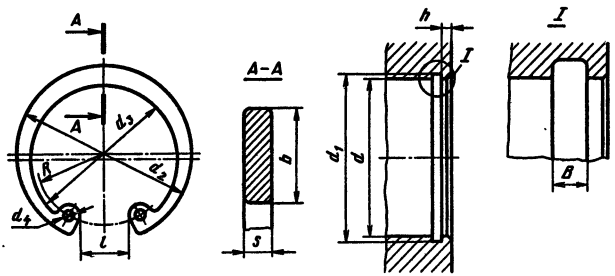
rusautomobile.ru

Продолжение табл. 12.6

d вала	Канавка			Кольцо эксцентрическое							
	d_1	*B*	*h* наим.	*s*	d_2	d_3	d_4	*b*	*l*	*R*	*e*
80	76,5	2,8	5,3	2,5	75	87,0	3,0	8,0	6,0	43,0	2,0
85	81,5	2,8		2,5	79,5	91,5		8,0		45,3	2,0
90	86,5	3,4		3,0	84,5	98,1		9,0		48,3	2,2

Примечание. Материал колец – сталь 65Г по ГОСТ 1050–74 или другие пружинные стали. Твердость колец *HRC* 45–51.

12.7. Внутренние эксцентрические кольца для крепления подшипников в корпусе (по ГОСТ 13943–80)



Размеры, мм

$d_{отв}$	Канавка			Кольцо	Кольцо эксцентрическое					
	d_1	*B*	$h_{наим}$	*s*	d_2	d_3	d_4	*b*	*l*	*R*
20	21,4	1,2	2,1	1,0	21,8	18,2	2,0	2,4	6,0	8,5
22	23,4				23,8	19,8				9,4
23	24,5	1,4	2,3	1,2	24,9	20,9		2,7	7,0	10
24	25,5				25,9	21,9				10,5
25	26,5				26,9	22,3		3,1		10,8
26	27,5				28,0	23,4				11,3
28	29,5				30,2	25,6			8	11,6
30	31,5				32,2	27,6				13,4
32	33,8		2,7		34,5	29,3	2,5	3,5	9	14,0
35	37				37,8	32,6				15,6
36	38		3,0		38,8	33,0		3,9	10	16,0
37	39				39,8	34,0				16,5
38	40				40,8	35,0				17,1

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 12.7

$d_{отв}$	Канавка			Кольцо	Кольцо эксцентрическое					
	d_1	B	$h_{наим}$	s	d_2	d_3	d_4	b	l	R
40	42,5				43,5	37,1			12	18,2
42	44,5		3,8		45,5	39,1		4,2		19,2
45	47,5				48,5	42,1				20,7
47	49,5				50,6	43,8			14	21,7
50	53				54,2	47,4		4,5		23,5
52	55				56,2	48,6				24,2
55	58				59,2	51,6				25,8
56	59	1,9			60,2	52,6	2,5		16	26,3
58	61			1,7	62,2	54,6		5,1		27,3
60	63				64,2	56,6				28,3
62	65		4,5		66,2	58,6				29,3
65	68				69,2	61,6				30,8
68	71				72,5	64,9				32,4
70	73				74,5	65,3				33,0
72	75				76,5	67,3				34,0
75	78				79,5	70,3		6,1	18	35,5
80	83,5				85,5	76,3				38,5
85	88,5				90,5	81,3				40,7
90	93,5			2,0	95,5	84,5			20	42,6
		2,2								
95	98,5		5,3		100,5	89,5	3,0	7,3		45,1
100	103,5				105,5	94,5				47,6
110	114				116	103,2		8,5	22	52
120	124				126	113,7		8,5		57,2

Примечание. Материал колец — сталь 65 Г по ГОСТ 1050—74 или другие пружинные стали. Твердость колец: *HRC* 45—51.

rusautomobile.ru

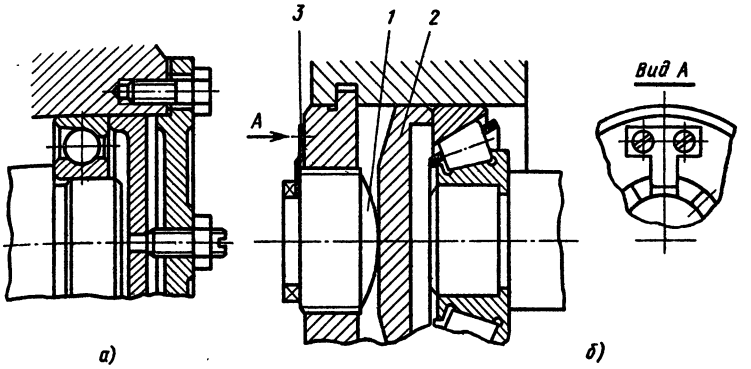


Рис. 12.39. Крепление подшипников и регулирование зазоров:
а – шайбой, винтом и контргайкой; *б* – винтом *1*, шайбой *2* и стопорной планкой *3*

12.8. Осевой зазор для радиально-упорных шарикоподшипников, мкм

Диаметр отверстия подшипника, мм		Допустимые пределы осевого зазора при угле контакта α			
		12°		26 – 36°	
Св.	До	Наим.	Наиб.	Наим.	Наиб.
–	30	30	60	20	30
30	50	30	80	20	40
50	80	40	100	30	50
80	120	50	120	30	60
120	180	80	180	40	80

12.9. Осевой зазор для конических однорядных роликоподшипников, мкм

Диаметр отверстия подшипника, мм		Допустимые пределы осевого зазора при угле контакта α			
		До 16°		25 – 29°	
Св.	До	Наим.	Наиб.	Наим.	Наиб.
–	30	20	80	20	40
30	50	40	110	20	50
50	80	60	140	30	60
80	120	80	170	40	70
120	180	110	220	50	90

Некоторые конструкции фиксирующих опор представлены на рис. 12.40. Особое внимание следует обратить на закрепление конических роликоподшипников (рис. 12.40, *б*). В этих подшипниках сепаратор выступает над торцом внутреннего кольца и не дает возможности завернуть гайку до торцовой поверхности, поэтому между шайбой и внутренним кольцом ставят промежуточное кольцо.

В опоре, где необходимо осуществить высокую точность и жесткость, подшипники устанавливают с предварительным натягом (рис. 12.41). Для радиально-упорных подшипников суммарное давление пружин должно быть больше возникаю-

rusautomobile.ru

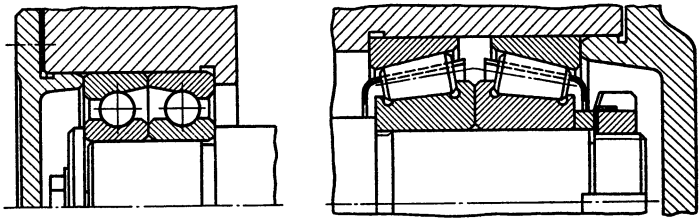


Рис. 12.40. Способы фиксации опор редукторных валов:
а – с двумя шариковыми радиально-упорными подшипниками; *б* – с роликовыми радиально-упорными подшипниками

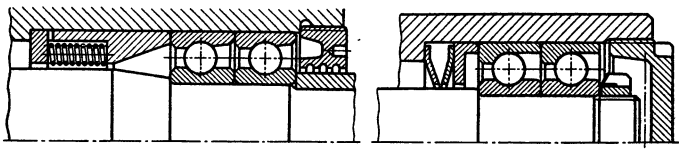


Рис. 12.41. Установка подшипников:
а – с цилиндрическими винтовыми пружинами; *б* – с тарельчатыми пружинами

щей в подшипнике осевой составляющей от радиальной нагрузки.

§ 12.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОРНЫХ УЗЛОВ РЕДУКТОРОВ

В редукторах с цилиндрическими прямозубыми колесами отсутствуют регулярные осевые усилия, однако они могут возникать случайно. Поэтому одну опору выполняют плавающей, а другую – фиксирующей.

При сравнительно небольших расстояниях между опорами (при $L = 300 \div 350$ мм) можно ставить подшипники враспор, предусмотрев необходимый осевой зазор между торцом крышки и подшипником.

На опоры редукторов с косозубыми колесами действует постоянная осевая нагрузка, возрастающая при увеличении угла наклона зубьев. Радиальные однорядные подшипники применяют в опорах, если нет больших осевых нагрузок ($F_a/F_r < 0{,}35$). При угле наклона зубьев $\beta < 9°$ можно ставить

rusautomobile.ru

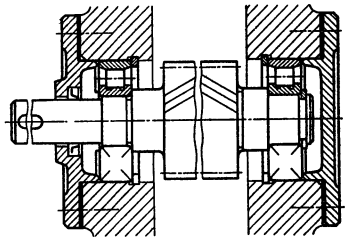


Рис. 12.42. Плавающий вал-шестерня

радиальные подшипники, а при $\beta > 9°$ – радиально-упорные шарико- или роликоподшипники.

В передачах с шевронными колесами или сдвоенными косозубыми колесами, образующими шеврон, осевые усилия отсутствуют. Однако из-за неточности изготовления и сборки в зацепление может входить только один полушеврон; в нем возникает осевая сила, стремящаяся переместить колесо с валом вдоль оси. Поэтому один из валов, обычно быстроходный, делают плавающим для самоустановки его по колесу тихоходного вала (рис. 12.42).

Ведущие валы и подшипники конических редукторов обычно монтируют в стаканах для удобства сборки и регулировки узла. Наружный диаметр шестерни $D_ш$ (см. рис. 12.28) должен быть меньше диаметра отверстия в стакане D_c. Расстояние между опорами $L \approx (2 \div 2{,}5)\,l$. Совпадение вершин начальных конусов конической зубчатой пары осуществляют осевым перемещением шестерни и колеса; осевое положение шестерни регулируют перемещением стакана вместе с валом и подшипниками и установкой калиброванных колец между корпусом редуктора и фланцем стакана.

Типичные конструкции опор при межосевом расстоянии $a_w \leqslant 180$ мм и $L \leqslant 400$ мм показаны на рис. 12.25 и 12.27. При установке радиально-упорных подшипников в распор следует учитывать температурные удлинения вала, чтобы не было защемления тел качения. Конические роликоподшипники обеспечивают бóльшую жесткость валов по сравнению с радиально-упорными шарикоподшипниками, но потери на трение в них в 3–4 раза выше. В связи с этим при больших частотах вращения червяка целесообразно применять радиально-упорные шарикоподшипники. При значительных расстояниях между подшипниками ($a_w \geqslant 180$ мм) червяки целесообразно устанавливать на два радиально-упорных подшипника, жестко закрепленных в осевом направлении, из них один должен быть плавающим (см. рис. 12.21, 12.19).

В подшипниковых узлах червяков при наличии больших осевых нагрузок рекомендуется выбирать радиально-упорные

rusautomobile.ru

подшипники с повышенным углом контакта ($\alpha = 26 \div 36°$) В опорах червячных колес преобладают радиальные нагрузки, поэтому следует выбирать радиально-упорные шариковые или конические роликоподшипники с углами контакта $\alpha = 12 \div 17°$. Для правильного зацепления червячной пары необходимо, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через ось червяка (рис. 12.43). Это осуществляется осевым перемещением колеса (с валом) с помощью набора компенсаторных колец *б* (см. рис. 12.43), устанавливаемых между корпусом редуктора и крышками. Эти же кольца служат для регулировки осевых и радиальных зазоров в подшипниках.

В передачах с вертикальными валами подшипники часто устанавливают в отдельных корпусах (рис. 12.44) и поэтому нельзя гарантировать соосность посадочных мест. В связи с этим для узла рекомендуются сферические шарикоподшипники в сочетании с упорным шарикоподшипником на прокладке из мягкого металла *1* (рис. 12.44). Установка подшипников вертикального вала в едином корпусе (рис. 12.45) исключает возможность перекосов, и поэтому в верхней опоре сферический подшипник не нужен.

Установка подшипников в стаканах показана на рис. 12.19, 12.21, 12.28.

Конструкция стакана дана на рис. 12.46. Материал-чугун, реже – стальное литье.

Ориентировочные соотношения размеров стакана: $h \approx 0{,}1D$; $h_1 \approx h$; $h_2 \approx 1{,}2h$; $e \approx d$; $f \approx (1{,}0 \div 1{,}2)\,d$; $\delta \approx h - (1 \div 1{,}5)$ мм; $D_2 = D_1 + (4{,}0 \div 4{,}5)\,d$; $B_1 \approx 1{,}2\,B$; B – ширина кольца подшипника; $B_2 \approx (1{,}3 \div 1{,}5)\,B$. Диаметр винтов $d_в = 6 \div 12$ мм ($\approx 0{,}1\,D$). Число винтов – от 4 (при $D \leqslant 80$ мм) до 6 при ($D > 80$).

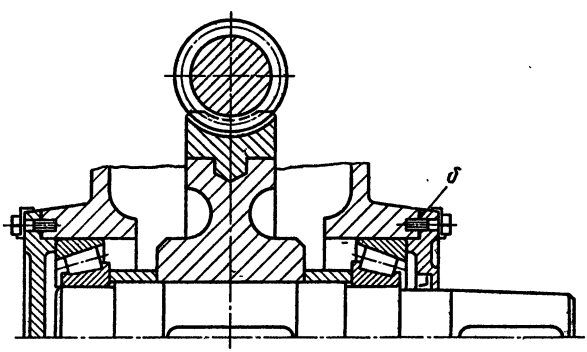


Рис. 12.43. Опорный узел вала с червячным колесом

rusautomobile.ru

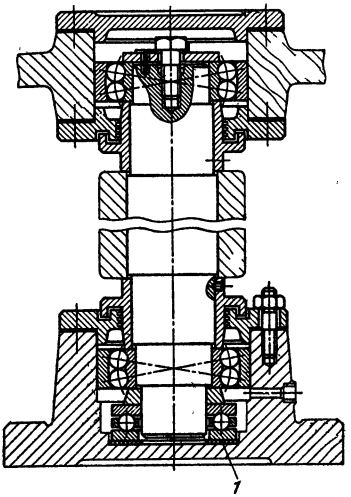


Рис. 12.44

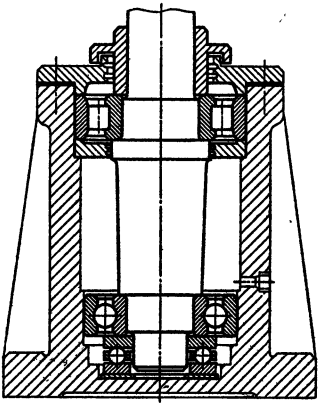


Рис. 12.45

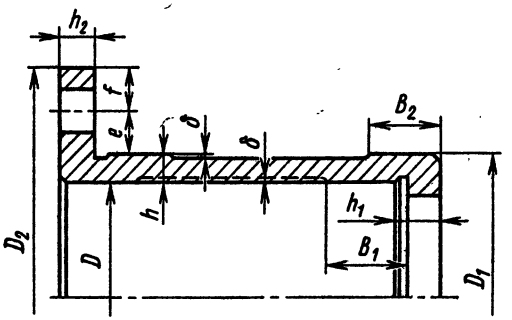


Рис. 12.46

Конструкции прижимных крышек (по ГОСТ 18511 – 73 и ГОСТ 18512 – 73) даны на рис. 12.47. При $D = 40 \div 200$ мм толщина $s = 5 \div 8$ мм. Поясок $a \approx (1{,}2 \div 1{,}5)\, b$; проточка $b = 3 \div 5$ мм.

Толщина фланца при креплении крышки винтами с цилиндрическими головками $s_1 = h + 0{,}8s$, где h – высота головки винта.

Толщина фланца при креплении крышки винтами с шестигранными головками $s_3 \approx 1{,}2s$; толщина $s_2 \approx (0{,}9 \div 1{,}0)\, s$; наружный диаметр $D_2 \approx D + (4{,}0 \div 4{,}5)\, d_в$, где $d_в$ – диаметр винта.

rusautomobile.ru

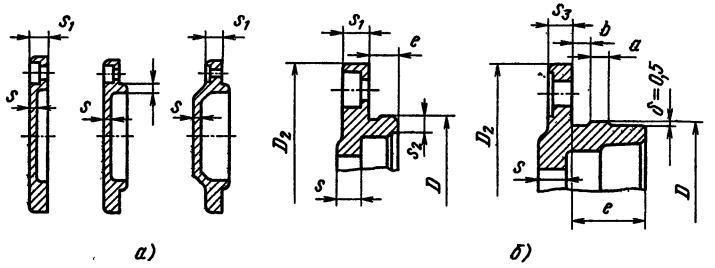


Рис. 12.47. Крышки: *а* – глухие; *б* – сквозные

Диаметры винтов и их число выбирают по таблицам. Размер *e* назначают конструктивно.

В редукторах, корпуса которых имеют разъем по осям валов, рекомендуются закладные крышки (рис. 12.48). Ориентировочные размеры их: толщина *s* (определяют аналогично прижимным кольцам); ширина паза $b \approx (0{,}9 \div 1{,}0)\,s$; толщина выступа $\delta_1 \approx 0{,}5b$.

Кольцо-компенсатор *1* обеспечивает необходимый осевой зазор.

Материал крышек-чугун СЧ 15.

Если межосевое расстояние a_w не позволяет разместить рядом две прижимные крышки, то часть крышек срезают, оставляя между ними небольшой зазор *c* (рис. 12.49).

Для демонтажа подшипника из корпуса или стакана прорезают пазы (рис. 12.50, *а*) или предусматривают два-три резьбовых отверстия для выдавливания наружного кольца подшипника винтами (рис. 12.50, *б*). Ориентировочно, минимальная высота заплечиков (табл. 12.10) $h \approx (1{,}5 \div 2{,}8)\,r$, где *r* – размер фаски подшипника.

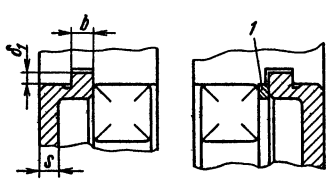


Рис. 12.48. Крышки закладные

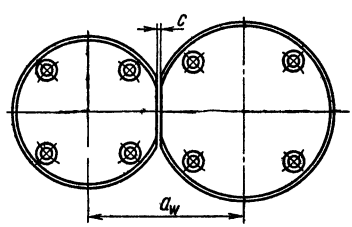


Рис. 12.49

rusautomobile.ru

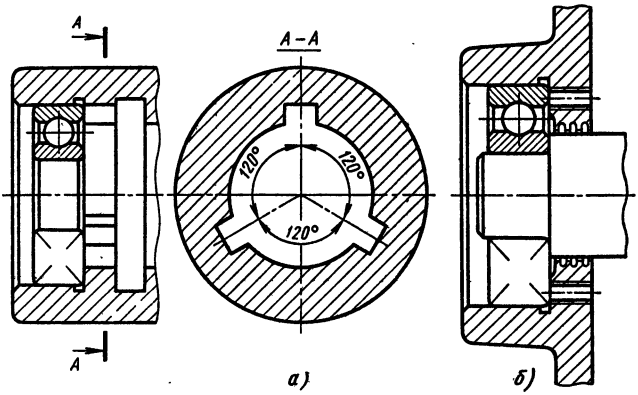
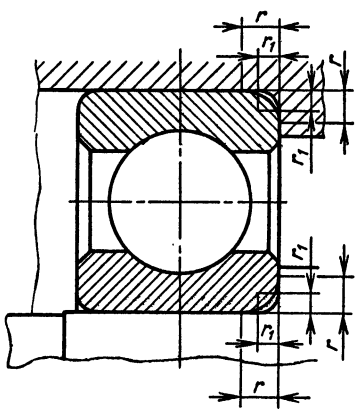


Рис. 12.50. Способы демонтажа подшипника:
а – с помощью пазов; *б* – отжимными винтами

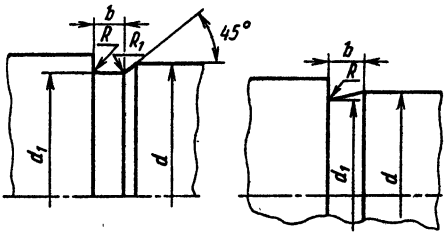
12.10. Размеры галтелей на валах и в корпусах с радиальными шариковыми и роликовыми подшипниками, мм



Координаты фасок подшипников			Радиусы закругления валов и корпусов	Координаты фасок подшипников			Радиусы закругления валов и корпусов	Координаты фасок подшипников			Радиусы закругления валов и корпусов
r	r_{max}	r_{min}	r_{1max}	r	r_{max}	r_{min}	r_{1max}	r	r_{max}	r_{min}	r_{1max}
0,5	0,8	0,3	0,3	2	2,7	1,3	1	5	6,3	3,7	3
0,8	1,2	0,5	0,5	2,5	3,3	1,8	1,5	6	7,5	4,7	4
1	1,5	0,7	0,6	3	4	2,3	2	8	10	6	5
1,2	1,7	0,9	0,8	3,5	4,5	2,5	2	10	12,5	7,5	6
1,5	2,1	1,1	1	4	5,2	3	2,5				

rusautomobile.ru

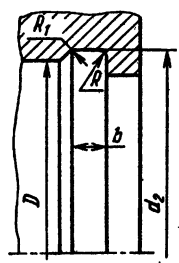
12.11. Размеры канавок в валах, мм



d	d_1	b	R	R_1
Св. 10 до 50	$d-0,5$	3	1	0,5
» 50 » 100	$d-1$	5	1,5	0,5

12.12. Размеры канавок в отверстиях корпусов, мм

D	d_2	b	R	R_1
Св. 10 до 50	$D+0,5$	3	1	0,5
» 50 » 100	$D+0,5$	5	1,5	0,5
» 100	$D+1$	8	2	1,0



12.13. Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Ra, мкм, для номинальных диаметров, мм	
		До 80	Более 80 до 500
Валов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	1,25
	6 и 5	1,25	1,25

rusautomobile.ru

Для выхода шлифовальных кругов на валах и в корпусах рядом с заплечиками делают канавки (табл. 12.11 и 12.12). Однако они ослабляют вал, вызывая концентрацию напряжений; поэтому их можно применять только в валах, имеющих большой запас прочности. Рациональнее делать плавные переходы. Шероховатость посадочных мест назначают по табл. 12.13.

§ 12.6. КЛАССЫ ТОЧНОСТИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Классы точности подшипников по ГОСТ 520—71 имеют обозначения в порядке повышения точности 0; 6; 5; 4; 2. В общем машиностроении (в том числе редукторостроении) применяют в основном подшипники классов 0 и 6. Подшипники высоких классов точности (5; 4; 2) имеют относительно высокую стоимость (например, подшипник класса 2 дороже аналогичного подшипника класса 0 приблизительно в 10 раз).

Требуемый характер сопряжения осуществляется за счет изменения размеров сопряженных с подшипником деталей — вала и корпуса. Расположение полей допусков наружного и внутреннего колец подшипников качения регламентировано ГОСТ 520—71 (рис. 12.51). Посадку наружного кольца подшипника в корпусе выполняют в системе вала: при постоянном отклонении наружного диаметра подшипника различные посадки получают изменением предельных размеров отверстия корпуса или стакана. Посадку внутреннего кольца подшипника на вал осуществляют по системе отверстия: при постоянном отклонении внутреннего диаметра подшипника различные посадки получают за счет изменения размеров вала. Поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника расположено не в «тело» кольца, т. е. не в «плюс», как обычно для основного отверстия, а в «минус» от номинального размера. При таком расположении полей допусков внутреннего кольца появляется возможность получения посадок с гарантированным натягом (вал может быть выполнен по калибрам переходных посадок). Сопряжение наружного кольца подшипника с отверстием в корпусе выполняют по посадке, дающей весьма малый натяг или небольшой зазор, позволяющей кольцу при работе несколько проворачиваться относительно своего посадочного места. Это обеспечивает при местном нагружении более равномерный износ беговых дорожек (под место действия силы будут попадать все новые участки кольца).

rusautomobile.ru

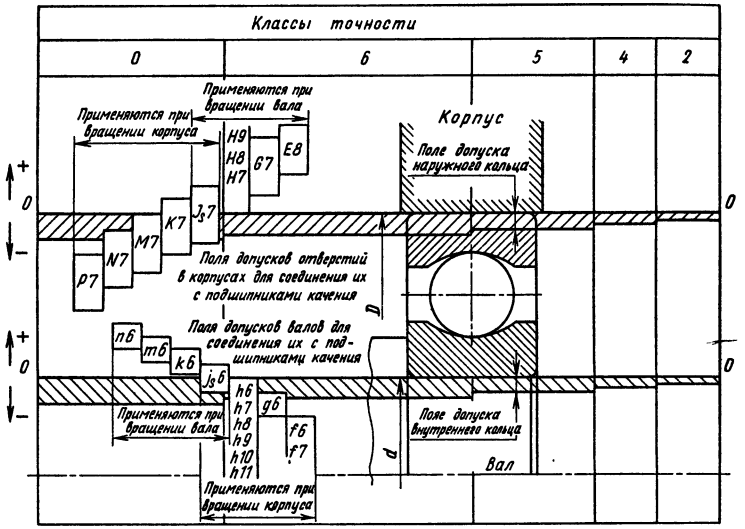


Рис. 12.51. Схема расположения полей допусков на присоединительные размеры подшипников, вала и корпуса

Посадки подшипников выбирают в зависимости от вида нагружения колец (табл. 12.14), действующих нагрузок (спокойная, ударная, вибрационная), режима работы (легкий, средний, тяжелый), условий эксплуатации.

Различают нагружение колец трех видов.

1. Местное нагружение – радиальная нагрузка воспринимается ограниченным участком по окружности дорожки качения и передается посадочной поверхности вала или корпуса. Данный вид нагружения осуществляется при постоянном направлении вектора нагрузки F_r, приложенной к неподвижному кольцу подшипника, или при вращении вектора силы $F_ц$ вместе с кольцом подшипника в одном направлении с одинаковой угловой скоростью (рис. 12.52, *а* и *б*).

2. Циркуляционное нагружение – тела качения передают радиальную нагрузку последовательно всей дорожке качения и всей посадочной поверхности вала или корпуса (рис. 12.52, *в*, *г*).

3. Колебательное.

Посадки на валы и отверстия в зависимости от нагружения подшипников рекомендуется выбирать по табл. 12.15, 12.16. Примеры выбора посадок подшипников на валы и в корпус даны в табл. 12.17, 12.18.

rusautomobile.ru

12.14. Различные виды нагружения колец в зависимости от условия работы

Условия работы		Вид нагружения кольца	
Радиальная нагрузка	Вращается кольцо	внутреннего	наружного
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся (меньшая по величине)	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся (большая по величине)	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположных направлениях с различной угловой скоростью	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращающаяся с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

Поля допусков отверстий и валов для установки подшипников качения классов точности 0 и 6 представлены в табл. 12.19, 12.20.

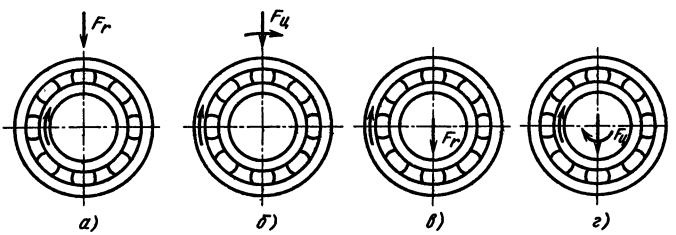


Рис. 12.52. Виды нагружения колец:

а и *б* — местное нагружение на наружном кольце, циркуляционное — на внутреннем; *в* и *г* — местное нагружение на внутреннем кольце, циркуляционное — на наружном

rusautomobile.ru

12.15. Посадки радиальных шарико- и роликоподшипников классов 0 и 6

Нагружение кольца	Поля допусков	
	валов	отверстий
	При нагружении	
	внутреннего кольца	наружного кольца
Местное	j_s6, $h6$, $g6$, $f6$	J_s6, J_s7, $H7$
Циркуляционное	$k6$, $m6$, $n6$, j_s6	$K7$, $M7$, $N7$
Колебательное	j_s6	J_s7

12.16. Посадки радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

Вид нагружения колец		Регулируемое кольцо		Нерегулируемое кольцо	
		Поля допусков			
		валов	отверстий корпусов	валов	отверстий корпусов
Циркуляционное		j_s6, $h6$	J_s7	$n6$, $m6$ $k6$, j_s6	$N7$, $M7$ $k7$, J_s7
Местное	кольцо перемещается по посадочной поверхности	$f7$, $g6$, $h6$	$H7$	–	–
	кольцо не перемещается по посадочной поверхности	j_s6, $h6$	$M7$, $K7$ $H7$	j_s6, $h6$	$M7$, $K7$ $H7$

Предельные отклонения внутреннего и наружного колец шариковых и роликовых подшипников даны в табл. 12.21.

В условных обозначениях подшипников первые две цифры справа указывают диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника; для подшипников с внутренним диаметром $d = 20 \div 495$ мм (за исключением магнетных) номинальный диаметр отверстия определяется умножением этих цифр на 5. Это правило не распространяется на подшипники с $d < 20$ мм. Для них две последние цифры справа соответствуют: $00 - d = 10$ мм; $01 - d = 12$ мм; $02 - d = 15$ мм; $03 - d = 17$ мм.

rusautomobile.ru

Третья и седьмая цифры справа указывают серию подшипника (кроме малых диаметров, до 9 мм) и характеристику его по ширине (сверхлегкая, особо легкая, легкая, средняя, тяжелая, узкая, нормальная, широкая, особо широкая).

Тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа:

Радиальный шариковый однорядный	0
Радиальный шариковый двухрядный сферический	1
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый двухрядный сферический	3
Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или с иглами	4
Роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6
Роликовый конический	7
Упорный шариковый	8
Упорный роликовый	9

Пятой цифрой справа или двумя цифрами, стоящими на пятом и шестом местах, указывают конструктивные особенности подшипника (подшипник с канавкой на наружном кольце, с защитными шайбами, с упорным бортом на наружном кольце и т. п.).

Класс точности подшипника (0, 6, 5, 4, 2) указывается цифрой впереди номера его условного обозначения.

Знаки, проставленные правее от основного условного обозначения, характеризуют отличительные признаки подшипников, например: Б – сепаратор из безоловянистой бронзы; Е – сепаратор из пластических материалов; Ш – специальные требования по шуму; Ю – все или часть деталей из коррозионностойкой стали.

Примеры условных обозначений:

6 – 305 – подшипник шариковый радиальный однорядный, внутренний диаметр $d = 25$ мм (05 × 5); средней серии; класс точности 6;

0–2308 – роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами; внутренний диаметр $d = 40$ мм (08 × 5); средней узкой серии; класс точности 0.

rusautomobile.ru

12.17. Рекомендуемые поля допусков радиальных и радиально-упорных подшипников по СТ СЭВ 773—77 (посадки подшипников на вал; классы точности 0 и 6)

Нагружение	Режим работы	Подшипники	Диаметр отверстия подшипника d, мм	Поля допусков	Назначение
Местное внутреннего кольца (вращающийся корпус)	Легкий и нормальный; требуется перемещение внутреннего кольца на валу	Шариковые и роликовые	Все диаметры	$g6$; $h6$	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров, подвесных дорог, опоры волновых передач
				$g6$; $f6$ j_s6; $h6$	Передние и задние колеса автомобилей, тракторов, вагонеток, валки малых прокатных станов, блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов
Циркуляционное (вращающийся вал)	Легкий или нормальный	Шариковые	До 100	$k6$; j_s6	Внутришлифовальные шпиндели, центрифуги, сельскохозяйственные машины, газотурбинные двигатели, центробежные насосы, редукторы, коробки скоростей станков
			Св. 100 до 140	$k6$; $h6$; j_s6	
			Св. 140 до 250	$m6$	
			До 40	$k6$; j_s6	
			Св. 40 до 140	$k6$; $h6$; j_s6	
			Св. 140 до 250	$m6$	
Циркуляционное колебательное (вращающийся вал) или комбинированное нагружение	Нормальный или тяжелый	Шариковые	До 100	$k6$; j_s6	Деревообделочные машины, электродвигатели мощностью до 100 кВт, кривошипно-шатунные механизмы, коробки передач автомобилей и трак-
			Св. 100 до 140	$m6$	
			Св. 140 до 250	$n6$	

rusautomobile.ru

		Роликовые	До 40	$k6$; j_s6	торов, шпиндели, крупные редукторы, тяговые электродвигатели малой мощности, вентиляторы, турбокомпрессоры
			Св. 40 до 100	$m6$	
			Св. 100 до 200	$n6$; $m6$	
			Св. 200 до 250	$n6$	
Циркуляционное или колебательное (вращающийся вал)	Тяжелый с ударными нагрузками	Роликовые	Св. 50 до 100	$n6$	Железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей, электродвигатели мощностью св. 100 кВт, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов тяжелых станов, дробильные машины, дорожные машины, экскаваторы, манипуляторы прокатных станов, шаровые дробилки
			Св. 100 до 140	$n6$; $p6$	
			Св. 140 до 250	$p6$; $r6$; $r7$	

12.18. Рекомендуемые поля допусков радиальных подшипников по СТ СЭВ 773—73 (посадки подшипников в корпус; классы точности 0 и 6)

Корпус	Нагружение	Режим работы подшипника		Назначение	Поля допусков
	Циркуляционное наружного кольца (вращающийся корпус)		Тяжелый, конструкция тонкостенная	Колеса автомобилей на конических подшипниках, ведущие барабаны гусеничных машин, колеса башенных кранов	$P7$
			Нормальный или тяжелый	Передние колеса автомобилей и тягачей на шарикоподшипниках, ко-	

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 12.18

Корпус	Нагружение	Режим работы подшипника		Назначение	Поля допусков
Цельный		Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении		ленчатые валы, канатные и натяжные шкивы	*N7*
			Нормальный, нагрузка переменная	Ролики ленточных транспортеров, колеса мостовых подъемных кранов	*M7*
	Колебательное (вращающийся корпус или комбинированное вращение)		Тяжелый, нагрузка динамическая	Тяговые и стационарные электродвигатели	*M7*
			Нормальный или тяжелый	Электродвигатели, насосы, коробки передач, задние мосты автомобилей и тягачей	*K7*
			Нормальный или тяжелый (для точных узлов)	Шпиндели тяжелых станков	*K6*; J_s6; *M6*
Цельный или разъемный	Местное наружного кольца (вращающийся вал)	Наружное кольцо имеет возможность перемещения в осевом направлении	Тяжелый или нормальный	Электродвигатели, насосы, шпиндели металлорежущих станков	J_s7
			Нагрузка динамическая	Колесные пары железнодорожного транспорта и трамваев, большинство подшипниковых узлов общего машиностроения	J_s7; *H7*

rusautomobile.ru

			Нормальный или легкий	Сушильные цилиндры бумагоделательных машин	*G7*
				Трансмиссионные валы, сельскохозяйственные машины	*H8*
Цельный	Колебательное (вращающийся вал или комбинированное вращение)	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нагрузки переменные и переменного направления, высокая точность хода	Роликоподшипники цилиндрические для шпинделей станков	*K6*
		Наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении		Шарикоподшипники для шлифовальных шпинделей и малых электромоторов	*H6*
				Высокоскоростные электродвигатели	*H7*, *H6*

rusautomobile.ru

12.19. Поля допусков отверстий (корпусов), применяемых для установки наружных колец подшипников качения классов точности 0 и 6 (по ГОСТ 25347–82)

Интервалы номинальных диаметров, мм	Поля допусков								
	N7	*M7*	*K7*	J_s7	*H7*	*G7*	*H8*	*H9*	*P7*
	Предельные отклонения, мкм								
Св. 6 до 10	−4 −19	0 −15	+5 −10	+7 −7	+15 0	+20 +5	+22 0	+36 0	−9 −24
Св. 10 до 18	−5 −23	0 −18	+6 −12	+9 −9	+18 0	+24 +5	+27 0	+43 0	−11 −29
Св. 18 до 30	−7 −28	0 −21	+6 −15	+10 −10	+21 0	+28 +7	+33 0	+52 0	−14 −35
Св. 30 до 50	−8 −33	0 −25	+7 −18	+12 −12	+25 0	+34 +9	+39 0	+62 0	−17 −42
Св. 50 до 80	−9 −39	0 −30	+9 −21	+15 −15	+30 0	+40 +10	+46 0	+74 0	−21 −51
Св. 80 до 120	−10 −45	0 −35	+10 −25	+17 −17	+35 0	+47 +12	+54 0	+87 0	−24 −29

12.20. Поля допусков валов, применяемых для установки внутренних колец подшипников классов точности 0 и 6 (по ГОСТ 25347–82)

Интервал номинальных диаметров, мм	Поля допусков						
	n6	*m6*	*k6*	J_s6	*h6*	*g6*	*f7*
	Предельные отклонения, мкм						
От 1 до 3	+10 +4	+8 +2	+6 0	+3,0 −3,0	0 −6	−2 −8	−6 −16
Св. 3 до 6	+16 +8	+12 +4	+9 +1	+4,0 −4,0	0 −8	−4 −12	−10 −22
Св. 6 до 10	+19 +10	+15 +6	+10 +1	+4,5 −4,5	0 −9	−5 −14	−13 −28
Св. 10 до 18	+23 +12	+18 +7	+12 +1	+5,5 −5,5	0 −11	−6 −17	−10 −34
Св. 18 до 30	+28 +15	+21 +8	+5 +2	+8,5 −6,5	0 −13	−7 −20	−20 −41
Св. 30 до 50	+33 +17	+25 +9	+18 +2	+8,0 −8,0	0 −16	−9 −25	−25 −50
Св. 80 до 120	+45 +23	+35 +3	+25 +3	+11,0 −11,0	0 −22	−12 −34	−36 −71

rusautomobile.ru

12.21. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные

Номинальные диаметры d, мм	Предельные отклонения* внутреннего кольца, мкм для классов точности		Номинальные диаметры D, мм	Предельные отклонения* наружного кольца, мкм, для классов точности	
	0	6		0	6
Св. 10 до 18	−8	−7	Св. 18 до 30	−9	−8
» 18 » 30	−10	−8	» 30 » 50	−11	−9
» 30 » 50	−12	−10	» 50 » 80	−13	−11
» 50 » 80	−15	−12	» 80 » 120	−15	−13
» 80 » 120	−20	−15	» 120 » 150	−18	−15
» 120 » 180	−25	−18	» 150 » 180	−25	−18

* Верхние отклонения равны нулю.

§ 12.7. СМАЗЫВАНИЕ И УПЛОТНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Для смазывания подшипников редукторов применяют жидкие нефтяные смазочные материалы и пластичные. Основные характеристики их приведены в табл. 12.22, 12.23. Требуемую вязкость масла в зависимости от внутреннего диаметра подшипника, частоты вращения и рабочей температуры можно определять по номограмме (рис. 12.53): через точку пересечения вертикальной линии, соответствующей внутреннему диаметру d подшипника, с наклонной (соответствующей данной частоте вращения n) проводят горизонталь (вправо или влево) до пересечения с вертикалью, которая соответствует рабочей температуре t. Через эту точку пересечения проводят наклонную прямую параллельно линиям частот вращения. Пересечение этой наклонной с граничной вертикальной линией номограммы, соответствующей температуре 50 °С, на которой нанесены величины вязкости в мм^2/с при $t = 50$ °С, определяет рекомендуемую вязкость. Например, радиальный однорядный шарикоподшипник ($d = 60$ мм при $n = 1000$ об/мин и $t = 75$ °С) рекомендуется смазывать маслом, имеющим при $t = 50$ °С вязкость 42 мм^2/с.

В редукторах применяют следующие методы смазывания: погружением в масляную ванну (рис. 12.54); фитильное (рис. 12.55); под давлением; масляным туманом.

rusautomobile.ru

12.22. Пластичные смазочные материалы

Наименование и марка	ГОСТ	Температура эксплуатации, °С	Температура каплепадения, °С
Гидратированные кальциевые солидолы			
Солидол синтетический (солидол С)	4366–76	От –20 до +65	85–105
Пресс-солидол С	4366–76	От –30 до +50	85–95
Солидолы жировые, пресс-солидол УС-2	1033–79	От –25 до +65	75–87
Многоцелевые			
Литол 24	21150–75	От –40 до +130	185–205
Морозостойкие (тугоплавкие)			
ЦИАТИМ 201	6267–74	От –60 до +90	–
ЦИАТИМ 203	8773–73	От –50 до +90	–
Натриевые и натриево-кальциевые			
Консталины жировые УТ-1	1957–73	От –20 до +120	130–150
Литиевые			
ВНИИ НП-242	20421–75	От –30 до +100	170–205
ЭШ-176, марка А	ТУ 38 10196–76	От –25 до 100	170–200
Термостойкие (комплексные кальциевые)			
ЦИАТИМ 221С	ТУ 38101419–73	От –60 до +180	203–207
Вакуумные антифрикционные			
ВНИИ НП-274	19337–73	От –80 до +130	190–200

Масляную ванну (см. рис. 12.54) применяют при $d_{ср}n \leqslant 200 \times 10^3$ мм · об/мин для горизонтальных валов, когда подшипник изолирован от общей системы смазки. Для защиты подшипника от обильных масляных струй, подаваемых быстроходными косозубыми колесами или червяками, устанавливают защитные шайбы.

rusautomobile.ru

12.23. Масла, применяемые в подшипниковых узлах

Масла	ГОСТ	Вязкость, мм²/с при		Температура, °С	
		50 °С	100 °С	вспышки	застывания
Индустриальные: И-8А	20799–75	6–8	–	130	–20
И-12А		10–14		165	–30
И-20А		17–23		180	–15
И-25А		24–27		180	–15
И-30А		28–33		190	–15
И-40А		35–45		200	–15
И-50А		47–55		200	–20
И-70А		65–75		200	–10
Авиационные: МС-14	21743–76	–	14	180	–30
МС-20С			20	225	–18
МС-22			22	230	–14
МС-24			24	240	–18
Турбинное: 22	32–74	22–23	–	180	–15
30		28–32		195	–10
46		44–48		195	–10
57		55–59		195	–5
Трансмиссионное	–	–	8	200	–25
Автомобильное: для коробок передач			20–32	–	–20
для гипоидных передач			14	–	–25
П-28 (для прокатных станов)	6480–78	–	26–30	285	–10
Цилиндровое 38	6411–76	–	38–44	300	–17
Цилиндровое 52	–		44–59	310	–

rusautomobile.ru

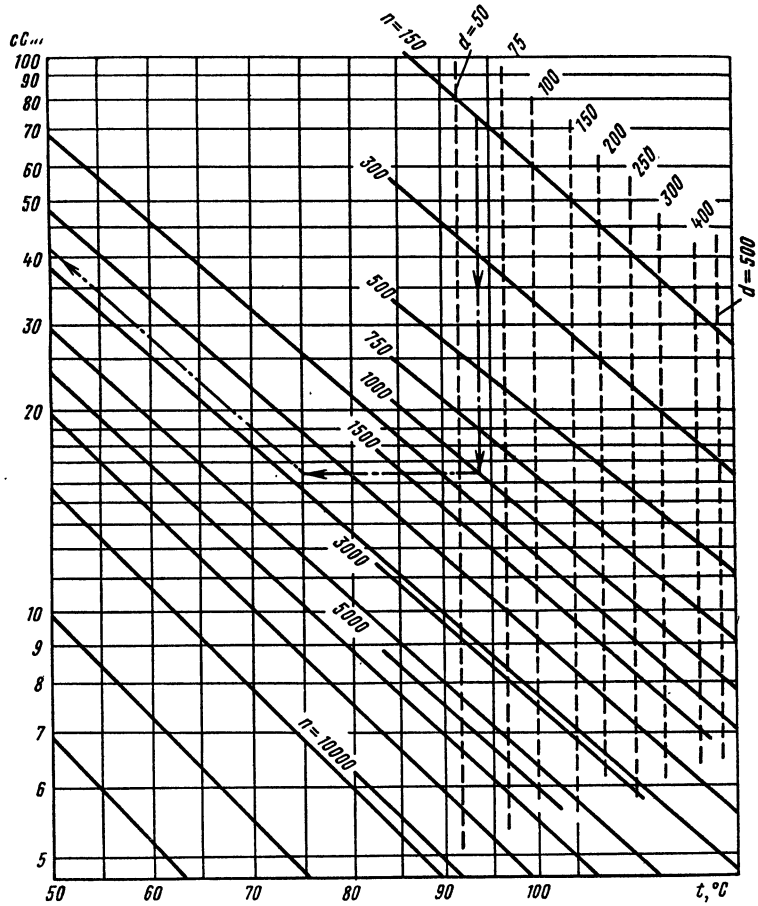


Рис. 12.53. Номограмма для выбора вязкости масла

Фитильное смазывание применяют для подшипников горизонтальных и вертикальных валов при $d_{ср}n \leqslant 60 \cdot 10^3$ мм × × об/мин.

Смазывание под давлением применяют для редукторов, работающих продолжительное время без перерывов, а также для опор высокоскоростных передач, в которых необходим интенсивный отвод тепла.

Смазывание масляным туманом применяют для высокоскоростных легконагруженных подшипников. В узел подшипника

rusautomobile.ru

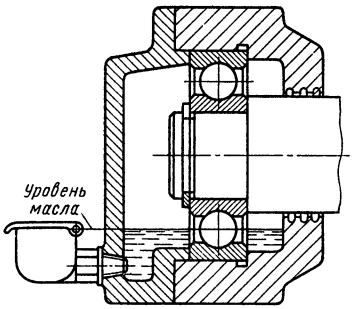


Рис. 12.54

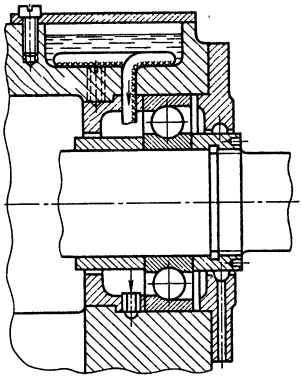


Рис. 12.55

подается под давлением струя воздуха, в котором во взвешенном состоянии находятся мельчайшими частицами масла. Этот метод позволяет маслу проникнуть в подшипники, расположенные в труднодоступных местах, хорошо дозировать смазочный материал и создать проточное смазывание при минимальном расходе масла. Смесь воздуха с маслом обеспечивает хорошее охлаждение подшипника, а повышенное давление предохраняет узел от загрязнения.

Пластичные смазочные материалы применяют в узлах при $d_{ср}n < 300 \cdot 10^3$ мм·об/мин; они пригодны для смазывания опор машин, работающих в среде, содержащей вредные примеси, а также там, где необходимы особые условия работы машины (в химической, пищевой, текстильной промышленности).

Рабочая температура подшипника должна быть ниже температуры каплепадения.

При использовании пластичных смазочных материалов не требуются специальные устройства для их подачи в узел: смазочные материалы закладывают при сборке узла и меняют в определенные сроки. Они должны заполнять 2/3 свободного объема полости узла при малых и средних частотах вращения подшипника и 1/2 – 1/3 – при высоких частотах вращения подшипника.

Для отделения узла подшипника от общей системы смазки применяют мазеудерживающие кольца, предохраняющие пластичные смазочные материалы от вымывания (рис. 12.56). Они вращаются вместе с валом; кольцо имеет две-четыре канавки треугольного сечения; зазор между кольцом и корпусом

rusautomobile.ru

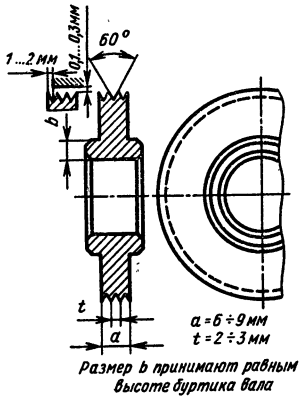


Рис. 12.56. Мазеудерживающее кольцо

(стаканом) 0,1 – 0,3 мм. Кольцо должно выходить за стенку корпуса или стакана на 1 – 2 мм.

Уплотняющие устройства подшипниковых узлов по принципу действия разделяют на следующие типы:

контактные (манжетные, с металлическими или пластмассовыми кольцами); применяют при небольших и средних скоростях;

лабиринтные и щелевые; применяют при неограниченных скоростях;

центробежные; применяют при средних и высоких скоростях;

комбинированные;

манжетные уплотнения; их делят на два типа (табл. 12.24): однокромочные, применяют при $v \leqslant 20$ м/с; двухкромочные, применяют при $v < 15$ м/с.

Поверхность вала под уплотнением должна быть закаленной до твердости *HRC* 40, параметр шероховатости $Ra \approx$ $\approx 0{,}32$ мкм; допуск вала под уплотнение должен соответствовать *h*11. Параметр шероховатости отверстия $Ra = 2{,}5$.

Для извлечения манжет в крышках делают два-три отверстия. Ресурс манжет в зависимости от качества резины колеблется от 3000 до 5000 ч. Манжетные уплотнения надежно работают при пластичных и жидких смазочных материалах при значительных перепадах температур (от -45 до $+150$ °С).

Лабиринтные уплотнения (рис. 12.57) применяют при любых скоростях. Зазоры заполняют пластичным смазочным материа-

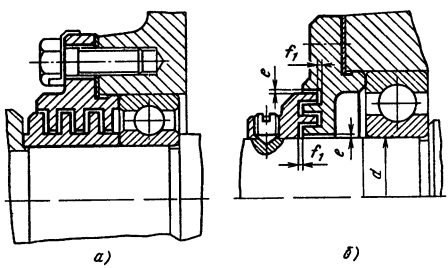
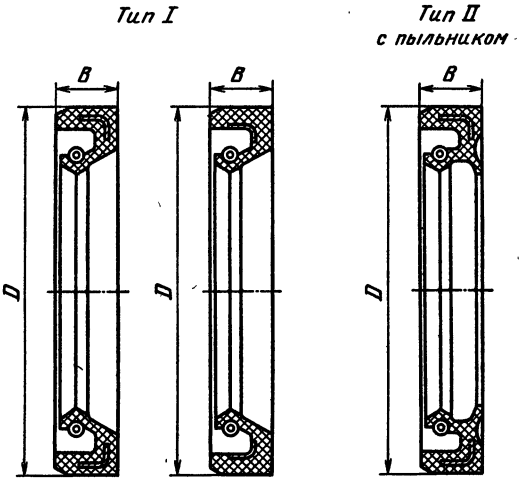


Рис. 12.57. Лабиринтные уплотнения:
а – осевое; *б* – радиальное

rusautomobile.ru

12.24. Манжеты резиновые армированные (по ГОСТ 8752 – 79)



Размеры, мм

Диаметр вала	D	B	Диаметр вала	D	B	Диаметр вала	D	B
14	30	7	30	52	10	55	80	12
15			32			58	80	
16			35	55		60	85	
18	35		38			65	90	
20	40	10	40	60		70	95	
22	40		42	62		75	100	
24			45	65		80	105	
25	42		48	70		85	110	
26	45		50			90	120	
28	47		52	75		95	125	

лом. Уплотнения делят на два типа – осевые (основное направление лабиринтного зазора вдоль оси вала) и радиальные (основное направление лабиринтного зазора перпендикулярно оси вала).

rusautomobile.ru

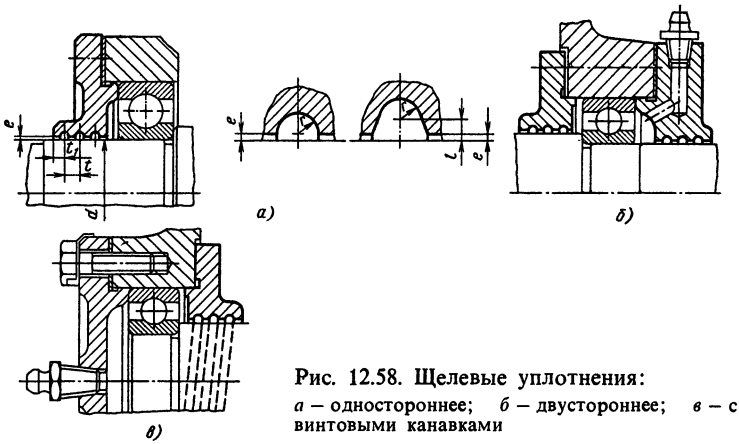


Рис. 12.58. Щелевые уплотнения:
а – одностороннее; *б* – двустороннее; *в* – с винтовыми канавками

12.25. Лабиринтные уплотнения (см. рис. 12.58)

Размеры, мм

Диаметр вала	e	f_1	f_2	t	t_1	r
10–45	0,2	1	1,5	4,5	3	1,5
50–75	0,3	1,5	2,5	4,5	3	2
80–110	0,4	2	3	6	4	2

Щелевые уплотнения представлены на рис. 12.58, размеры в табл. 12.25. Кольцевые канавки заполняют пластичной смазкой.

Щелевые уплотнения применяют при любой скорости вращения, но при условии, что температура каплепадения смазочного материала, заполняющего зазоры, выше температуры подшипникового узла.

Центробежные уплотнения (рис. 12.59) отбрасывают масло с вращающихся деталей обратно в подшипник. Центробежные уплотнения эффективно работают при скоростях вала не менее 8 м/с.

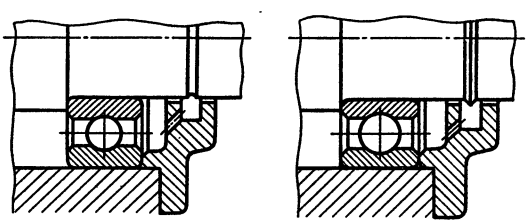


Рис. 12.59. Центробежные уплотнения

rusautomobile.ru

§ 12.8. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Основные критерии работоспособности подшипника качения – его динамическая и статическая грузоподъемности. Метод подбора по динамической грузоподъемности применяют в случаях, когда частота вращения кольца превышает 1 об/мин. При $n = 1 \div 10$ об/мин в расчетах следует принимать $n = 10$ об/мин.

Долговечность подшипников может быть выражена в часах, миллионах оборотов или миллионах километров пройденного расстояния (для транспортных машин).

Номинальная долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

где C – динамическая грузоподъемность по каталогу; P – эквивалентная нагрузка; p – показатель степени; для шарикоподшипников $p = 3$; для роликоподшипников $p = 10/3$.

Номинальная долговечность, ч

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^p.$$

При расчетах следует строго следить за тем, чтобы C и P в формулах были выражены в одних и тех же единицах.

Для однорядных радиальных шарикоподшипников и однорядных радиально-упорных шарико- и роликоподшипников эквивалентная нагрузка

$$P = (XVF_r + YF_a) K_б K_т \quad \text{при} \quad \frac{F_a}{VF_r} > e;$$

$$P = F_r V K_б K_т \quad \text{при} \quad \frac{F_a}{VF_r} < e,$$

где V – коэффициент вращения; при вращении внутреннего кольца $V = 1$; при вращении наружного кольца $V = 1{,}2$.

Значения X и Y см. в табл. 12.26 и табл. П17 приложения; значения $K_б$ – в табл. 12.27. Значения $K_т$ приведены ниже

Рабочая температура подшипника, °С	125	150	175	200
Температурный коэффициент $K_т$ . . .	1,05	1,10	1,15	1,25

Эквивалентная нагрузка для однорядных и двухрядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (без бортов на наружном или внутреннем кольце)

rusautomobile.ru

12.26. Значения X и Y для подшипников

Радиальные однорядные подшипники

$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,30
0,17				1,31	0,34
0,28				1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1,00	0,44

Самоустанавливающиеся радиально-сферические шарикоподшипники

Однорядные				Двухрядные				e
$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
1	0,42 ctg α	0,40	0,4 ctg α	1	0,42 ctg α	0,65	0,65 ctg α	1,5 tg α

Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники

Однорядные				Двухрядные				e
$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{F_rV} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
1	0	0,4	0,4 ctg α	1	0,45 ctg α	0,67	0,67 ctg α	1,5 tg α

Радиально-упорные шарикоподшипники

α°	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
	0,014				1,81		2,08		2,94	0,30
	0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057				1,46		1,60		2,37	0,37
	0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
12	0,11	1	0	0,45	1,22	1	1,39	0,74	1,98	0,45

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 12.26

α°	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
12	0,17	1	0	0,45	1,13	1	1,30	0,74	1,84	0,48
	0,29				1,04		1,20		1,69	0,52
	0,43				1,01		1,16		1,64	0,54
	0,57				1,00		1,16		1,62	0,54
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
	0,029				1,40		1,57		2,28	0,40
	0,058				1,30		1,46		2,11	0,43
	0,087				1,23		1,38		2,00	0,46
	0,12				1,19		1,34		1,93	0,47
	0,17				1,12		1,26		1,82	0,50
	0,29				1,02		1,14		1,66	0,55
	0,44				1,00		1,12		1,63	0,56
	0,58				1,00		1,12		1,63	0,56
18, 19, 20		1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
24, 25, 26				0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
30				0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80
35, 36				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14

$$P = F_r V K_б K_т.$$

Эквивалентная нагрузка для упорных подшипников (шариковых и роликовых)

$$P = F_a K_б K_т.$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha > 15^\circ$ и конических роликоподшипников коэффициенты радиальной (X) и осевой (Y) нагрузки выбирают в зависимости от отношения $F_a/(VF_r)$, коэффициента осевого нагружения e и угла контакта α. Величины e и Y для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом $\alpha < 15^\circ$ выбирают по величине отношения осевой нагрузки к статической грузоподъемности: F_a/C_0. При выборе Y следует применять линейную интерполяцию.

При подборе радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также конических роликовых подшипников необходимо учитывать, что осевая нагрузка не оказывает влияния на величину эквивалентной нагрузки до тех пор, пока значение

rusautomobile.ru

$F_a/(VF_r)$ не превысит определенной величины e (значение e выбирают по таблицам или по формулам).

Учитывая указанное выше, в формуле для определения эквивалентной нагрузки при $F_a/(VF_r) < e$ следует принимать $Y = 0$.

В случаях, когда для предварительных расчетов шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12°$ не достает данных, величину e определяют по формуле

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1{,}144}{4{,}729}.$$

Для тех же подшипников с углом контакта $\alpha = 15°$

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1{,}766}{7{,}363}. \qquad (2.9)$$

12.27. Значение коэффициента K_6

Нагрузка на подшипник	K_6	Назначение
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % от номинальной (расчетной) нагрузки	1,0—1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), блоки, электродвигатели малой и средней мощности, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка до 150 % от номинальной (расчетной) нагрузки	1,3—1,5	Буксы рельсового подвижного состава, зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности, редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,5—1,8	Центрифуги, мощные электрические машины, энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 % от номинальной (расчетной) нагрузки	1,8—2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности, дробилки и копры, кривошипно-шатунные механизмы, валки прокатных станов, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % от номинальной (расчетной) нагрузки	2,5—3,0	Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы, рабочие рольганги у крупносортных станов, блюмингов и слябингов

rusautomobile.ru

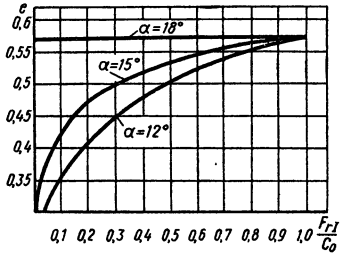


Рис. 12.60. График для определения величины e

Для подшипников с углами контакта $\alpha < 18°$ величину e можно также определить по графику (рис. 12.60). При подборе двухрядных радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипников надо учитывать, что даже небольшие осевые силы влияют на величину эквивалентной нагрузки.

При расчете динамической грузоподъемности и эквивалентной динамической нагрузки узла, состоящего из сдвоенных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пару одинаковых подшипников рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник.

При подборе двухрядных (сдвоенных) радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипников следует учитывать, что при отношении $F_a/F_r < e$ их рассчитывают как двухрядные.

Если $F_a/F_r > e$, то в двухрядных подшипниках будет работать только один ряд тел качения, и величину динамической грузоподъемности следует принимать такой же, как для однорядного подшипника.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие S, определяемые по формулам:

$S = 0{,}83\ eF_r$ – для конических роликоподшипников;

$S = eF_r$ – для радиально-упорных шарикоподшипников.

Осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные конические подшипники, определяют с учетом схемы действия внешних усилий в зависимости от относительного расположения подшипников (рис. 12.61). Если радиально-упорные подшипники установлены по концам вала враспор (рис. 12.61, *а*), то результирующие осевые нагрузки каждого подшипника определяют с учетом действия внешней осевой нагрузки (осевой силы червяка, осевых сил косозубых или конических зубчатых передач и пр.); должны быть учтены осевые составляющие от радиальных нагрузок, действующие на каждый подшипник. Для определения результирующих осевых нагрузок подшип-

rusautomobile.ru

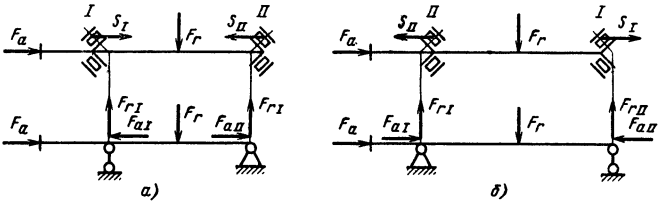


Рис. 12.61. Схема действия нагрузок при установке вала на конические подшипники:
а – враспор; *б* – свободно

12.28. Формулы для определения осевых нагрузок

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_I \geqslant S_{II}$; $F_a \geqslant 0$	$F_{aI} = S_I$
$S_I \leqslant S_{II}$; $F_a > S_{II} - S_I$	$F_{aII} = S_I + F_a$
$S_I \leqslant S_{II}$; $F_a \leqslant S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} - F_a$ $F_{aII} = S_{II}$

ников следует пользоваться табл. 12.28. Ориентировочные рекомендации по выбору подшипников даны в табл. 12.29.

При определении осевых нагрузок двухрядных (сдвоенных) радиально-упорных подшипников осевые составляющие S учитывать нет необходимости.

При подборе радиально-

12.29. Рекомендации по выбору радиально-упорных шарикоподшипников

Отношение $\frac{F_a}{F_r}$	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки S в долях от F_r	Примечание
0,35 – 0,8	36000; $\alpha = 12°$	$0{,}3\,F_r$	Допустимо использование особо легкой и сверхлегкой серий
0,81 – 1,2	46000; $\alpha = 26°$	$0{,}6\,F_r$	При весьма высоких скоростях легкая серия предпочтительнее
Св. 1.2	66000; $\alpha = 36°$	$0{,}9\,F_r$	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта непригоден

Примечание. При $\frac{F_a}{F_r} < 0{,}35$ применяют однорядные радиальные шариковые подшипники.

rusautomobile.ru

упорных подшипников считают, что радиальные реакции в них приложены к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок. Расстояние a (см. рис. 12.25 и 12.26) определяется приближенно для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников:

$$a = 0{,}5\left[B + \frac{(d + B)}{2}\operatorname{tg}\alpha\right];$$

для однорядных роликовых конических подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{6}.$$

Если в двухрядных радиально-упорных подшипниках работают оба ряда тел качения, то считают, что радиальная реакция приложена посередине подшипника. В случаях, когда в двухрядных радиально-упорных подшипниках работает только один ряд тел качения, радиальные реакции, как и для однорядных подшипников, смещаются на расстояния a; для двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0{,}5\left[\frac{3B}{2} + \frac{(d + B)}{2}\operatorname{tg}\alpha\right];$$

для двухрядных конических роликоподшипников

$$\alpha = \frac{3T}{4} + \frac{(d + D)e}{6}.$$

Величины B, d, T, α, e выбирают из таблиц приложения.

Подшипники, воспринимающие нагрузку в неподвижном состоянии или при $n \leqslant 1$ об/мин, подбирают по статической грузоподъемности C_0.

Вместо комбинированной статической нагрузки вводят понятие эквивалентной статической нагрузки, которая должна вызывать такие же остаточные деформации, как те, которые возникают при действительных условиях нагружения. Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентную нагрузку принимают как чисто радиальную, а для упорных – как чисто осевую.

Подшипники подбирают, сравнивая требуемую величину статической грузоподъемности P_0 (эквивалентной статической нагрузки) с ее табличным значением по каталогу C_0 при этом $P_0 \leqslant C_0$. Величину эквивалентной статической нагрузки

rusautomobile.ru

для радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяют как наибольшее значение из двух формул:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a;\ P_0 = F_r.$$

Для радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами $P_0 = F_r$.

Значения коэффициентов X_0, Y_0 даны в табл. 12.30. Предполагается, что двухрядные подшипники имеют симметричную конструкцию.

Подшипники для переменных режимов работы подбирают по эквивалентной нагрузке и условной частоте вращения. Если нагрузка изменяется по линейному закону от P_{min} до P_{max}

12.30. Значения коэффициентов радиальной X_0 и осевой Y_0 нагрузок

Тип подшипника	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шарикоподшипники радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шарикоподшипники радиально-упорные с α, °:				
18		0,43		0,86
19		0,43		0,86
20		0,42		0,84
25		0,38		0,76
26	0,5	0,37	1	0,74
30		0,33		0,66
35		0,29		0,58
36		0,28		0,56
40		0,26		0,52
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся	0,5	0,22 ctg α	1	0,44 ctg α
Роликоподшипники самоустанавливающиеся и конические	0,5	0,22 ctg α	1	0,44 ctg α

Примечание. Для пары одинаковых однорядных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами колец друг к другу, следует принимать те же значения коэффициентов X_0 и Y_0, что и для одного двухрядного. Для двух и более одинаковых однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно (по схеме «тандем»), следует принимать те же значения коэффициентов X_0, Y_0, что и для одного такого же подшипника.

rusautomobile.ru

(при постоянной частоте вращения), то эквивалентная нагрузка

$$P = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3}.$$

Если нагрузка и частота вращения изменяются по более сложным законам, то эквивалентная нагрузка

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \ldots + P_n^3 L_n}{L}},$$

где P_1, P_2, P_3, ... P_n – постоянные нагрузки, действующие в течение L_1, L_2, L_3, L_n миллионов оборотов; L – общее число миллионов оборотов, в течение которых действуют указанные нагрузки.

12.31. Долговечность подшипников L в зависимости от отношения C/P

Шариковые подшипники				Роликовые подшипники			
Долговечность L, млн. об.	$\frac{C}{P}$	Долговечность L, млн. об.	$\frac{C}{P}$	Долговечность L, млн. об.	$\frac{C}{P}$	Долговечность L, млн. об.	$\frac{C}{P}$
8	2	360	7,11	8	1,87	360	5,85
10	2,15	380	7,24	10	2	380	5,94
12	2,29	400	7,37	12	2,11	400	6,03
16	2,52	420	7,49	16	2,30	420	6,12
20	2,71	440	7,61	20	2,46	440	6,21
25	2,92	460	7,72	25	2,63	460	6,29
30	3,11	480	7,83	30	2,77	480	6,37
35	3,27	500	7,94	35	2,91	500	6,45
40	3,42	550	8,19	40	3,02	550	6,64
45	3,56	600	8,43	45	3,13	600	6,81
50	3,68	650	8,66	50	3,23	650	6,98
60	3,91	700	8,88	60	3,42	700	7,14
70	4,12	750	9,09	70	3,58	750	7,29
80	4,31	800	9,28	80	3,72	800	7,43
90	4,48	850	9,47	90	3,86	850	7,56
100	4,64	900	9,65	100	3,98	900	7,70
120	4,93	950	9,83	120	4,20	950	7,82
140	5,19	1000	10	140	4,40	1000	7,94
160	5,43	1100	10,3	160	4,58	1100	8,17
180	5,65	1200	10,6	180	4,75	1200	8,39
200	5,85	1300	10,9	200	4,90	1300	8,59
220	6,04	1400	11,2	220	5,04	1400	8,79
240	6,21	1500	11,4	240	5,18	1500	8,97
260	6,38	1600	11,7	260	5,30	1600	9,15
280	6,54	1700	11,9	280	5,42	1700	9,31
300	6,69	1800	12,2	300	5,54	1800	9,48
320	6,84	1900	12,4	320	5,64	1900	9,63
340	6,98	2000	12,6	340	5,75	2000	9,78

rusautomobile.ru

Отношение C/P для любой заданной долговечности, выраженной в миллионах оборотов (для шариковых и роликовых подшипников), можно определить по табл. 12.31.

Долговечность шариковых и роликовых подшипников L_h по величине отношения C/P и частоте вращения n даны в табл. 12.32, 12.33.

12.32. Величина отношения C/P для шариковых подшипников в зависимости от долговечности L_h и частоты вращения

Долговечность L_h	Частота вращения, об/мин									
	25	63	100	160	200	250	320	400	500	630
1000	1,15	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250	1,24	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1600	1,34	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2000	1,45	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
2500	1,56	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
3200	1,68	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
4000	1,82	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,96	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	2,12	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
8000	2,29	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10 000	2,47	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12 500	2,67	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
16 000	2,88	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20 000	3,11	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25 000	3,36	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32 000	3,63	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
40 000	3,91	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5

Долговечность L_h	Частота вращения, об/мин						
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
10 000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
12 500	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
16 000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
20 000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
25 000	11,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
32 000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
40 000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

rusautomobile.ru

12.33. Величина отношения C/P для роликовых подшипников в зависимости от долговечности L_h и частоты вращения

Долговечность L_h	Частота вращения, об/мин									
	25	63	100	160	200	250	320	400	500	630
1000	1,13	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1250	1,21	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1600	1,30	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2000	1,39	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2500	1,49	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
3200	1,60	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20
4000	1,71	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50
5000	1,83	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82
6300	1,97	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17
8000	2,11	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54
10 000	2,26	2,97	3,42	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94
12 500	2,42	3,19	3,66	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
16 000	2,59	3,42	3,92	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
20 000	2,78	3,66	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
25 000	2,97	3,92	4,50	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
32 000	3,19	4,20	4,82	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
40 000	3,42	4,50	5,17	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98

Долговечность L_h	Частота вращения, об/мин						
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
1000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82
1250	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17
1600	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54
2000	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94
2500	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
3200	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
4000	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
5000	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
6300	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
8000	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
10 000	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
12 500	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
16 000	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
20 000	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
25 000	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
32 000	8,98	9,62	10,3	11,3	11,8	12,7	13,6
40 000	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6

Рекомендации по расчетной долговечности для машин различных типов даны в табл. 12.34. По ГОСТ 16162–78 минимальная долговечность подшипников для зубчатых редукторов $L_h = 10000$ ч, червячных $L_h = 5000$ ч.

Последовательность подбора подшипников качения в зависимости от их типа, назначения, конструкции узла имеет

rusautomobile.ru

12.34. Рекомендуемые значения расчетной долговечности для машин различных типов

Условия эксплуатации и тип машин	Долговечность, ч
Приборы и аппараты, используемые периодически: бытовые и медицинские приборы, демонстрационная аппаратура	300 – 3000
Механизмы с кратковременным или цикличным режимом работы: сельскохозяйственные машины, монтажные краны, строительные машины, легкие конвейеры	3000 – 8000
Оборудование с кратковременным или цикличным режимом работы при повышенных требованиях к надежности: лифты, краны, конвейеры для поточного производства	8000 – 12 000
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой: редукторы общего назначения, стационарные электродвигатели, дробилки, металлорежущие станки	10 000 – 25 000
Машины для односменной работы при полной нагрузке: станки, краны для сыпучих грузов, вентиляторы, конвейеры, полиграфическое оборудование, центрифуги, воздуходувки	20 000 – 30 000
Машины с круглосуточным режимом работы: прокатные станы, компрессоры, насосы, шахтные подъемники, электрооборудование средней мощности, текстильные машины	40 000 – 50 000
Вращающиеся печи, машины для навивки кабелей, двигатели морских судов, эскалаторы	60 000 – 100 000
Машины с круглосуточным режимом работы, с высокой нагрузкой при высоких требованиях к надежности: насосы и компрессоры для шахт, оборудование бумажных фабрик, электрооборудование большой мощности, оборудование торговых морских судов	⩾ 100 000

свою особенность. Применяют два варианта подбора подшипников.

Подбор шариковых подшипников или радиальных подшипников с цилиндрическими роликами при действии на них только радиальных нагрузок рекомендуется проводить в следующем порядке:

а) выполняют эскизную компоновку подшипникового узла и приближенно намечают расстояние между подшипниками;

б) определяют суммарные реакции опор;

в) определяют эквивалентную (приведенную) нагрузку подшипников;

rusautomobile.ru

г) задавшись желаемой долговечностью наиболее нагруженного подшипника, вычисляют его необходимую динамическую грузоподъемность C;

д) по динамической грузоподъемности и диаметру посадочного места (цапфы) подбирают подшипник по таблицам каталога, по условию $C_{кат} > C$.

При подборе подшипников по таблицам могут встретиться следующие случаи.

1. Динамическая грузоподъемность выбранного подшипника $C_{кат} \geqslant C$. В этом случае подбор заканчивают, так как подшипник будет иметь расчетную долговечность, равную или несколько больше желаемой.

2. Динамическая грузоподъемность $C_{кат} < C$. При этом варианте переходят от подшипника легкой серии к подшипнику средней или тяжелой серии (при этом же диаметре цапфы d). Если подшипник по своим габаритам применить в данном узле нет возможности, то следует выбрать подшипники другого типа (например, вместо шариковых роликовые) или выбрать другую схему расположения их на валу. При трудностях в выборе радиально-упорных подшипников (при наличии больших осевых нагрузок и др.) рекомендуется применять подшипники с большим углом контакта ($\alpha = 26 \div 36°$). В некоторых случаях может оказаться, что все эти меры не дадут желаемого эффекта; тогда следует увеличить диаметр цапфы вала под подшипник, а следовательно, и остальные его размеры.

3. Если $C_{кат}$ значительно выше C ($C_{кат} > C$) даже при применении подшипника легкой серии (что часто имеет место для тихоходных валов редукторов с цилиндрическими прямозубыми колесами и для валов колес червячных редукторов), то диаметр цапфы вала уменьшать ни в коем случае не следует, так как он определен из расчета на прочность. При этом расчетная долговечность подшипника будет намного больше желаемой.

Выбор радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников ведут в другой последовательности:

а) учитывая условия эксплуатации, конструкцию узла, диаметр цапфы, намечают типоразмер подшипника;

б) выполняют эскизную компоновку узла, определяют точки приложения радиальных реакций (размер a, который зависит от L);

в) определяют суммарные реакции в опорах;

г) вычисляют эквивалентные нагрузки подшипников (коэффициенты X и Y зависят от величины e, для нахождения которой необходимо знать типоразмер подшипника);

rusautomobile.ru

д) по таблицам каталога для намеченного подшипника определяют его динамическую грузоподъемность;

е) по эквивалентной нагрузке и динамической грузоподъемности вычисляют теоретическую долговечность подшипника, которая должна быть равна или больше заданной; если это условие не обеспечивается, то выбирают подшипники других серий и типов, увеличивают диаметр цапфы вала и пр.

Пример 1. При расчете ведущего вала редуктора были определены реакции опор $F_{r\mathrm{I}} = 3600$ Н; $F_{r\mathrm{II}} = 1800$ Н; осевая нагрузка $F_a = 1400$ Н; подшипники установлены по схеме рис. 12.25. Диаметр шейки вала $d = 50$ мм; $n = 1440$ об/мин; $K_\mathrm{б} = 1{,}4$. Подобрать подшипники и определить их долговечность.

Решение. Осевая нагрузка действует на опору *II* (см. рис. 12.61, *а*). В радиально-упорных шарикоподшипниках появляются осевые составляющие, аналогичные составляющим S_I и S_II в конических роликоподшипниках (см. рис. 12.61). Поэтому отношение для этой опоры $F_a/F_{r\mathrm{II}} = 1400/1800 = 0{,}78$; учитывая это, выбираем шариковые радиально-упорные подшипники. Выбираем подшипник легкой серии 36 210, для которого $C = 43\,200$ Н, $C_0 = 27\,000$ Н (табл. П19). Величине отношения $F_a/C_0 = 1400/27\,000 = 0{,}052$ соответствует значение $e = 0{,}365$.

Осевые составляющие реакций от радиальных нагрузок: первой опоры

$$S_\mathrm{I} = eF_{r1} = 0{,}365 \cdot 3600 \approx 1310 \text{ Н};$$

второй

$$S_\mathrm{II} = eF_{r2} = 0{,}365 \cdot 1800 = 655{,}0 \text{ Н}.$$

Так как $S_\mathrm{I} > S_\mathrm{II}$, $F_a > 0$, то из табл. 12.28 следует:

$$F_{a\mathrm{I}} = S_\mathrm{I} = 1310 \text{ Н}; \quad F_{a\mathrm{II}} = S_\mathrm{I} + F_a = 1310 + 1400 = 2710 \text{ Н}.$$

Проверяем отношение:

$$F_{a\mathrm{II}}/C_0 = 2710/27\,000 = 0{,}1.$$

Уточним (по табл. 12.26); $e = 0{,}44$.

Для первой опоры

$$\frac{F_{a\mathrm{I}}}{VF_{r\mathrm{I}}} = \frac{1310}{1 \cdot 3600} = 0{,}364 < e.$$

Следовательно, $X = 1$, $Y = 0$.

Эквивалентная нагрузка

$$P_1 = XVF_{r\mathrm{I}}K_\mathrm{б}K_\mathrm{т} = 1 \cdot 1 \cdot 3600 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 5040 \text{ Н}.$$

Для второй опоры

$$\frac{F_{a\mathrm{II}}}{VF_{r\mathrm{II}}} = \frac{2710}{1 \cdot 1800} = 1{,}51 > e.$$

rusautomobile.ru

Следовательно (табл. 12.26), $X = 0{,}45$; $Y = 1{,}25$;

$$P_2 = (XVF_{rII} + YF_{aII})K_6K_T = (0{,}45 \cdot 1800 + 1{,}25 \cdot 2710) \cdot 1 \cdot 1{,}4 = \\ = (810 + 3400) \cdot 1{,}4 \approx 5900 \text{ Н}.$$

Так как $P_2 > P_1$, проверяем долговечность более нагруженной второй опоры:

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P_2}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1440}\left(\frac{43\,200}{5900}\right)^3 \approx 4540 \text{ ч},$$

что явно недостаточно.

Рассмотрим вариант с шариковым радиально-упорным подшипником средней серии 46 310, для которого $C = 71\,800$ Н; $C_0 = 44\,000$ Н.

Из табл. 12.26 имеем $e = 0{,}68$; так как $F_a/F_{rII} = 1400/1800 = 0{,}78 > e$, то $X = 0{,}41$; $Y = 0{,}87$ (табл. 12.26).

Осевая составляющая $S_I = eF_{rI} = 0{,}68 \cdot 3600 = 2450$ Н.

Осевая расчетная нагрузка на вторую опору

$$F_{aII} = S_I + F_a = 2450 + 1400 = 3850 \text{ Н}.$$

Приведенная нагрузка второй опоры

$$P_2 = (XVF_{rII} + YF_{aII})K_TK_6 = (0{,}41 \cdot 1 \cdot 1800 + 0{,}87 \cdot 3850)\,1{,}4 \cdot 1 \approx 5700 \text{ Н}.$$

Расчетная долговечность

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1440}\left(\frac{71\,800}{5700}\right)^3 \approx 23\,100 \text{ ч}.$$

Такая расчетная долговечность приемлема.

Пример 2. Подобрать подшипники для вала редуктора, у которого реакция опор $F_{rI} = 3600$ Н, $F_{rII} = 1800$ Н; осевая нагрузка $F_a = 3000$ Н; подшипники установлены по схеме (см. рис. 12.26 и рис. 12.61, *а*). Диаметр шейки вала $d = 50$ мм; $n = 400$ об/мин; $K_6 = 1{,}4$.

Р е ш е н и е. Определяем отношение

$$F_a/F_{rII} = 3000/1800 = 1{,}67$$

и намечаем конический роликовый подшипник легкой серии 7210 (табл. П20), у которого угол контакта $\alpha = 14°$; $C = 56\,000$ Н; $C_0 = 40\,000$ Н.

Определяем:

$e = 1{,}5 \operatorname{tg}\alpha = 1{,}5 \cdot 0{,}2493 = 0{,}374$ (табл. 12.26);

$S_I = 0{,}83eF_{rI} = 0{,}83 \cdot 0{,}374 \cdot 3600 = 1120$ Н;

$S_{II} = 0{,}83eF_{rII} = 0{,}83 \cdot 0{,}374 \cdot 1800 = 560$ Н;

$$F_{aI} = S_I = 1120 \text{ Н};$$

$$F_{aII} = S_I + F_a = 1120 + 3000 = 4120 \text{ Н}.$$

Проверяем величину отношения:

$$\frac{F_{aI}}{VF_{rI}} = \frac{1120}{1 \cdot 3600} = 0{,}311 < e.$$

В этом случае $X = 1$; $Y = 0$ (см. табл. 12.26).

Эквивалентная нагрузка

$$P_1 = VXF_{rI}K_6K_T = 1 \cdot 1 \cdot 3600 \cdot 1{,}4 = 5040 \text{ Н}.$$

rusautomobile.ru

Так как отношение $F_{a\text{II}}/F_{r\text{II}} = 4120/1800 = 2{,}24 > e$, то, следовательно, по табл. 12.26 $X = 0{,}4$; $Y = 0{,}4 \operatorname{ctg} \alpha = 0{,}4 \operatorname{ctg} 14° = 1{,}6$;

$$P_2 = (XYF_{r\text{II}} + YF_{a\text{II}})\, K_б K_т = (0{,}4 \cdot 1800 + 1{,}6 \cdot 4120)\, 1{,}4 \approx 10\,300 \text{ Н}.$$

Расчетная долговечность

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 400}\left(\frac{56\,000}{10\,300}\right)^{\frac{10}{3}} \approx 11\,300 \text{ ч};$$

этого недостаточно. Возьмем подшипник легкой широкой серии 7510;

$\alpha = 14°$ (табл. П20); $C = 62\,000$ Н; $C_0 = 54\,000$ Н; $e = 1{,}5 \operatorname{tg} 14° = 0{,}374$;

$S_{\text{I}} = 0{,}83eF_{r\text{I}} = 0{,}83 \cdot 0{,}374 \cdot 3600 = 1120$ Н; $F_{a\text{II}} = S_{\text{I}} + F_a = 1120 + 3000 = 4120$ Н;

$$\frac{F_{a\text{II}}}{F_{r\text{II}}} = \frac{4120}{1800} > e;\ X = 0{,}40;$$

$$Y = \frac{0{,}40}{0{,}2493} \approx 1{,}6;$$

$$P = (0{,}4 \cdot 1800 + 1{,}6 \cdot 4120)\, 1{,}4 \approx 10\,300 \text{ Н};$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 400}\left(\frac{62\,000}{10\,300}\right)^{\frac{10}{3}} \approx 16\,000 \text{ ч}.$$

Результат приемлемый.

rusautomobile.ru

Глава 13
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР НА ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

§ 13.1. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ПРИ НЕДОСТАТОЧНОЙ СМАЗКЕ

Надежность опор с подшипниками скольжения зависит от ряда факторов: величины и характера нагрузки, способов смазывания и применяемых смазочных материалов, скорости скольжения, антифрикционных свойств материала подшипника, температуры и степени загрязненности окружающего воздуха и др.

Оптимальные условия эксплуатации достигаются при обеспечении трения со смазочным материалом, когда трущиеся поверхности деталей, находящихся в относительном движении, разделены друг от друга жидким смазочным слоем: потери на трение весьма малы — не больше, чем в подшипниках качения: износ поверхностей трения почти прекращается.

В реальных условиях эксплуатации такой режим осуществляется лишь при определенных сочетаниях нагрузки, скорости скольжения, вязкости смазочного материала и вида смазывания.

При повышенной удельной нагрузке опоры и малой скорости скольжения, неправильном выборе смазочного материала возникает износ трущихся поверхностей. Такое явление типично для опор валов с реверсивным или качательным вращением, а также для всех опор в период пуска и выбега машины. Надежность подшипников скольжения в подобных условиях определяется антифрикционными и механическими свойствами материалов трущихся поверхностей и прочностью тонкой смазочной пленки, частично отделяющей соприкасающиеся поверхности.

Расчет опор скольжения в описанных условиях недостаточной смазки выполняют как проверочный — по удельной нагрузке p, МПа, приходящейся на единицу проекции рабочей поверхности подшипника, и по нагрузочно-скоростному фактору

rusautomobile.ru

pv, где v – скорость скольжения, м/с. Размеры радиального подшипника (диаметр d и ширину вкладыша) определяют конструктивно: диаметр цапфы назначают в зависимости от диаметра прилегающего участка вала и с учетом галтели или буртика, предусматриваемых во избежание осевого смещения. Ширину вкладыша b принимают обычно в диапазоне $0{,}5d - 1{,}5d$, причем значения $b > d$ относятся в основном к самоустанавливающимся подшипникам. После установления размеров проверяют среднее давление p – оно не должно превышать допускаемого $[p]$:

$$p = \frac{F_r}{bd} \leqslant [p]. \tag{13.1}$$

Второе условие косвенно связано с ограничением нагрева:

$$pv \leqslant [pv]. \tag{13.2}$$

Если эти условия не удовлетворяются, то надо соответственно изменять размеры подшипника.

Значения $[p]$ и $[pv]$ приведены в следующем параграфе. Для расчета подшипников точных механизмов и приборов существенное значение имеет момент силы трения

$$M_{тр} = 0{,}5fF_r d = 0{,}5fpbd^2; \tag{13.3}$$

с увеличением диаметра шипа (при том же значении p) момент силы трения возрастает пропорционально квадрату диаметра, и чувствительность прибора соответственно уменьшается. Поэтому опоры таких устройств следует выполнять возможно меньшего диаметра.

Шип проверяют на прочность и жесткость, рассматривая его как балку, защемленную на одном конце и равномерно нагруженную по длине. Условие прочности при расчете на изгиб имеет вид

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W} = \frac{F_r b}{2 \cdot 0{,}1d^3} = 5p\left(\frac{b}{d}\right)^2 \leqslant [\sigma_и]. \tag{13.4}$$

При $b \leqslant d$ оно практически всегда удовлетворяется. При проверке на жесткость стрела прогиба y не должна превышать допускаемого значения $[y]$.

Для шипа с указанной схемой нагружения

$$y = \frac{F_r b^3}{8EI}. \tag{13.5}$$

rusautomobile.ru

Для валов редукторов значение $[y] \approx 0{,}005b$. Дополнительное условие жесткости для нормальной работы подшипников скольжения – ограничение угла поворота концевого сечения:

$$\theta = \frac{F_r b^2}{6EI} \leqslant [\theta], \qquad (13.6)$$

где допускаемый угол поворота $[\theta] \leqslant 0{,}001$ рад.

При расчете *плоского подпятника* принимают, что давление на него распределяется по гиперболическому закону – в центре оно максимально (теоретически стремится к бесконечности). Для выравнивания давления пяту выполняют кольцевой (рис. 13.1, *б*). Опорная поверхность ее

$$A = \frac{\pi}{4}\left(d^2 - d_0^2\right).$$

Условия надежности и долговечности подпятника:

$$p = \frac{F_a}{A} \leqslant [p]; \qquad (13.7)$$

$$pv_c \leqslant [pv_c], \qquad (13.8)$$

где v_c – средняя расчетная скорость, определяемая на приведенном радиусе

$$R_{пр} = \frac{1}{3}\frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2}; \qquad (13.9)$$

$$v_c = \omega R_{пр}.$$

Допускаемые значения $[p]$ и $[pv_c]$ такие же, как и для радиального подшипника.

В случае сплошной пяты $A = \frac{\pi d^2}{4}$; $d_0 = 0$; $R_{пр} = \frac{1}{3}d$.

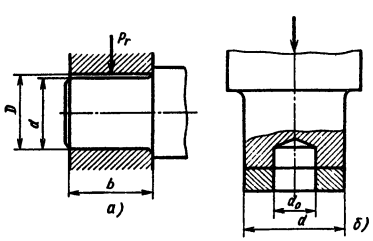


Рис. 13.1. Опоры скольжения:
а – подшипник для радиальной нагрузки; *б* – подпятник для осевой нагрузки

rusautomobile.ru

Момент сил трения

$$M_{тр} = f F_a R_{пр}. \qquad (13.10)$$

Гребенчатую пяту рассчитывают по тем же формулам, что и кольцевую, но с учетом числа гребней; так как отвод тепла от сплошных и гребенчатых подпятников затруднен, то значения для них $[p]$ и $[pv]$ принимают на 25 – 40 % ниже, чем для кольцевой пяты.

При комбинированной осевой и радиальной нагрузке вкладыш радиального подшипника выполняют с буртом для восприятия осевой нагрузки. Размеры бурта определяют так же, как и в случае кольцевого подпятника.

§ 13.2. ПОДШИПНИКОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Рабочие поверхности шипа и подшипника изнашиваются в основном в условиях недостаточного смазывания. Для повышения износостойкости трущихся деталей и повышения долговечности опор скольжения подбирают такие сочетания материалов шипа и подшипника, при которых коэффициент трения достаточно мал. Такие пары называют антифрикционными. Но так как валы изготовляют, как правило, из конструкционной стали, то название «антифрикционные материалы» относится к материалам вкладышей подшипников. Номенклатура таких материалов обширна – в нее входят черные и цветные металлы и сплавы, древеснослоистые пластики, синтетические и композиционные составы и др.; для опор приборов применяют искусственные и естественные минералы. Рассмотрим те материалы, которые применяют в механических передачах, разрабатываемых в курсовых проектах.

Серый чугун относится к группе самых дешевых антифрикционных материалов, но область его применения для подшипников скольжения ограничена – он предназначается главным образом для опор тихоходных валов при скорости скольжения до 1 м/с, среднем давлении $p \leqslant 1$ МПа и спокойной без ударов нагрузке.

В передачах, включаемых периодически через продолжительные интервалы, при скорости скольжения $v \leqslant 0{,}3$ м/с, допускается увеличение p до 3 МПа.

Отливки из *антифрикционного чугуна* марок АЧС, АЧВ и АЧК по ГОСТ 1585 – 79 предназначаются для узлов трения, работающих с непрерывным смазыванием, при соблюдении следующих условий: тщательный монтаж, исключающий перекосы; повышенные на 15 – 50 % зазоры по сравнению с установ-

rusautomobile.ru

ленными для сопряжения стальных валов с бронзовыми вкладышами; приработка на холостом ходу с постепенным повышением нагрузки до рабочей; твердость чугунного вкладыша должна быть ниже твердости рабочей поверхности вала.

Предельные значения $[p]$ и произведения $[pv]$ приведены в табл. 13.1.

Особо высокими антифрикционными свойствами обладают оловянные литейные *бронзы — оловянно-фосфорные* и *оловянно-цинкосвинцовые*; их применяют в опорах турбин, станков, компрессоров и других машин, в условиях длительной эксплуатации, когда требуется высокая надежность, обеспечиваемая стабильной износостойкостью. Для оловянно-фосфорных бронз допускаемая удельная нагрузка $p \leqslant 15$ МПа, скорость скольжения $v \leqslant 10$ м/с и $pv \leqslant 15$ МПа·м/с. Для оловянно-цинковых бронз соответствующие показатели примерно на 30 – 50 % ниже.

Бронзы алюминиево-железные характеризуются высокой механической прочностью и износостойкостью. Применяются для опор, несущих повышенную нагрузку (порядка $p \leqslant 20$ МПа), при умеренной скорости $v \leqslant 4$ м/с и $pv \leqslant 20$ МПа·м/с.

13.1. Значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипников из антифрикционного чугуна

Марка	Твердость *НВ*	Условия работы	$[p]$, МПа	v, м/с	$[pv]$, МПа·м/с
АЧС-1	180 – 241	В паре с закаленным или нормализованным валом	9,0 0,05	0,2 2	1,8 0,1
АЧС-2	180 – 229		6,0 0,1	0,75 3	4,5 0,3
АЧС-3	160 – 190	В паре с сырым (в состоянии поставки) или термически обработанным валом	6,0 0,1	0,75 3	4,5 0,3
АЧС-4	180 – 229	В паре с закаленным или нормализованным валом	15	3	45
АЧС-5	180 – 290		20 30	1,0 0,4	20 12
АЧВ-1	210 – 260		12	1,0	12
АЧВ-2	167 – 197	В паре с сырым валом	0,5 12	5 1,0	2,5 12
АЧК-1	187 – 229	В паре с термически обработанным валом	12 0,5	1,0 5	12 2,5
АЧК-2	167 – 197	В паре с сырым валом	12 0,5	1,0 5	12 2,5

rusautomobile.ru

Свинцовые бронзы применяют для подшипников, испытывающих значительную ударную нагрузку, например для вкладышей двигателей внутреннего сгорания; $p \leqslant 25$ МПа; $v \leqslant 12$ м/с; $pv \leqslant 40$ МПа·м/с.

Приведенные здесь значения pv относятся к режиму пуска машины и не распространяются на опоры, эксплуатируемые в условиях жидкостной смазки.

Антифрикционные *белые сплавы* (*баббиты*) по механическим показателям уступают бронзовым, поэтому их применяют только для покрытия (заливки) рабочих поверхностей тонким слоем, порядка нескольких десятых долей миллиметра. Такой слой обеспечивает высокую износостойкость трущихся поверхностей, предохраняет от задиров и заедания в периоды пуска и останова машины; прочность же подшипников обеспечивается более высокими механическими свойствами основы – вкладышей из бронзы или чугуна.

Порошковые втулки из бронзографита или железографита с пористостью до 30%, пропитанные смазочными жидкими или твердыми материалами, могут применяться как в условиях недостаточной смазки, так и при жидкостном режиме. В зависимости от окружной скорости v в диапазоне от 0,5 до 3 м/с величину p принимают соответственно от 5 до 2,5 МПа.

§ 13.3. КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Опоры валов различных механических передач общего назначения, например ременных, цепных, зубчатых и других приводных устройств, располагают в ряде случаев в отдельных корпусах. Для таких опор стандартами установлены неразъемные и разъемные корпуса, втулки и вкладыши. Размеры неразъемных корпусов указаны в ГОСТ 11521 – 82 – ГОСТ 11524 – 82, а втулок к ним – в ГОСТ 11525 – 82. В курсовых проектах подобные конструкции обычно не встречаются, поэтому справочные данные здесь не приводятся.

Разъемные корпуса отдельно стоящих подшипников должны выполняться по ГОСТ 11607 – 82 и ГОСТ 11608 – 82 с разъемом в горизонтальной плоскости, соответственно с двумя и четырьмя отверстиями на установочных лапах. Размеры корпусов с разъемом в наклонной плоскости определены ГОСТ 11609 – 82 и ГОСТ 11610 – 82.

Встроенные подшипники располагают непосредственно в корпусах или станинах машин. На рис. 13.2 показана конструкция встроенного подшипника вала редуктора: втулка из анти-

rusautomobile.ru

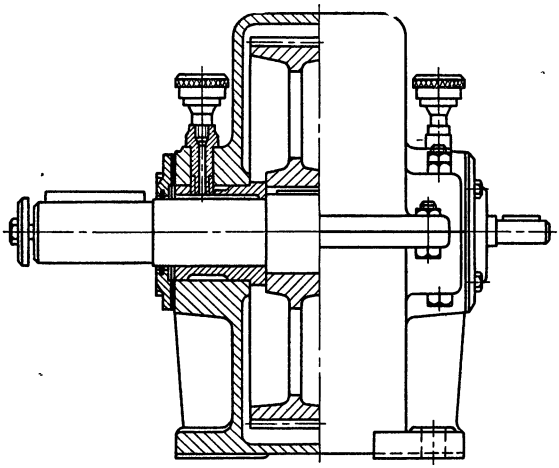


Рис. 13.2. Встроенный подшипник вала зубчатого редуктора

фрикционного чугуна установлена в корпус с небольшим натягом и удерживается от проворачивания ниппелем, в который ввернута колпачковая масленка; смазывание – периодическое.

На рис. 13.3 показана опора, воспринимающая радиальную нагрузку: вкладыш без буртов удерживается от проворачивания и осевого смещения втулкой или штифтом, диаметр которых $d_1 \approx (0{,}2 \div 0{,}3)\,d$; длина $l \approx 2d_1$. Толщина разъемного вкладыша, изготовленного из бронзы, примерно $0{,}03d + (1 \div 3)$ мм. Толщина чугунных вкладышей на 1 – 3 мм больше.

Смазочная жидкость поступает из корпуса редуктора по каналу, профрезерованному в плоскости разъема корпуса, попадает в кольцевую проточку под вкладышем и через сверление в нем – в зазор между шипом и вкладышем. Для смазывания трущихся поверхностей в начальный момент пуска предусмотрено отверстие в крышке корпуса редуктора с нарезкой под колпачковую масленку.

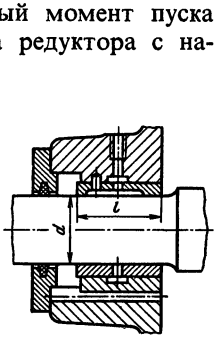


Рис. 13.3. Подшипник, воспринимающий радиальную нагрузку

rusautomobile.ru

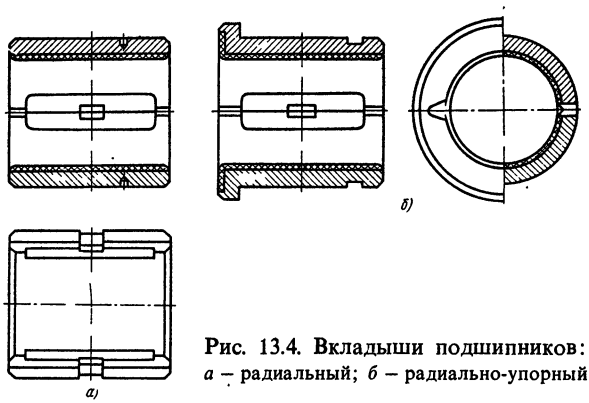


Рис. 13.4. Вкладыши подшипников:
а – радиальный; *б* – радиально-упорный

Вкладыши опор, воспринимающих осевую нагрузку, выполняют с буртом, опорную поверхность которого определяют так же, как и для кольцевой пяты.

Вкладыши с заливкой рабочей поверхности антифрикционным сплавом показаны на рис. 13.4. Толщина слоя – порядка 0,1 – 0,5 мм. Надо учитывать, что с увеличением толщины слоя прочность его уменьшается.

Для распределения смазочного материала по длине вкладыша на его рабочей поверхности делают канавки или выемки (карманы) в плоскости разъема в месте подвода смазки. Расположение канавок и выемок схематически показано на

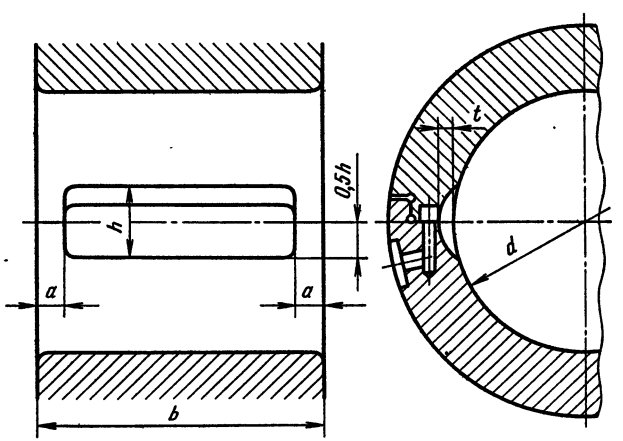


Рис. 13.5. Расположение смазочных канавок во вкладыше подшипника, смазываемого под давлением

rusautomobile.ru

рис. 13.5. Чтобы уменьшить истечение масла через торцы вкладыша, длину канавки делают меньше ширины вкладыша, отступая от торцов на размер $a \approx (0{,}06 \div 0{,}1)\, b$. Ширина канавки $h \approx (0{,}15 \div 0{,}25)\, d$; глубина $t \approx 0{,}25 \div 0{,}30$ толщины вкладыша.

§ 13.4. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

При движении плоской пластины *А* (рис. 13.6, *а*) относительно плоской поверхности *Б* в смазочном слое, разделяющем эти поверхности, возникают гидродинамические силы, зависящие от относительной скорости, вязкости смазочного материала и толщины его слоя. Для ламинарного потока вязкой жидкости эта зависимость описывается обобщенным уравнением Рейнольдса. Применительно к расчету подшипников скольжения в условиях жидкостной смазки вводят следующие упрощения: движение пластины – установившееся с постоянной скоростью в направлении оси Ox, т. е. принимают $U = \text{const}$, $V = 0$ и $W = 0$. Течение смазки в направлении оси Oz от-

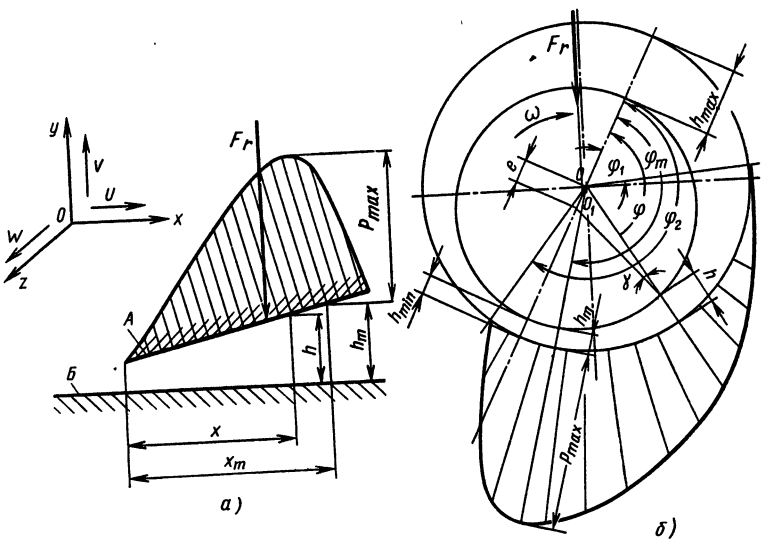


Рис. 13.6. Силы, возникающие в смазочном слое при жидкостном трении:

а – при поступательном движении плоской пластины; *б* – при вращении цилиндрического шипа

rusautomobile.ru

сутствует; вязкость и плотность жидкости считают постоянными по всей нагруженной зоне. С этими допущениями уравнение Рейнольдса принимает вид

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U \frac{h - h_m}{h^3}. \qquad (13.11)$$

Оно может быть отнесено и к цилиндрическому подшипнику; цапфа, несущая радиальную нагрузку F_r, при вращении с угловой скоростью ω всплывает в смазочном слое под действием гидродинамических сил, смещаясь в сторону вращения.

Положение ее в подшипнике определяется эксцентриситетом e (см. рис. 13.6, *б*) и углом между линией центров OO_1 и направлением нагрузки. Начало несущей зоны соответствует углу φ_1, а конец – углу φ_2, отсчитываемым от линии центров. Давление в смазочном слое достигает максимума в сечении, расположенном под углом φ_m к линии центров.

Толщина смазочного слоя в сечении под произвольным углом

$$h = R - r\cos\gamma - e\cos(180° - \varphi). \qquad (13.12)$$

Так как угол γ весьма мал, то можно принять

$$R - r\cos\gamma = R - r = \delta,$$

где R и r – радиусы окружности подшипника и цапфы; δ – радиальный зазор. Отношение $e/\delta = \chi$ называется относительным эксцентриситетом. С учетом этих обозначений формула (13.12) принимает вид

$$h = \delta(1 + \chi\cos\varphi). \qquad (13.13)$$

В сечении, совпадающем с линией центров OO_1, при $\varphi = 180°$ минимальная толщина смазочного слоя

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi). \qquad (13.14)$$

Для преобразования дифференциального уравнения (13.11) применительно к цилиндрическим подшипникам следует перейти к цилиндрическим координатам, заменить $dx = rd\varphi$, $U = r\omega$ и ввести обозначение $b/r = \psi$ – относительный зазор.

После соответствующих преобразований и операций получают выражение для определения несущей силы смазочного слоя, Н

$$F_r = \frac{\mu\omega bd}{\psi^2}\Phi_r, \qquad (13.15)$$

rusautomobile.ru

где μ – динамическая вязкость, Па·с; ω – угловая скорость цапфы, рад/с; b и d – ширина и диаметр подшипника, м; $\psi = \frac{\delta}{r}$ – относительный зазор; Φ_r – безразмерная функция, зависящая от угла охвата цапфы несущим смазочным слоем, относительного эксцентриситета χ и отношения b/d.

Величины Φ_r находят численным интегрированием в границах φ_1 и φ_2 смазочного слоя с учетом конечной ширины подшипника. При угле охвата 360° подшипник называют полным; при угле охвата 180° с подводом смазочной жидкости в плоскости, перпендикулярной к вектору нагрузки, подшипник называют половинным. Если в зоне подвода жидкости сделаны выемки (карманы), уменьшающие эффективный угол охвата до 120°, то подшипник называют 120-градусным и пр. Так как в практике наиболее распространены подшипники с углами обхвата 180 и 120°, то здесь приводятся значения Φ_r только для таких подшипников (табл. 13.2).

В процессе проектирования опор валов устанавливают нагрузки на подшипники, ориентировочно намечают размеры его

13.2. Безразмерный коэффициент Φ_r нагруженности подшипника

$\frac{b}{d}$	χ											
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95
Угол обхвата 180° (половинный подшипник)												
0,5	0,13	0,21	0,32	0,49	0,62	0,82	1,10	1,57	2,43	4,26	6,62	10,7
0,6	0,18	0,28	0,43	0,66	0,82	1,07	1,42	2,00	3,04	5,21	7,96	12,6
0,7	0,23	0,36	0,54	0,82	1,01	1,31	1,72	2,40	3,58	6,03	9,07	14,1
0,8	0,29	0,44	0,65	0,97	1,20	1,54	1,95	2,75	4,05	6,72	9,99	15,4
0,9	0,34	0,52	0,75	1,12	1,37	1,74	2,25	3,07	4,45	7,29	10,8	16,4
1,0	0,39	0,59	0,85	1,26	1,53	1,93	2,47	3,37	4,81	7,77	11,4	17,2
1,1	0,44	0,66	0,95	1,38	1,67	2,10	2,66	3,58	5,11	8,19	11,9	17,9
1,2	0,49	0,72	1,03	1,49	1,80	2,25	2,84	3,79	5,36	8,53	12,4	18,4
1,3	0,53	0,78	1,11	1,59	1,91	2,38	2,99	3,97	5,59	8,83	12,7	18,9
Угол обхвата 120°												
0,5	0,10	0,19	0,26	0,46	0,62	0,83	1,14	1,68	2,67	4,72	6,88	12,6
0,6	0,14	0,24	0,36	0,59	0,79	0,98	1,42	2,05	3,21	5,56	7,99	13,6
0,7	0,17	0,30	0,44	0,71	0,94	1,22	1,66	2,36	3,65	6,21	8,85	14,8
0,8	0,20	0,35	0,51	0,82	1,07	1,38	1,86	2,63	4,01	6,75	9,54	15,8
0,9	0,22	0,40	0,58	0,91	1,18	1,52	2,04	2,86	4,31	7,18	10,1	16,6
1,0	0,24	0,44	0,63	0,99	1,28	1,64	2,18	3,04	4,54	7,51	10,5	17,2
1,1	0,28	0,47	0,63	1,06	1,37	1,75	2,31	3,21	4,77	7,80	10,9	17,7
1,2	0,29	0,51	0,72	1,13	1,45	1,84	2,42	3,34	4,94	8,08	11,2	18,1
1,3	0,30	0,54	0,77	1,18	1,51	1,91	2,52	3,45	5,09	8,28	11,5	18,5

rusautomobile.ru

b и d, выбирают сорт смазывающей жидкости и ее вязкость, определяют оптимальный относительный зазор, в соответствии с которым подбирают посадку вала в подшипнике. Угловая скорость, как правило, входит в число исходных данных. Таким образом, все величины, входящие в формулу (13.15), за исключением Φ_r, известны. Следовательно, расчет подшипника выполняют как проверочный: на основании формулы (13.15) определяют безразмерный коэффициент

$$\Phi_r = \frac{F_r \psi^2}{\mu \omega b d} = \frac{p \psi^2}{\mu \omega}. \tag{13.16}$$

Затем по табл. 13.2 находят при выбранном отношении b/d и вычисленном значении Φ_r величину относительного эксцентриситета χ. Далее по формуле (13.14) определяют толщину слоя h_{min}. Для обеспечения жидкостного трения должно быть удовлетворено условие $h_{min} > h_{кр}$, где

$$h_{кр} = Rz_1 + Rz_2 + y_0; \tag{13.17}$$

здесь Rz_1 и Rz_2 – параметры шероховатости трущихся поверхностей соответственно цапфы и подшипника по ГОСТ 2789 – 73; y_0 – прогиб шипа, определяемый в зависимости от прогиба вала $y_в$ по формуле

$$y_0 = 1{,}6 y_в \frac{b}{L}; \tag{13.18}$$

b – ширина вкладыша; L – расстояние между серединами опор.

Если условие (13.17) не выполнено, то следует варьировать в рациональных пределах величины, на которые конструктор может влиять (например, относительный зазор ψ, вязкость μ, размеры b, d, параметры шероховатости).

Трение в подшипниках. Вязкий смазочный материал оказывает сопротивление вращению цапфы; сила трения по всей ее поверхности

$$F_t = \frac{\mu \omega}{\psi} b d \Phi_t. \tag{13.19}$$

Обозначения здесь те же, что и в формуле (13.15); Φ_t – безразмерный коэффициент сопротивления вращению.

Из отношения силы трения к несущей силе определяют на основании формул (13.15) и (13.19) условный коэффициент трения

$$f = \frac{F_t}{F_r} = \psi \frac{\Phi_t}{\Phi_r}. \tag{13.20}$$

rusautomobile.ru

В табл. 13.3 приведены значения отношений безразмерных величин $f/\psi = \Phi_l/\Phi_r$. При $\chi \leqslant 0{,}8$ достаточно точные значения f/ψ можно вычислять по формуле Орлова:

$$f/\psi = \pi/\Phi_r + 0{,}55\,(d/b)^{1,5}. \qquad (13.21)$$

При $b \geqslant d$ множитель $(d/b)^{1,5}$ принимают равным единице.

Мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипнике, Вт

$$P_{тр} = fF_r v. \qquad (13.22)$$

Эта же формула служит для определения количества тепла, Вт, выделяющегося в подшипнике при установившемся режиме работы.

Для сохранения теплового равновесия необходимо отводить тепло, выделяющееся в подшипнике. Если пренебречь отводом тепла через вал, то уравнение теплового баланса упрощается:

$$P_{тр} = P_1 + P_2,$$

13.3. Характеристика трения $f/\psi = \Phi_l/\Phi_r$

$\frac{b}{d}$	χ											
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95
Угол обхвата 180°												
0,5	24,8	16,6	11,6	8,18	6,87	5,59	4,54	3,55	2,67	1,88	1,42	1,09
0,6	18,3	12,2	8,69	6,21	5,26	4,32	3,57	2,83	2,18	1,57	1,12	0,95
0,7	14,2	9,66	6,94	5,02	4,30	3,57	2,98	2,41	1,88	1,39	1,07	0,87
0,8	11,6	7,97	5,79	4,25	3,66	3,08	2,64	2,12	1,68	1,27	0,99	0,81
0,9	9,85	6,81	4,98	3,72	3,23	2,74	2,33	1,95	1,55	1,18	0,94	0,77
1,0	8,54	5,97	4,44	3,28	2,92	2,49	2,14	1,71	1,45	1,12	0,90	0,74
1,1	7,62	5,36	4,02	3,05	2,69	2,32	2,01	1,68	1,37	1,08	0,86	0,72
1,2	6,88	4,98	3,70	2,84	2,51	2,17	1,89	1,60	1,32	1,04	0,84	0,70
1,3	6,34	4,52	3,44	2,67	2,37	2,07	1,81	1,54	1,28	1,01	0,82	0,62
Угол обхвата 120°												
0,5	32,1	18,4	14,0	8,63	6,83	5,51	4,33	3,29	2,40	1,69	1,36	0,93
0,6	24,5	14,1	10,1	6,79	5,42	4,68	3,52	2,73	2,03	1,46	1,19	0,88
0,7	19,9	11,6	8,31	5,71	4,58	3,78	3,04	2,39	1,81	1,32	1,09	0,82
0,8	17,0	9,95	7,23	4,98	4,04	3,35	2,73	2,17	1,66	1,23	1,02	0,78
0,9	15,0	8,81	6,43	4,48	3,66	3,06	2,50	2,01	1,56	1,17	0,98	0,75
1,0	13,6	7,98	5,87	4,12	3,39	2,86	2,35	1,90	1,49	1,12	0,94	0,72
1,1	12,4	7,37	5,46	3,86	3,18	2,70	2,23	1,81	1,43	1,09	0,91	0,70
1,2	11,6	6,90	5,17	3,65	3,03	2,57	2,14	1,75	1,38	1,06	0,89	0,69
1,3	11,0	6,53	4,88	3,48	2,90	2,47	2,06	1,70	1,35	1,03	0,87	0,68

rusautomobile.ru

где P_1 – тепловой поток, отводимый через корпус подшипника, Вт; P_2 – тепловой поток, отводимый циркулирующим маслом, Вт.

Теплопередача представляет собой сложный процесс теплообмена конвекцией, теплопроводностью и излучением. При сравнительно низкой температуре корпуса подшипника, не превышающей обычно 100 °С, доля теплоизлучения пренебрежимо мала, поэтому принимают

$$P_1 = kA(t_м - t_в), \tag{13.23}$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °С), для подшипников с металлическим вкладышем средние значения $k = 9 \div 16$ Вт/(м² · °С); A – наружная поверхность подшипника, охлаждаемая воздухом, м²; $t_м$ – средняя температура смазочного слоя, °С; $t_в$ – температура воздуха, охлаждающего подшипник, °С.

Принудительный обдув подшипника воздухом повышает коэффициент теплопередачи до величины $k = 16\sqrt{v}$, где v – скорость воздуха, м/с.

Тепловой поток, отводимый циркулирующим маслом, Вт, определяется по формуле

$$P_2 = c\rho V(t_2 - t_1), \tag{13.24}$$

где c – удельная теплоемкость масла, Дж/(кг · °С); ρ – плотность масла, кг/м³; V – объем масла, протекающего через подшипник, м³/с; t_2 – температура масла, вытекающего из подшипника, °С; t_1 – температура масла, поступающего в подшипник, °С.

Для индустриальных масел, применяемых в редукторах, при средней температуре порядка 50 – 80 °С и кинематической вязкости 0,2 – 0,5 м²/с произведение

$$c\rho = \text{const} \approx 1{,}7 \cdot 10^6 \text{ Дж/(м}^3 \cdot \text{°С)}.$$

Количество масла, протекающего через подшипник, м³/с

$$V = 0{,}5\psi\omega bd^2 q. \tag{13.25}$$

Здесь ψ, ω, b, d имеют те же значения, что и в формулах (13.15) и (13.19); q – полный безразмерный коэффициент расхода масла, равный сумме трех частных безразмерных коэффициентов:

$$q = q_1 + q_2 + q_3, \tag{13.26}$$

где q_1 – коэффициент расхода масла через торцы нагруженной зоны; q_2 – то же, через торцы ненагруженной зоны; q_3 – коэффициент расхода масла через канавки. Значения q_1 приведены в табл. 13.4.

rusautomobile.ru

13.4. Безразмерный коэффициент q_1 торцового истечения смазочного материала из нагруженной зоны подшипника

b/d	χ											
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95
Угол обхвата 180°												
0,5	0,11	0,14	0,17	0,19	0,21	0,22	0,22	0,22	0,22	0,21	0,19	0,18
0,6	0,10	0,13	0,16	0,18	0,19	0,2	0,20	0,20	0,20	0,18	0,17	0,15
0,7	0,10	0,12	0,15	0,17	0,18	0,19	0,19	0,18	0,18	0,16	0,15	0,13
0,8	0,10	0,12	0,14	0,16	0,16	0,17	0,17	0,17	0,16	0,15	0,13	0,12
0,9	0,09	0,11	0,12	0,15	0,15	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
1,0	0,08	0,10	0,12	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10
1,1	0,08	0,10	0,11	0,13	0,13	0,14	0,13	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09
1,2	0,08	0,09	0,11	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
1,3	0,07	0,09	0,10	0,11	0,11	0,12	0,11	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
Угол обхвата 120°												
0,5	0,07	0,09	0,10	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12	0,11	0,10	0,10	0,09
0,6	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,08	0,07
0,7	0,06	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,07	0,06
0,8	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,07	0,06	0,06
0,9	0,05	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05
1,0	0,05	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,04
1,1	0,04	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04
1,2	0,04	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04
1,3	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04

$$q_2 = \beta\Phi_r\left(\frac{d}{b}\right)^2 \frac{p_н}{p}, \qquad (13.27)$$

где β – коэффициент, определяемый по табл. 13.5; $p_н$ – давление масла, подаваемого в подшипник насосом; p – среднее рабочее давление в подшипнике. Коэффициент q_3 зависит от числа и расположения канавок.

Для типичного случая – половинного подшипника с двумя закрытыми канавками в плоскости разъема

13.5. Значения коэффициента β для подшипников с углами обхвата 180 и 120° и коэффициента ϑ для подшипников с двумя продольными канавками

Коэффициент	χ											
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95
$\beta_{180°}$	0,19	0,23	0,27	0,32	0,36	0,38	0,42	0,45	0,49	0,54	0,56	0,58
$\beta_{120°}$	0,25	0,28	0,33	0,38	0,41	0,44	0,47	0,50	0,54	0,57	0,59	0,61
ϑ	0,10	0,11	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,12	0,11	0,11

rusautomobile.ru

$$q_3 = \vartheta \frac{h\Phi_r}{d}\left(\frac{d}{b}\right)^2\left(\frac{b}{a}-2\right)\frac{p_н}{p}. \qquad (13.28)$$

Здесь ϑ – коэффициент по табл. 13.5; h – глубина канавки; a – расстояние от конца канавки до торца подшипника. Остальные обозначения такие же, как в формулах (13.15) и (13.16).

Последовательность гидродинамического расчета подшипника. Все величины, входящие в приведенные расчетные формулы, взаимосвязаны, изменение каждой из них отражается на других. Поэтому при проектировании опор скольжения в новых конструкциях машин применяют метод подобия, т. е. выбирают соотношения параметров такие же, как и в аналогичных выполненных конструкциях, с учетом технологических и эксплуатационных особенностей разрабатываемой опоры.

В общем случае конструктор располагает следующими исходными данными: нагрузкой на опору F, задаваемой по величине и направлению, частотой вращения (или угловой скоростью) вала; диаметр цапфы определяют еще при расчете валов. При выборе отношения b/d надо принимать во внимание следующее: короткий шип ($b/d < 1$) меньше прогибается от нагрузки; неточности обработки и монтажа менее чувствительны в эксплуатации; прокачка масла под давлением происходит интенсивнее, что способствует лучшему отводу тепла из рабочей зоны подшипника. Однако, с другой стороны, уменьшение b/d снижает несущую способность смазочного слоя, относительный эксцентриситет увеличивается, следовательно, толщина смазочного слоя уменьшается.

В типичных конструкциях отношение b/d колеблется примерно в таких пределах:

зубчатые и червячные редукторы, электродвигатели	0,8 – 1,2
паровые турбины и турбогенераторы	0,6 – 1,0
центробежные насосы, вентиляторы	0,4 – 0,8
тяжело нагруженные опоры	1,0 – 1,25

Относительный зазор ψ выбирают в зависимости от давления на подшипник и скорости скольжения: чем больше нагрузка и меньше скорость, тем меньше надо брать ψ.

Ориентировочные значения ψ для подшипников:

редукторов	0,0005 – 0,0015
электродвигателей и генераторов	0,001 – 0,002
паровых турбин	0,0015 – 0,0025
центробежных насосов, вентиляторов, турбовоздуходувок и других машин при малых p и высокой скорости v	0,003 – 0,01

rusautomobile.ru

Намеченные ориентировочно значения ψ уточняют после выбора посадки. При выборе сорта масла для смазывания подшипников руководствуются следующим: чем больше нагрузка на опору и меньше скорость скольжения, тем большей вязкостью должна обладать смазывающая жидкость.

Характеристики смазочных материалов, применяемых для подшипников качения и скольжения, приведены в предыдущей главе. Так как вязкость масла существенно зависит от температуры, устанавливающейся внутри подшипника, то при гидродинамическом расчете опоры надо знать эту рабочую температуру, а также закон изменения вязкости, выражаемый вязкостно-температурными кривыми. На рис. 13.7 представлены такие кривые для некоторых марок масел, применяемых в редукторах общего назначения.

Чтобы обеспечить стабильность положения шипа в подшипнике, ограничивают температурный перепад $\Delta t = t_2 - t_1$ (между температурами масла на выходе из подшипника и входе в него): для подшипников, смазываемых разбрызгиванием или свободно висящим кольцом, выдерживают $\Delta t \approx 8 \div 15$ °С; для подшипников с принудительной циркуляционной смазкой $\Delta t \approx$ $\approx 10 \div 20°$; для подшипников паровых турбин $\Delta t \approx 8 \div 12$ °С. Температура входящего масла $t_1 \approx 40 \div 50$ °С, а выходящего $t_2 \approx 60 \div 70$ °С (для масел высокой вязкости до 100 °С).

Способ смазывания подшипников зависит от общей системы смазывания машины. Например, подшипники редукторов, в которых зубчатые колеса частично погружены в масляную ванну, смазываются посредством разбрызгивания. В машинах, имеющих общую систему циркуляционной смазки под давлением, подшипники обслуживаются той же системой.

Для отдельно стоящих подшипников трансмиссий смазочный материал выбирают по эмпирическому параметру $\sqrt{pv^3}$: если $\sqrt{pv^3} \leqslant 16$, то допустимо смазывание разбрызгиванием или кольцевое; при $\sqrt{pv^3} = 16 \div 32$ допустимо такое же смазывание, но с применением дополнительного охлаждения масла; если $\sqrt{pv^3} > 32$, то не-

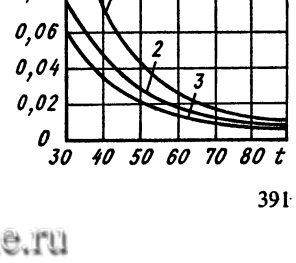


Рис. 13.7. Зависимость динамической вязкости от температуры:
1 – масло И-40А; *2* – И-30А; *3* – И-20А

rusautomobile.ru

обходимо переходить на циркуляционное смазывание под давлением. В этих эмпирических зависимостях среднее давление p — в МПа, v — м/с. Приведенные рекомендации надо рассматривать как ориентировочные; в процессе расчета следует обосновывать окончательный выбор системы смазки в соответствии с техническими условиями.

Пример. Рассчитать подшипник скольжения, несущий радиальную нагрузку $F_r = 22$ кН; частота вращения вала $n = 500$ об/мин; диаметр шипа $d = 150$ мм; расстояние между серединами опор $L = 750$ мм; максимальный прогиб в середине вала $f = 0{,}05$ мм; трансмиссия установлена внутри помещения, температура в котором $t_в = 20$ °С.

Р е ш е н и е. Примем отношение $b/d = 1$; следовательно, $b = d = 150$ мм = = 0,150 м.

Среднее давление

$$p = \frac{F_r}{bd} = \frac{22 \cdot 10^3}{0{,}15 \cdot 0{,}15} = 0{,}98 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0{,}98 \text{ МПа}.$$

Скорость скольжения

$$v = \frac{\pi dn}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 500}{60} = 3{,}93 \text{ м/с}.$$

Угловая скорость

$$\omega = \frac{v}{0{,}5d} = \frac{3{,}93}{0{,}5 \cdot 0{,}15} = 52{,}4 \text{ рад/с}.$$

Для выбора типа смазки вычислим параметр

$$\sqrt{pv^3} = \sqrt{0{,}98 \cdot 3{,}93^3} = 7{,}8 < 16.$$

Следовательно, допустимо смазывание разбрызгиванием или кольцом (напомним, что в выражении $\sqrt{pv^3}$ давление p должно быть в МПа). Задаемся предварительно величиной относительного зазора $\psi = 0{,}001 \div 0{,}003$ и подбираем ближайшую соответствующую посадку по ГОСТ 25346 — 82 и ГОСТ 25347 — 82: $150 \frac{H7}{d8}$. Размеры сопряженных деталей с отклонениями: отверстие $\varnothing\, 150^{+0{,}040}$, вал $\varnothing\, 150^{-0{,}145}_{-0{,}208}$. Максимальный зазор $s_{max} = 0{,}040 + 0{,}208 = 0{,}248$ мм; минимальный зазор $s_{min} = 0{,}145$ мм.

Следовательно,

$$\psi_{max} = \frac{s_{max}}{d} = \frac{0{,}248}{150} = 0{,}00167;$$

$$\psi_{min} = \frac{s_{min}}{d} = \frac{0{,}145}{150} = 0{,}0097.$$

rusautomobile.ru

Материал вкладыша – АЧС-1 с заливкой баббитом; вал из нормализованной стали 45. Параметр шероховатости поверхностей вкладыша и шипа $Rz = 3{,}2$ мкм.

Прогиб шипа в подшипнике [формула (13.18)]

$$y_0 = 1{,}6 y_в \frac{b}{L} = 1{,}6 \cdot 0{,}5 \frac{150}{750} = 0{,}016 \text{ мм} = 16 \text{ мкм}.$$

Критическая толщина смазочного слоя по формуле (13.17)

$$h_{кр} = Rz_1 + Rz_2 + y_0 = 3{,}2 + 3{,}2 + 16 = 22{,}4 \text{ мкм}.$$

Для смазывания подшипника выбираем масло индустриальное И-40А. Так как динамическая вязкость масла зависит от температуры его в подшипнике, то для определения вязкости надо воспользоваться уравнением теплового баланса. Однако величины, входящие в это уравнение, тоже зависят от температуры. Подобные задачи решают методом последовательных приближений, т. е. задаются рядом значений средней температуры масла в подшипнике и определяют то ее значение, при котором тепловой баланс реализуется.

Для подшипника, смазываемого разбрызгиванием масла или с помощью свободно висящего кольца, условие теплового равновесия упрощается, так как тепловой поток отводится из рабочей зоны маслом, протекающим в зазоре между шипом и вкладышем, и этот же тепловой поток передается от корпуса окружающей среде: $P_{тр} = P_1 = P_2$; для определения этих величин были приведены формулы (13.22), (13.23) и (13.24). Расчет подшипника рекомендуется проводить для двух случаев – при максимальном и минимальном зазорах. Для упрощения допускается выполнять расчет по среднему зазору.

В табл. 13.6 приведена последовательность расчета (алгоритм) и указаны численные значения параметров и определяемых величин, найденных при минимальном относительном зазоре $\psi_{min} = 0{,}00097$, соответствующем минимальному зазору $s_{min} = 0{,}145$ мм.

Анализ табличных данных показывает, что уравнение теплового баланса при минимальном зазоре удовлетворяется при $t_{ср} = 65$ °С, когда относительный эксцентриситет $\chi = 0{,}52$; $h_{min} = 36$ мкм $> h_{кр}$.

Расчеты, выполненные при максимальном зазоре $s_{max} = 250$ мкм, дают значения $t_{ср} = 62$ °С; $\chi = 0{,}73$; $h_{min} = 34$ мкм $> h_{кр}$.

Если проверочный расчет подшипника покажет, что принятые или выбранные исходные данные не обеспечивают выполнения условий теплового баланса, то следует рассмотреть иные варианты, например, взять другую марку масла большей или меньшей вязкости (в зависимости от результатов расчета), изменить отношение ширины вкладыша к диаметру шипа, назначить другую посадку с иными значениями максимального и минимального зазора.

В случае необходимости более интенсивного теплоотвода применяют обдув корпуса подшипника, дополнительное охлаждение масла змеевиком или с помощью радиатора. Циркуляционная смазка подшипников маслом, подаваемым под давлением, увеличивает теплоотвод, улучшает тепловой режим эксплуатации и повышает надежность опор скольжения. Методика расчета подшипников при этом условии варьируется в за-

rusautomobile.ru

13.6. Последовательность расчета подшипника скольжения

Определяемая величина	Обозначение, формула	Результаты расчета при средней температуре t °С		
		55	60	65
Динамическая вязкость масла И-40А	μ, Па·с по рис. 13.7	0,032	0,025	0,020
Безразмерный коэффициент нагруженности подшипника	Φ_r, (13.16)	0,585	0,75	0,93
Относительный эксцентриситет	χ по табл. 13.2			
Минимальная толщина слоя масла, мкм	$h_{min}=0,5s_{min}(1-\chi)$	45	40	36
Критическая толщина, мкм	$h_{кр}$, (13.17)	22,4	22,4	22,4
Коэффициент перекрытия	$h_{min}/h_{кр}$	2,0	1,8	1,6
Безразмерная характеристика трения	$\frac{f}{\psi}$ по табл. 13.3	5,97	5,1	4,2
Коэффициент трения	$f=\frac{f}{\psi}\psi$	0,006	0,005	0,004
Тепловой поток от трения, Вт	$P_{тр}$, (13.22)	510	420	350
Безразмерные коэффициенты расхода масла через торцы	q_1 по табл. 13.4	0,102	0,112	0,120
	q_2 (13.27)	0,013	0,019	0,027
	β по табл. 13.5	0,227	0,250	0,280
	$q=q_1+q_2$	0,115	0,131	0,146
Секундный расход масла, м³/с	По формуле (13.25)	0,010	0,012	0,013
Разность температур масла на выходе и входе, °С	$\Delta t=t_2-t_1$, формула (13.24)	30	20	16
Температура масла на входе и в корпусе, °С	$t_1=t_{ср}-\frac{\Delta t}{2}$	40	50	57
Теплопередача в окружающую среду, Вт при $k=16$ Вт/(м²·°С) и $A=0,59$ м²	P_2 (13.23)	180	223	354

висимости от того, какими исходными данными располагает конструктор, что конкретно требуется определять. Можно выделить два рода типичных случаев:

а) даны нагрузка на опору, частота вращения вала, размеры вкладыша и зазор между ним и шипом, указан сорт масла и температурные условия; требуется определить давление масла, создаваемое насосом, при котором обеспечивается трение без смазочного материала и тепловой баланс;

б) исходные данные те же, что и в первом случае, за исключением температуры смазочного слоя в рабочей зоне; задано дополнительно давление масла на входе в подшипник. Требуется определить среднюю температуру смазочного слоя, перепад на входе и выходе, найти относительный эксцентриситет и проверить, достаточна ли при этом минимальная толщина смазочного слоя.

rusautomobile.ru

Такие задачи решаются аналогично тому, как это показано в рассмотренном примере; решение несколько усложняется тем, что необходимо выполнять большее число вариантов расчета для получения оптимального результата.

Для обеспечения надежности значительно нагруженных опор скольжения при относительно малой скорости скольжения целесообразно применять гидростатические подшипники.

§ 13.5. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ

Гидростатические подшипники применяют в станкостроении, приборостроении, турбостроении и других отраслях промышленности. Вследствие того, что вращающаяся поверхность всегда отделена от невращающейся слоем смазочной жидкости, они обеспечивают высокую точность вращения, практически неограниченную долговечность, весьма высокую нагрузочную способность при любой скорости, в металлорежущих станках позволяют получить высокое качество поверхности обрабатываемого изделия. Высокая демпфирующая способность гидростатических подшипников значительно повышает виброустойчивость станка и его производительность. Гидростатические подшипники используют в качестве датчиков, в приводах микроперемещений, в системах адаптивного управления. Все это определяет перспективность их дальнейшего использования в машиностроении.

Принцип работы гидростатических подшипников. Гидростатический подшипник – это подшипник скольжения, давление в рабочем слое смазочной жидкости которого создается источниками питания, расположенными вне подшипника и работающими независимо от него.

Из всех типов гидростатических подшипников можно выделить два основных: цилиндрические (радиальные) и упорные подшипники (подпятники).

Цилиндрические подшипники выполняют с равномерно расположенными по окружности карманами (рис. 13.8), в каждый из которых от источника питания через дросселирующее устройство подается смазочная жидкость под давлением, за счет чего образуется подъемная сила, и вал всплывает.

Под действием внешней нагрузки F вал занимает эксцентричное положение относительно втулки. Образуется разница в величинах рабочих зазоров, через которые вытекает смазочная жидкость из различных карманов, изменяются и гидрав-

rusautomobile.ru

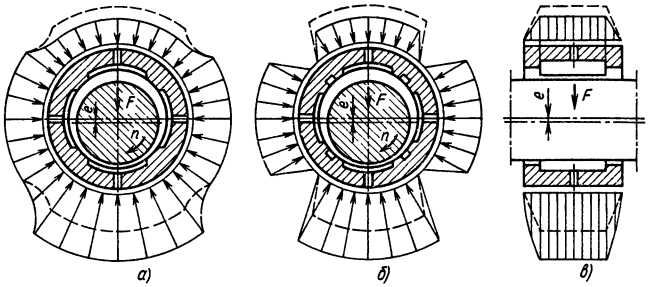


Рис. 13.8. Распределение давлений в радиальном подшипнике:
а – без дренажных канавок; *б* – с дренажными канавками; *в* – в продольном сечении подшипника

лические сопротивления на выходе. Это приводит при наличии гидравлических сопротивлений (дросселей) на входе к изменению давления в каждом кармане; результирующая давлений воспринимает внешнюю нагрузку и возвращает вал в исходное центральное положение.

В гидростатические подшипники без дросселирующих устройств смазочная жидкость в каждый карман подводится от собственного источника питания (система «насос-карман»). Такую систему применяют в крупногабаритных подшипниках.

Для разгрузки валов применяют незамкнутые гидростатические подшипники, в которых втулка с несущими карманами не охватывает вал со всех сторон.

Простейший упорный подшипник представляет собой две кольцевые поверхности, разделенные слоем смазочной жидкости, которая подается под давлением в подшипник одним из двух способов, показанных на рис. 13.9.

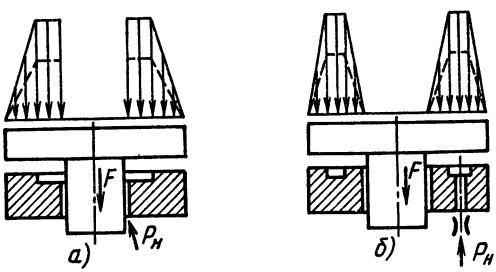


Рис. 13.9. Распределение давлений в упорном подшипнике:
а – с центральным подводом смазочной жидкости; *б* – с подводом смазочной жидкости в кольцевой карман

rusautomobile.ru

В гидростатических подшипниках отсутствует контакт вала и втулки, так как в режимах пуска и останова вал всплывает до начала вращения, а опускается после останова.

Конструкции гидростатических подшипников (рис. 13.10).

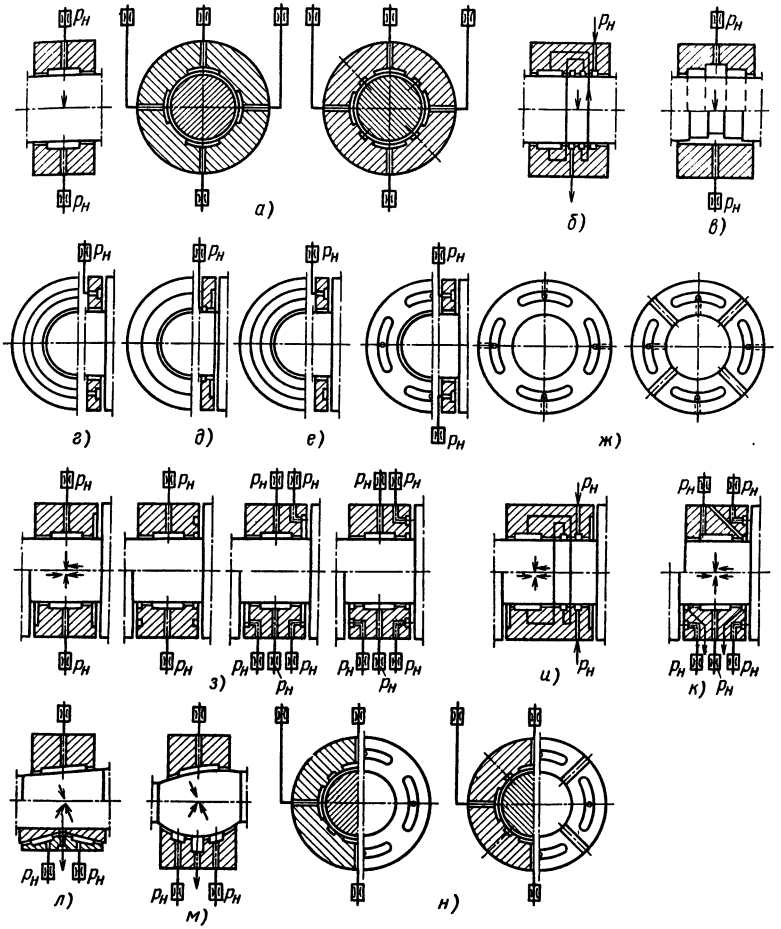


Рис. 13.10. Типы гидростатических подшипников:
а–в – радиальные: *а* – простые; *б* – с внутренним дросселированием; *в* – ступенчатые; упорные: *г* – с кольцевым карманом и подводом смазочной жидкости в карман; *д* – с кольцевым карманом и центральным подводом смазочной жидкости; *е* – ступенчатые; *ж* – многокамерные; *з–м* – радиально-упорные односторонние и двусторонние: *з* – комбинированные без дренажа между упорной и радиальной частью; *и* – комбинированные с внутренним дросселированием; *к* – комбинированные с дренажом между упорной и радиальной частями; *л* – конические; *м* – сферические; *н* – разновидности типов *к*, *л*, *м*

rusautomobile.ru

В основу классификации положен характер воспринимаемой ими нагрузки, и уже затем остальные признаки.

Радиальные подшипники применяют трех типов. 1. Цилиндрические – с дросселирующими устройствами на входе в каждый карман; их выполняют без дренажных (маслоотводящих) канавок между карманами (рис. 13.11, *а*) или с дренажными канавками (рис. 13.11, *б*); в первых расход смазочной жидкости меньше.

2. Подшипники с внутренним дросселированием; дроссели образованы щелями между поверхностями вала и втулки, противоположными поверхностям, образующим сопротивления на выходе из кармана (рис. 13.11, *в*). Сопротивление внутренних дросселей автоматически регулируется под действием обратных связей по перемещению вала и давлению смазочной жидкости в кармане. Жесткость такого подшипника выше жесткости подшипника с независимыми от нагрузки входными дросселями.

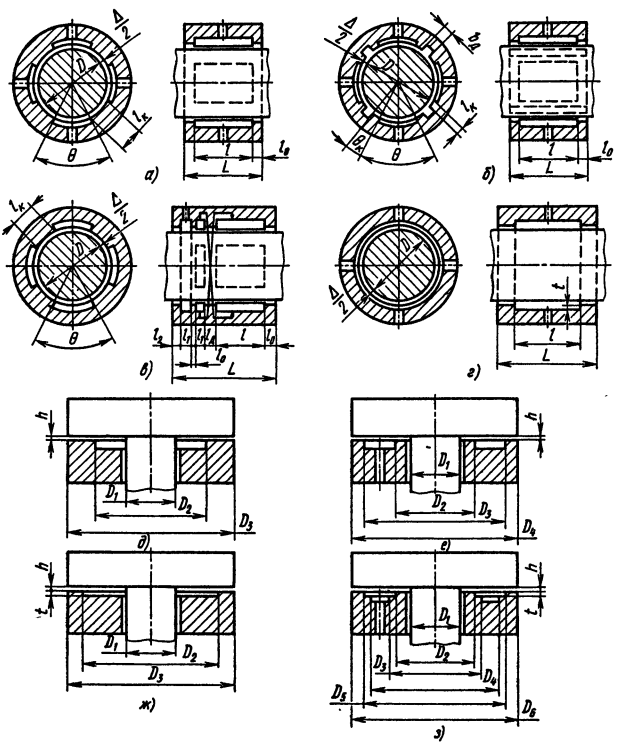


Рис 13.11. Конструкции гидростатических подшипников

rusautomobile.ru

3. Подшипники ступенчатого типа (рис. 13.11, *г*); гидростатическая подъемная сила возникает в них за счет нелинейного дросселирования потока смазочной жидкости в рабочем зазоре; с увеличением частоты вращения вала возрастает гидродинамическая подъемная сила, но практически это не влияет на высоту всплытия. Ступенчатыми выполняют как втулку, так и вал. Для увеличения нагрузочной способности в заданном направлении поверхности ступени и выступа располагают эксцентрично.

Радиально-упорные подшипники выполняют комбинированными, коническими и сферическими (см. рис. 13.10). Они воспринимают осевую нагрузку как в одном направлении, так и в обоих.

Комбинированные подшипники выполняют с дренажом между упорной и радиальной частями или без дренажа. Подшипники с дренажом, кроме того, могут иметь или не иметь дренаж между карманами. Подшипники без дренажа имеют несколько разновидностей. Радиальная и упорная части могут иметь самостоятельные подводы смазочной жидкости или же упорный подшипник питается через радиальный. Карманы упорного подшипника выполняют в виде одного или двух поясков. Подшипники без дренажа между упорной и радиальной частями и с общим питанием отличаются меньшим расходом смазочной жидкости. Радиальная часть может быть выполнена с внутренним дросселированием.

Конические подшипники выполняют односторонними и двусторонними. Конусность может быть различной в зависимости от их назначения и соотношения действующих радиальной и осевой нагрузок. Технология их изготовления сложнее, чем комбинированных.

Сферические подшипники выполняют в основном односторонними. Их применяют в тяжело нагруженных машинах, когда перекосы валов достигают значительных величин. Отличаются сложной технологией изготовления.

Упорные подшипники (подпятники) выполняют трех типов: с кольцевой камерой, многокамерные и ступенчатые.

Подпятники с кольцевой камерой делятся на два вида: с подводом смазочной жидкости в кольцевой карман (рис. 13.11, *д*) и с центральным подводом смазочной жидкости (рис. 13.11, *е*). Первые характеризуются большим расходом смазочной жидкости и несколько большей нагрузочной способностью. Вторые чаще применяют в комбинированных подшипниках.

Многокамерные подпятники применяют в тяжело нагруженных узлах. Их отличает большой расход смазочной жидкости, более сложная технология изготовления, а также возможность

rusautomobile.ru

независимой регулировки давлений в каждом кармане. Выполняются с дренажом между карманами и без него.

У ступенчатых подпятников (рис. 13.11, *ж, з*) нагнетаемый под давлением поток смазочной жидкости дросселируется в рабочем зазоре опоры. При одинаковом подводимом давлении имеют большую нагрузочную способность, чем подпятники с постоянными внешними дросселями.

Помимо описанных, существует еще ряд разновидностей конструкций гидростатических подшипников. Однако они либо имеют несущественные отличия от описанных, либо применяются крайне редко. Такие конструкции подшипников не вошли в данную классификацию.

Расчет гидростатических подшипников и оптимизацию их параметров рекомендуется выполнять в следующем порядке.

1. Назначают диаметр шейки вала D, мм (см. рис. 13.11, *а – г*) для радиальных или диаметры D_i (см. рис. 13.11, *д – з*) для упорных подшипников, исходя из общих требований, предъявляемых к конструкции узла.

2. Определяют эффективную площадь подшипника $A_{эф}$, мм^2. В общем виде

$$A_{эф} = \frac{1}{p_к} \int p dA,$$

где $p_к$ – давление в карманах опоры, МПа; p – текущее значение давления на поверхности опоры, МПа; A – площадь опоры, воспринимающая внешнюю нагрузку, мм^2. Рабочие формулы для определения значений $A_{эф}$ приведены в табл. 13.7.

Длину подшипника L, ширины перемычек l_0, ограничивающих карманы в осевом направлении, и ширины перемычек $l_к$ между карманами (все размеры в мм) устанавливают в зависимости от назначения проектируемого узла. В практике для радиальных гидростатических подшипников $L = (0{,}8 \div 1{,}4)\,D$;

$$l_0 = (0{,}04 \div 0{,}15)\,D;\ l_к = (0{,}08 \div 0{,}20)\,D,$$

однако проектировщик может изменить пределы указанных величин. При распространенных соотношениях $L = D$, $l_0 = 0{,}08D$, $l_к = 0{,}15D$ удобно пользоваться выражением $A_{эф} = 0{,}6\ D^2$.

Число карманов z в радиальном подшипнике принимают равным 4 или 6 (в последнем случае жесткость подшипника выше); по технологическим соображениям чаще принимают число карманов 4. Упорные подшипники с несколькими карманами применяют в случае больших габаритов узла; количество

rusautomobile.ru

карманов принимают $z = 6 \div 16$ в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [22].

3. Рассчитывают первоначальное значение рабочего зазора Δ_0 (или h), мм. Для смазочной жидкости с коэффициентами динамической вязкости $\mu = 5 \div 50$ МПа·с (масла марок И-5А, И-12А, И-20А) и при давлении источника питания $p_н = 2 \div 5$ МПа для радиальных подшипников пригодна формула $\Delta_0 = 0{,}8 \times \times 10^{-3} D$. Для упорных подшипников с $D_1 = 50 \div 2000$ мм принимают $h = 0{,}01 \div 0{,}05$ мм. Для подшипников ступенчатого типа принимают $t = \Delta/2$ и $t = h$.

4. Принимают жесткость j (Н/мм) гидростатического подшипника с учетом баланса жесткости всего проектируемого узла. Жесткость должна быть аналогична жесткости вала, втулки и сопряженных с ней деталей. Как правило, $j \geqslant 500 \cdot 10^3$ Н/мм.

5. Определяют давление источника питания $p_н = j\Delta_0/(3A_{эф})$, которое обычно не выходит за пределы 2–5 МПа. В противном случае производят коррекцию значений Δ_0 или j в пунктах 3 или 4.

6. Производят оптимизацию подшипников по таким критериям, как энергетические потери, демпфирование, жесткость, быстродействие и др. В высокоточных и тяжело нагруженных узлах важнейший критерий оптимизации – энергетический: тепловыделения в подшипниках должны быть минимальными, так как они снижают точность исполнительных движений, затрудняют работу средств охлаждения.

Суммарные энергетические потери (кВт) складываются из потерь на вязкое трение в подшипнике и затрат мощности, необходимой для прокачивания смазочной жидкости через подшипник. Потери на вязкое трение для радиальных подшипников

$$P_\mu = \left[\iint \frac{\mu V D^2}{2\Delta}\, d\theta\, dz\right]\omega;$$

для упорных подшипников

$$P_\mu = \left[\int_0^{r_0} \frac{2\pi\mu V r^2}{h}\, dr\right]\omega.$$

Затраты мощности на прокачивание смазочной жидкости через подшипник $P_Q = Qp_н$.

Формулы для расчета энергетических потерь для различных типов подшипников приведены в табл. 13.8.

rusautomobile.ru

13.7. Формулы для определения параметров гидростатических подшипников

№ рисунка	Эффективная площадь $A_{эф}$ подшипника, мм^2	Расход жидкости Q через подшипник, мм^3/с	Сила демпфирования F_g в подшипнике, Н
13.11, *а*	$A_{эф} = D \sin \frac{\pi}{4}(l + l_0)$	$Q = 0{,}102 \cdot 10^8 \frac{p_н \Delta^3}{\mu} \frac{\pi D}{l_0}$	$F_д = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3 V}{\Delta^3} \times$ $\times [l\theta_к (\cos\varphi + \sin\varphi) + 1{,}33 l_0]$
13.11, *б*	$A_{эф} = D \sin \frac{\theta}{2}(l + l_0)$	$Q = 0{,}83 \cdot 10^8 \frac{p_н \Delta^3}{\mu} \times$ $\times \frac{\left(l l_0 + \frac{D^2}{4}\theta\theta_к\right)}{D\theta_к l_0}$	$F_д = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3 V}{\Delta^3} \times$ $\times [1{,}33 l\theta_к (\cos\varphi + \sin\varphi) + 1{,}2 l_0]$
13.11, *в*	$A_{эф} = D \sin \frac{\pi}{4}(l - l_1)$	$Q = 0{,}16 \cdot 10^8 \frac{p_н \Delta^3}{\mu} D \left(\frac{2}{l_2} + \frac{1}{l_0}\right)$	$F_д = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3 V}{\Delta^3} \times$ $\times [(l + l_1)\theta_к (\cos\varphi + \sin\varphi) +$ $+ l_д + l_п + 0{,}67 l_0]$

rusautomobile.ru

13.11, *г*	$A_{эф} = D \sin \frac{\pi}{4} L \frac{2t}{\Delta} \times$ $\times \frac{l}{L-l} \frac{\left(1+\frac{2t}{\Delta}\right)^2}{\left[\frac{l}{L-l}+\left(1+\frac{2t}{\Delta}\right)^3\right]^2}$	$Q = 1{,}3 \cdot 10^8 \frac{p_н \Delta^3}{\mu} \times$ $\times \frac{D}{L-l\left[1-\frac{1}{\left(1+\frac{2t}{\Delta}\right)^3}\right]}$	$F_д = 12 \cdot 10^{-9} \mu D^3 V \left[\frac{l}{t^3}+0{,}67\frac{l_0}{\Delta^3}\right]$
13.11, *д*	$A_{эф} = \frac{\pi}{8} \frac{D_3^2 - D_2^2}{\ln (D_3/D_2)}$	$Q = 0{,}52 \cdot 10^9 \frac{p_н h^3}{\mu} \frac{1}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}$	$F_д = 0{,}3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu V}{h^3}\left[D_3^4 - D_2^4\right]$
13.11, *е*	$A_{эф} = \frac{\pi}{8}\left[\frac{D_4^2 - D_3^2}{\ln (D_4/D_3)} - \frac{D_2^2 - D_1^2}{\ln (D_2/D_1)}\right]$	$Q = 0{,}52 \cdot 10^9 \frac{p_н h^3}{\mu}\left(\frac{1}{\ln \frac{D_4}{D_3}} + \frac{1}{\ln \frac{D_2}{D_1}}\right)$	$F_д = 0{,}3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu V}{h^3}\left[D_4^4 - D_3^4 + D_2^4 - D_1^4 - \frac{(D_4^2 - D_3^2 + D_2^2 - D_1^2)^2}{\ln \frac{D_4 D_2}{D_3 D_1}}\right]$

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 13.7

№ рисунка	Эффективная площадь $A_{эф}$ подшипника, мм²	Расход жидкости Q через подшипник, мм³/с	Сила демпфирования F_g в подшипнике, Н
13.11, *ж*	$A_{эф} = \frac{\pi}{8}\frac{t}{h}\left(1+\frac{t}{h}\right)^2 \times$ $\times \frac{(D_3^2 - D_2^2)\ln\frac{D_2}{D_1} - (D_2^2 - D_4^2)\ln\frac{D_3}{D_2}}{\left[\ln\frac{D_2}{D_1} + \left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_3}{D_2}\right]^2}$	$Q = 0{,}52 \cdot 10^9 \frac{p_н h^3}{\mu} \times$ $\times \frac{\left(1+\frac{t}{h}\right)^3}{\ln\frac{D_3}{D_1} + \left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_3}{D_2}}$	$F_д = 0{,}3 \cdot 10^{-9} \mu V \left[\frac{D_3^4 - D_2^4}{h^3} + \right.$ $\left. + \frac{D_2^4 - D_1^4}{t^3}\right]$
13.11, *з*	$A_{эф} = \frac{\pi}{8}\frac{t}{h}\left(1+\frac{t}{h}\right)^2 \times$ $\times \left\{\frac{(D_6^2 - D_5^2)\ln\frac{D_5}{D_4} - (D_5^2 - D_4^2)\ln\frac{D_6}{D_5}}{\left[\left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_6}{D_5} + \ln\frac{D_5}{D_4}\right]^2} + \right.$ $\left. + \frac{(D_3^2 - D_2^2)\ln\frac{D_2}{D_1} - (D_2^2 - D_1^2)\ln\frac{D_3}{D_2}}{\left[\left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_2}{D_1} + \ln\frac{D_3}{D_2}\right]^2}\right\}$	$Q = 0{,}52 \cdot 10^9 \frac{p_н h^3}{\mu}\left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \times$ $\times \left[\frac{1}{\left(1+\frac{t}{h}\right)^2 \ln\frac{D_2}{D_1} + \ln\frac{D_3}{D_2}} + \right.$ $\left. + \frac{1}{\left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_6}{D_5} + \ln\frac{D_5}{D_4}}\right]$	$F_д = 0{,}3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu V}{h^3}\left[D_6^4 - D_5^4 + D_2^4 - \right.$ $- D_1^4 - \frac{(D_6^2 - D_5^2 + D_2^2 - D_1^2)^2}{\ln\frac{D_6 D_2}{D_5 D_1}}\left.\right] +$ $+ 0{,}3 \cdot 10^{-9} \frac{\mu V}{t^3}\left[D_5^4 - D_4^4 + \right.$ $\left. + D_3^4 - D_2^4 - \frac{(D_5^2 - D_4^2 + D_3^2 - D_2^2)^2}{\ln\frac{D_5 D_3}{D_4 D_2}}\right]$

rusautomobile.ru

13. 8. Формулы для определения параметров гидростатических подшипников

№ рисунка	Энергетические потери $P_\Sigma = P_\mu + P_Q$, кВт	Приближенные значения P_Σ [кВт], $\Delta_{опт}$ [мм] и $\mu_{опт}$ [МПа·с] для распространенных соотношений основных размеров подшипников
13.11, *а*	$P_\mu = 0{,}055 \cdot 10^{-16} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta}(\pi L - 2l\theta);$ $P_Q = 0{,}1 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu} \frac{\pi D}{l_0}$	При $L = D$; $l = 0{,}8D$; $l_к = 0{,}2D$; $l_0 = 0{,}1D$ $P_\Sigma = 0{,}07 \cdot 10^{-16} \mu D^4 \frac{n^2}{\Delta} + 10^2 \pi \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu};$ $\Delta_{опт} = 10^{-5} D \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}};$ $\mu_{опт} = 0{,}58 \cdot 10^{10} \frac{p_н \Delta^2}{nD^2}$
13.11, *б*	$P_\mu = 0{,}22 \cdot 10^{-16} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta}(L\theta_к + l_0\theta);$ $P_Q = 0{,}82 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu} \frac{\left(ll_0 + \frac{D^2}{4}\theta\theta_к\right)}{D\theta_к l_0}$	При $L = D$; $l_0 = 0{,}1D$; $l_к = 0{,}1D$; $b_д = 0{,}05D$; $P_\Sigma = 0{,}07 \cdot 10^{-16} \mu D^4 \frac{n^2}{\Delta} + 5{,}3 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu};$ $\Delta_{опт} = 0{,}82 \cdot 10^{-5} D \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}};$ $\mu_{опт} = 0{,}87 \cdot 10^{10} \frac{p_н \Delta^2}{nD^2}$
13.11, *в*	$P_\mu = 0{,}055 \cdot 10^{-16} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta}[\pi(L - l_1) - 2\theta(l + l_1)];$ $P_Q = 0{,}16 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu} D\left(\frac{2}{l_2} + \frac{1}{l_0}\right)$	При $L = D$; $l = 0{,}8D$; $l_к = 0{,}2D$; $l_1 = 0{,}05D$; $l_2 = 0{,}1D$; $l_0 = 0{,}05D$; $P_\Sigma = 0{,}1 \cdot 10^{-16} \mu D^4 \frac{n^2}{\Delta} + 6{,}4 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu};$ $\Delta_{опт} = 0{,}85 \cdot 10^{-5} D \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}};$ $\mu_{опт} = 0{,}8 \cdot 10^{10} \frac{p_н \Delta^2}{nD^2}$

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 13.8.

№ рисунка	Энергетические потери $P_\Sigma = P_\mu + P_Q$, кВт	Приближенные значения P_Σ [кВт], $\Delta_{опт}$ [мм] и $\mu_{опт}$ [МПа · с] для распространенных соотношений основных размеров подшипников
13.11, *г*	$P_\mu = 0{,}17 \cdot 10^{-16} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta}\left(L - \frac{l}{\frac{\Delta}{2t}+1}\right)$; $P_Q = 1{,}28 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu} \frac{D}{L - l\left[1 - \frac{1}{\left(1+\frac{2t}{\Delta}\right)^3}\right]}$	При $L = 1{,}5D$; $l = 1{,}2D$; $t = \Delta/2$; $P_\Sigma = 0{,}16 \cdot 10^{-16} \mu D^4 \frac{n^2}{\Delta} + 2{,}8 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu}$; $\Delta_{опт} = 1{,}18 \cdot 10^{-5} D \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}}$; $\mu_{опт} = 0{,}42 \cdot 10^{10} \frac{p_н \Delta^2}{nD^2}$
13.11, *д*	$P_\mu = 1{,}08 \cdot 10^{-18} \frac{\mu n^2}{h}(D_3^4 - D_2^4)$; $P_Q = 0{,}51 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu} \frac{1}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}$	При $D_3 = 1{,}6D_1$; $D_2 = 1{,}3D_1$ $P_\Sigma = 4 \cdot 10^{-18} \mu D_1^4 \frac{n^2}{h} + 2{,}47 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu}$; $h_{опт} = 0{,}48 \cdot 10^{-5} D_1 \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}}$; $\mu_{опт} = 2{,}5 \cdot 10^{10} \frac{p_н h^2}{nD_1^2}$
13.11, *е*	$P_\mu = 1{,}08 \cdot 10^{-18} \frac{\mu n^2}{h}(D_4^4 - D_3^4 - D_2^4 - D_1^4)$; $P_Q = 0{,}51 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu}\left(\frac{1}{\ln\frac{D_4}{D_3}} + \frac{1}{\ln\frac{D_2}{D_1}}\right)$	При $D_4 = 1{,}6D_1$; $D_3 = 1{,}4D_1$; $D_2 = 1{,}2D_1$ $P_\Sigma = 4{,}1 \cdot 10^{-18} \mu D_1^4 \frac{n^2}{h} + 6{,}65 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu}$; $h_{опт} = 0{,}38 \cdot 10^{-5} D_1 \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}}$; $\mu_{опт} = 4 \cdot 10^{10} \frac{p_н h^2}{nD_1^2}$

rusautomobile.ru

13.11, *ж*	$P_\mu = 1{,}08 \cdot 10^{-18} \frac{\mu n^2}{h}\left[D_3^4 - D_2^4 + \frac{1}{1+\frac{t}{h}}(D_2^4 - D_1^4)\right];$ $P_Q = 0{,}51 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu} \frac{\left(1+\frac{t}{h}\right)^3}{\ln\frac{D_2}{D_1} + \left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_3}{D_2}}$	При $D_3 = 1{,}6D_1$; $D_2 = 1{,}3D_1$; $t = h$ $P_\Sigma = 5 \cdot 10^{-18}\mu D_1^4 \frac{n^2}{h} + 2{,}13 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu}$; $h_{опт} = 0{,}53 \cdot 10^{-5} D_1 \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}}$; $\mu_{опт} = 2{,}1 \cdot 10^{10} \frac{p_н h^2}{n D_1^2}$
13.11, *з*	$P_\mu = 1{,}08 \cdot 10^{-18} \frac{\mu n^2}{h}\left[D_6^4 - D_5^4 + D_2^4 - D_1^4 + \frac{1}{1+\frac{t}{h}}(D_5^4 - D_4^4 + D_3^4 - D_2^4)\right];$ $P_Q = 0{,}51 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu}\left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \times$ $\times\left[\frac{1}{\left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_2}{D_1} + \ln\frac{D_3}{D_2}} + \frac{1}{\left(1+\frac{t}{h}\right)^3 \ln\frac{D_6}{D_5} + \ln\frac{D_5}{D_4}}\right]$	При $D_6 = 1{,}6D_1$; $D_5 = 1{,}45D_1$; $D_4 = 1{,}32D_1$; $D_3 = 1{,}28D_1$; $D_2 = 1{,}15D_1$; $t = h$ $P_\Sigma = 4{,}4 \cdot 10^{-18}\mu D_1^4 \frac{n^2}{h} + 8 \cdot 10^3 \frac{p_н^2 h^3}{\mu}$; $h_{опт} = 0{,}37 \cdot 10^{-5} D_1 \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}}$; $\mu_{опт} = 4{,}3 \cdot 10^{10} \frac{p_н h^2}{n D_1^2}$

rusautomobile.ru

Функции суммарных потерь энергии $P_\Sigma = P_\mu + P_Q$ для подшипников всех типов имеют экстремальный характер в зависимости от рабочего зазора Δ (рис. 13.12, *а*) и вязкости μ смазочной жидкости (рис. 13.12, *б*). Следовательно, по условию минимизации потерь на трение можно осуществить выбор рабочего зазора $dP_\Sigma/d\Delta = 0$ и вязкости смазочной жидкости $dP_\Sigma/d_\mu = 0$. Формулы для определения $\Delta_{опт}$ и $\mu_{опт}$ по минимуму энергетических потерь приведены в табл. 13.8.

7. Определяют основные параметры: нагрузочную способность $F = 1{,}5A_{эф}p_н\varepsilon$ (в Н), где относительное смещение подвижной части подшипника $\varepsilon = 0 \div 0{,}35$; расход Q смазочной жидкости в мм^3/с; силу демпфирования $F_д$ в Н (по формулам табл. 13.7).

8. Проводят расчет параметров дросселя. Длину канала (мм) капиллярного дросселя, имеющего круглое сечение, определяют как

$$l_{др} = 1{,}2 \cdot 10^7 \frac{p_н d_{др}^4}{\mu q_{др}},$$

где $d_{др}$ – диаметр канала дросселя, мм; $q_{др}$ – расход смазочной жидкости через дроссель (мм^3/с), соответствующий расходу через один карман радиального или одну сторону упорного подшипника. Если канал дросселя имеет сечение, отличное от круглого, то его приводят к круглому.

При проектировании опор и расчете дросселей следует учитывать, что трубопровод выполняет роль дополнительного гидравлического сопротивления, особенно при больших расходах смазочной жидкости.

Расчет и оптимизацию параметров подшипников целесообразно проводить с помощью ЭВМ. Алгоритм автоматизированного расчета приведен в работе [23].

Пример. Рассчитать основные параметры радиального гидростатического подшипника задней опоры шпинделя специального токарного станка (по рис. 13.11, *а*). Принято: диаметр шейки шпинделя $D = 100$ мм; длина подшип-

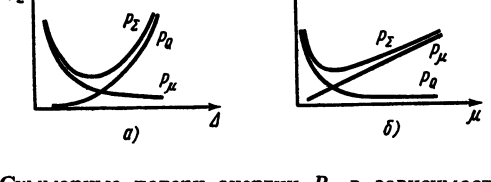


Рис. 13.12. Суммарные потери энергии P_Σ в зависимости от зазора (*а*) и вязкости смазочной жидкости (*б*)

rusautomobile.ru

ника $L = 100$ мм; размер перемычек, ограничивающих карман в осевом направлении, $l_0 = 10$ мм; размер перемычек между карманами $l_к = 14$ мм; число карманов $z = 4$; жесткость подшипника $j = 500 \cdot 10^3$ Н/мм; смазочная жидкость – масло И-5А с $\mu = 7$ МПа · с при температуре 30 °С; максимально допустимое значение смещения шпинделя в подшипнике (эксцентриситет) $e = 0{,}01$ мм; максимальная скорость колебаний шпинделя $v = 0{,}2$ мм/с; частота вращения шпинделя $n = 1600$ об/мин.

Эффективная площадь подшипника

$$A_{эф} = D \sin \frac{\pi}{4}(l + l_0) = 100 \sin \frac{\pi}{4}(80 + 10) = 6360 \text{ мм}.$$

Первоначальное значение диаметрального зазора

$$\Delta_0 = 0{,}8 \cdot 10^{-3} D = 0{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 100 = 0{,}08 \text{ мм}.$$

Давление источника питания

$$p_н = j\Delta_0/(3A_{эф}) = 500 \cdot 10^3 \cdot 0{,}08/(3 \cdot 6360) = 2{,}1 \text{ МПа}.$$

Энергетические потери в подшипнике

$$P_\Sigma = P_\mu + P_Q = 0{,}055 \cdot 10^{-16} \mu D^3 \frac{n^2}{\Delta}(\pi L - 2l\theta) + 0{,}1 \cdot 10^2 \frac{p_н^2 \Delta^3}{\mu} \frac{\pi D}{l_0} =$$

$$= 0{,}055 \cdot 10^{-16} \cdot 7 \cdot 100^3 \frac{1600^2}{0{,}08}(\pi \cdot 100 - 2 \cdot 80 \cdot 1{,}27) +$$

$$0{,}1 \cdot 10^2 \frac{2{,}1^2 \cdot 0{,}08^3}{7} \frac{\pi \cdot 100}{10} = 0{,}24 \text{ кВт}.$$

Оптимальное значение диаметрального зазора по минимуму энергетических затрат

$$\Delta_{опт} = 10^{-5} D \sqrt{\frac{\mu n}{p_н}} = 10^{-5} \cdot 100 \sqrt{\frac{7 \cdot 1600}{2{,}1}} = 0{,}073 \text{ мм}.$$

Поскольку полученное значение $\Delta_{опт}$ незначительно отличается от Δ_0, то можно не корректировать значения $p_н$ и P_Σ. Окончательно принимаем $\Delta = 0{,}075 \pm 0{,}005$ мм. Проверяем максимальное значение относительного эксцентриситета:

$$\varepsilon = 2e/\Delta = 2 \cdot 0{,}01/0{,}075 = 0{,}27 < 0{,}35.$$

Максимальная нагрузочная способность

$$F = 1{,}5 A_{эф} p_н \varepsilon = 1{,}5 \cdot 6360 \cdot 2{,}1 \cdot 0{,}27 = 5410 \text{ Н}.$$

Расход смазочной жидкости через подшипник

$$Q = 0{,}102 \cdot 10^8 \frac{p_н \Delta^3}{\mu} \frac{\pi D}{l_0} = 0{,}102 \cdot 10^8 \frac{2{,}1 \cdot 0{,}08^3}{7} \frac{\pi \cdot 100}{10} = 50 \cdot 10^3 \text{ мм}^3/\text{с}.$$

Максимальная сила демпфирования в подшипнике

$$F_д = LD\left[\frac{p_н}{2} + \frac{12 \cdot 10^{-6} \mu D^2}{\Delta^3} V\left(\frac{\theta_к}{2} - \frac{\sin \theta_к}{2}\right)\right] =$$

$$= 100 \cdot 100\left[\frac{2{,}1}{2} + \frac{12 \cdot 10^{-6} \cdot 7 \cdot 100^2}{0{,}08^3} 0{,}2\left(\frac{0{,}297}{2} - \frac{0{,}293}{2}\right)\right] = 20\,100 \text{ Н}.$$

Параметры капиллярного дросселя при $d_{др} = 0{,}6$ мм и $q_{др} = 50 \cdot 10^3/4$ мм^3/с

rusautomobile.ru

$$l_{др} = 1{,}2 \cdot 10^7 \frac{p_н d_{др}^4}{\mu q_{др}} = 1{,}2 \cdot 10^7 \frac{2{,}1 \cdot 0{,}6^4 \cdot 4}{7 \cdot 50 \cdot 10^3} = 177 \text{ мм}.$$

Особенности конструирования. В качестве смазочной жидкости применяют минеральные масла с вязкостью в пределах 1 – 100 МПа · с. Выбор производят исходя из целевого назначения подшипников. В прецизионных узлах применяют масла И-5А или И-12А по ГОСТ 20799 – 75, в высокоскоростных – масло с возможно минимальной вязкостью ИГП-2 или ИГП-4. Если от подшипников требуются высокие демпфирующие качества, применяют более вязкие масла – И-20А, И-30А и даже И-50А. Для определения вязкости смазочной жидкости при различных температурах удобно пользоваться номограммой (рис. 13.13).

Системы смазки просты, надежны и удобны в эксплуатации. В качестве примера на рис. 13.14 приведена принципиальная схема питания гидростатических подшипников шпинделя прецизионного токарного станка. Из бака *1* масло под давлением насосом *2* через заборный фильтр грубой очистки *3*, магнитный фильтр *4* и фильтры тонкой очистки *5* нагнетается в подводящую магистраль. Напорный золотник *6* настраивают на необходимое давление масла. Реле давления *7* выключает привод главного движения в случае, когда давление в подводящей магистрали падает ниже установленного значения $p_н$. Кроме того, реле давления обеспечивает нормальную работу фильтров *5* до их предельно допустимого засорения. Для аварийного питания подшипников на выбеге шпинделя в случае срабатывания реле давления предусмотрены гидроаккумулятор *9* и обратный клапан *8*. В системе имеется еще один фильтр тонкой очистки *10*. На входе в каждый карман установлены дроссели *11*. Из подшипников масло самотеком сливается в кор-

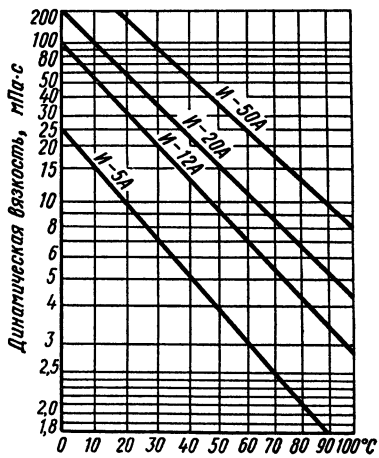


Рис. 13.13. Номограмма для определения вязкости смазочной жидкости при различных температурах

rusautomobile.ru

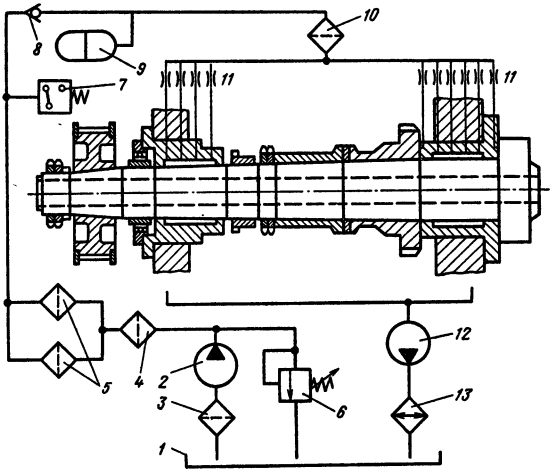


Рис. 13.14. Система питания гидростатических подшипников

пус шпиндельной бабки, откуда оно откачивается насосом *12* через теплообменник *13* в бак.

Для обеспечения нормальной работы гидростатических подшипников максимально допустимая величина частиц, попадающих в подшипник, не должна превышать трети рабочего зазора. Поэтому в подводящей магистрали необходимо установить сетчатый заборный фильтр грубой очистки, магнитный фильтр, сетчатый фильтр тонкой очистки с сеткой 15 – 60 мкм и фильтр тонкой очистки до 5 – 10 мкм, например фетровый.

Когда требуется высокая точность вращения вала, к системе питания подключают холодильную установку, с помощью

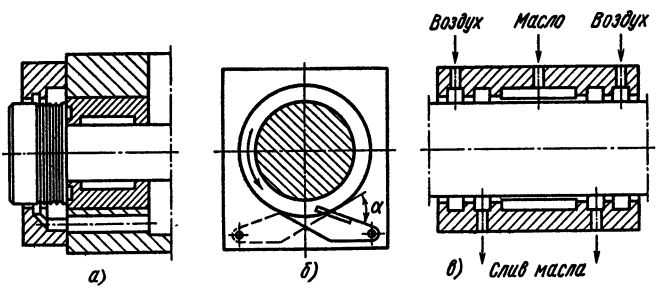


Рис. 13.15. Уплотнения гидростатических подшипников:
а – маслоотбойные канавки; *б* – плужковый отсекатель; *в* – пневматическое

rusautomobile.ru

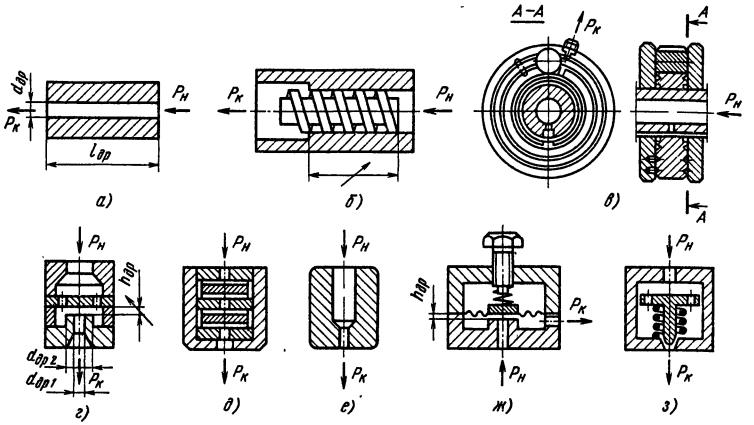


Рис. 13.16. Дросселирующие устройства:
а – расчетная схема капиллярного дросселя; *б* – капиллярный винтовой дроссель; *в* – капиллярный спиральный дроссель; *г* – щелевой дроссель; *д* – комбинированный капиллярно-щелевой дроссель; *е* – жиклер; *ж* – мембранный регулятор расхода; *з* – щелевой регулятор расхода

которой добиваются стабилизации температуры в системе до $\pm 0{,}5$ °С.

Частая замена смазочной жидкости нежелательна, поэтому необходима установка надежных уплотнений, в качестве которых применяют только бесконтактные, так как контактные уплотнения резко снижают точность вращения вала и демпфирование. Наиболее распространены маслоотбойные канавки, плужковые отсекатели, пневматические уплотнения (рис. 13.15).

В системах подвода смазочной жидкости в подшипники применяют дросселирующие устройства, обеспечивающие ламинарное течение жидкости; дроссели капиллярного и щелевого типов; жиклеры и регуляторы расхода (рис. 13.16). Основной параметр дросселя – расход смазочной жидкости $q_{др}$ – выбирают так, чтобы обеспечить давление в карманах подшипника $p_к = p_н/2$.

rusautomobile.ru

Глава 14
КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРОВ

§ 14.1. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ

Конструктивные и технологические решения при создании редукторов определяются их главным параметром, требуемой твердостью рабочих поверхностей зубьев, необходимой степенью точности передач, а также характером их производства (серийностью выпуска).

Главным параметром редуктора для цилиндрических и червячных передач является межосевое расстояние тихоходной ступени a_T, для планетарных – радиус водила R, для волновых – внутренний диаметр гибкого колеса $d_{вн}$.

По размеру главного параметра редукторы делятся на мелкие ($a_T \leqslant 250$ мм; $d \leqslant 250$ мм; $R \leqslant 125$ мм; $d_{e2} \leqslant 400$ мм), средние ($250 < a_T \leqslant 630$ мм; $125 < R \leqslant 315$ мм; $400 < d_{e2} \leqslant 1000$ мм), крупные (параметры еще выше). Масса мелких редукторов, как правило, не превышает 500 кг, средних – до 10 000 кг.

По твердости рабочих поверхностей зубьев различают редукторы с «мягкими» передачами ($HB \leqslant 350$) и с «твердыми» передачами ($HRC > 40$).

Мелкие редукторы обычно изготовляют с «твердыми» передачами, средние – и с «твердыми» и с «мягкими», крупные редукторы в большинстве случаев имеют невысокую твердость рабочих поверхностей зубьев.

По степени точности передач (ГОСТ 1643–81) редукторы делятся на точные (5 и точнее), средние (6–9) и грубые (10 и грубее). Основными факторами, определяющими потребную степень точности, являются окружная скорость зубчатых колес и требования к виброакустическим свойствам редуктора. Чем они выше, тем точнее должен изготовляться редуктор. К грубым относят редукторы, имеющие скорость зубчатых колес менее 5 м/с и низкие виброакустические свойства, к средним – редукторы со скоростью колес 5–20 м/с и средними виброакустическими свойствами, к точным – редукторы со скоростью колес более 20 м/с и высокими виброакустическими свойствами.

rusautomobile.ru

Размеры редуктора, характеризуемые его главным параметром, определяют размеры оборудования, необходимого для обработки его деталей. Твердость рабочих поверхностей зубьев обусловливает применение конкретного термического оборудования и технологии, связанных с финишной зубообработкой. Необходимая степень точности редуктора определяет степень точности станков и инструмента, а также организацию технологического процесса. Характер производства (серийность выпуска) предопределяет и характер оборудования – универсальное, специализированное или специальное.

При единичном и мелкосерийном производстве годовой выпуск редукторов не более 100 шт., при серийном 100 – 10 000 шт., при крупносерийном более 10 000 шт.

Мелкие редукторы часто изготовляют крупными партиями, для средних редукторов типичен серийный или мелкосерийный характер производства; крупные редукторы изготовляют в небольшом количестве.

В дальнейшем будем рассматривать мелкие и средние общепромышленные редукторы (общего назначения, подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин, металлургических, горнорудных и угольных машин, химического машиностроения и т. п.). Несмотря на значительные конструктивные различия, они близки по своим основным технико-экономическим характеристикам: невысокие окружные скорости, средние требования к надежности, точности и металлоемкости, высокие – к трудоемкости изготовления и себестоимости.

§ 14.2. КОРПУСА РЕДУКТОРОВ

В серийном производстве корпуса редукторов изготовляют литыми из серого чугуна марки не ниже СЧ 15. Редукторы ответственных машин, например металлургических, иногда выполняют из стального литья марки 25Л.

В соответствии с требованиями технической эстетики корпуса редукторов должны иметь строгие геометрические формы: выступающих частей следует, по возможности, избегать; бобышки и ребра располагать внутри корпуса; по осям валов ребра не ставить. Для облегчения формовки бобышки и ребра в крышке можно располагать снаружи. Верх крышки целесообразно делать горизонтальным, что упрощает ее обработку и позволяет использовать поверхность крышки как монтажную базу. Элементы для строповки следует выполнять в виде ушей или крюков, отлитых вместе с корпусом; грузовые винты (рым-болты) применять не рекомендуется. Крышку

rusautomobile.ru

с корпусом целесообразно соединять винтами, ввертываемыми в гнезда, нарезанные непосредственно в корпусе. Фундаментные болты лучше всего располагать в выемках корпуса, выполненных так, чтобы лапы не выступали за габариты корпуса.

Конструкция корпуса этого типа (рис. 14.1 – 14.2) имеет определенные преимущества по сравнению с традиционными конструкциями. При такой конструкции:

увеличивается объем масла, что повышает стабильность его свойств во времени, снижает пики температур при кратковременных перегрузках редуктора;

исключаются фланцы – причина отклонения от плоскостности поверхностей разъема и течи масла по разъему;

жесткость и виброакустические свойства корпуса повышаются;

прочность лап для фундаментных болтов, расположенных в выемках корпуса, увеличивается;

дренажирование подшипниковых гнезд, осуществляемое вертикальными сверлениями, упрощается;

наружная очистка упрощается;

деформация бобышек, направленная в благоприятную сторону, уменьшает взаимный перекос колец подшипников при деформации валов.

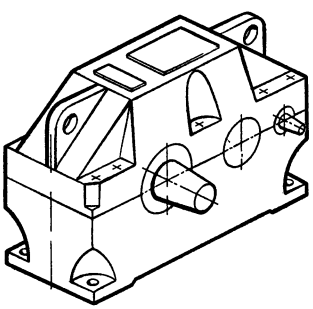


Рис. 14.1. Корпус с внешним расположением стенок

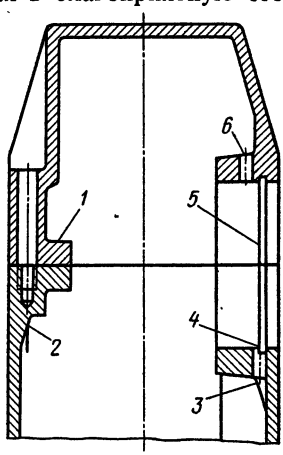


Рис. 14.2. Сечение корпуса по оси вала и по стяжному винту, соединяющему крышку с корпусом:

1 – пояс; *2* – литейный переход; *3* – выемка для выхода сверла; *4* – дренажное отверстие; *5* – канавка под закладную крышку; *6* – отверстие для смазывания подшипников

rusautomobile.ru

Необходимо отметить и недостатки таких корпусов по сравнению с традиционными конструкциями: некоторое увеличение массы, повышение трудоемкости формовки, а также очистки и окраски внутренней поверхности корпуса.

При конструировании и изготовлении корпусов должно быть обеспечено выполнение следующих технических требований:

заготовка корпуса после черновой обработки основных сопрягаемых поверхностей (плоскости разъема и основания, отверстия под подшипники, торцы) должна быть подвергнута отжигу;

в мелких редукторах (массой свыше 25 кг) на крышке корпуса необходимо предусматривать элементы для строповки (уши, крюки); в средних редукторах в нижней части корпуса целесообразно выполнять подъемные крюки;

обязательна окраска необработанных поверхностей;

недопустима постановка прокладок в разъем (течь надежно предотвращается пастой «Герметик»);

отклонение от плоскостности поверхностей разъема, мм, до $0{,}05L$, где L – длина редуктора, м, но не менее 0,05 мм;

шероховатость поверхностей разъема – $Rz \leqslant 20$ мкм;

несовпадение осей отверстий под подшипники с плоскостью разъема – не более $0{,}002d$, где d – диаметр отверстия;

поле допуска отверстий под подшипники $H7$;

отклонение от цилиндричности отверстий под подшипники – 0,3 допуска на диаметр;

шероховатость отверстий под подшипники – $Ra \leqslant 2{,}5$ мкм;

обязательно дренажирование подшипниковых гнезд.

Размеры основных элементов корпуса определяют в зависимости от значения наибольшего вращающего момента на тихоходном валу редуктора, Н · м:

$$T_{max} = T_н m i \eta = (P_н/\omega)\, m i \eta, \qquad (14.1)$$

где $P_н$ – номинальная мощность двигателя, Вт; ω – угловая скорость, $с^{-1}$; $m = T_{дв\,max}/T_н$ – кратность пускового момента двигателя, принимаемая по каталогу; i – передаточное отношение редуктора; η – КПД редуктора и муфты.

Для редукторов общего назначения принимают

$$T_{max} = 2T_{ном}. \qquad (14.2)$$

В приводимых ниже эмпирических формулах все размеры приведены в миллиметрах, значения T_{max} – в Н · м.

Толщина стенки нижней части корпуса, если он имеет разъем по оси валов,

rusautomobile.ru

$$\delta = 2\sqrt[4]{0{,}1T_{max}} \geqslant 6. \quad (14.3)$$

Толщина стенки крышки корпуса

$$\delta_{кр} = 0{,}9\delta \geqslant 6. \quad (14.4)$$

Толщина ребра у основания

$$\delta_{реб} = \delta. \quad (14.5)$$

Крышку крепят к корпусу улучшенными винтами с шестигранной уменьшенной головкой класса прочности 6.6.

Диаметр стяжных винтов

$$d = \sqrt[3]{T_{max}} \geqslant 10. \quad (14.6)$$

Диаметр винтов для крепления торцовых крышек неразъемных корпусов червячных редукторов определяют также по формуле (14.6); минимальный размер М6.

Расстояние между стяжными винтами – не более $10d$. Если по конструктивным условиям это выполнить невозможно, то увеличивают жесткость участка корпуса между винтами.

Толщина фланца по разъему

$$\delta_{фл} = d; \quad (14.7)$$

ширина фланца, если на нем нет стяжных болтов,

$$b_{фл} \geqslant 1{,}5d. \quad (14.8)$$

Диаметр фундаментного болта

$$d_ф = 1{,}25d; \quad (14.9)$$

толщина лапы фундаментного болта

$$\delta_ф = 1{,}5d_ф. \quad (14.10)$$

Число фундаментных болтов при $a_T \leqslant 250$ $z_ф = 4$, при $a_T > 250$ $z_ф = 6$.

Толщина уха у основания

$$\delta_у = 2{,}5\delta_{кр}. \quad (14.11)$$

Высота центров цилиндрических редукторов

$$H_0 = (1 \div 1{,}12)\, a_T. \quad (14.12)$$

Уклон дна может составлять от 1:100 до 1:200. Чем больше размер редуктора, тем уклон делают меньше.

rusautomobile.ru

Между вращающимися деталями должны быть предусмотрены следующие зазоры: между торцами зубчатых колес $\Delta_1 \approx 0{,}5\delta$, между торцом колеса и внутренними деталями корпуса $\Delta_2 \approx 0{,}8\delta$, между вершинами зубьев колеса и корпусом $\Delta_3 \approx 1{,}25\delta$. Эти зазоры показаны на рис. 3.38.

Приведенные рекомендации распространяются и на червячные редукторы. Червячный редуктор с неразъемным корпусом и большими торцовыми крышками для заводки червячного колеса показан на рис. 14.3 – 14.4.

Элементы корпуса должны сопрягаться одинаковым радиусом

$$r \approx 0{,}25\delta; \tag{14.13}$$

значение r, определенное по этой формуле, округляют до ближайшего целого числа.

Если сопрягаются элементы корпуса разной толщины и отношение их толщин больше двух, то следует предусматривать литейные переходы в виде клина. Толщина клина у основания

$$\delta_{\text{пер}} = (\delta_{\max} - \delta_{\min})/2 \leqslant \delta_{\min}; \tag{14.14}$$

длина клина

$$l_{\text{пер}} \approx 4\delta_{\text{пер}}. \tag{14.15}$$

Конструктивное оформление литейного перехода показано на рис. 14.5 на примере сопряжения фундаментной лапы редуктора со стенками. Там же приведены размеры элементов лапы. В этом случае

$$\delta_{\text{пер}} = 0{,}5\,(\delta_{\text{ф}} - \delta).$$

Крышку с корпусом надо соединять винтами только одного диаметра и не более чем двух типоразмеров по длине (рис. 14.6, *а*). Вариант на рис. 14.6, *б* является предпочтительным.

Участки стыков, не соединенных болтами, приведены на рис. 14.7. Вблизи подшипников стяжные болты выполняют более длинными (рис. 14.8).

Диаметры отверстий под болты и размеры цековок принимают по табл. 14.1.

Для исключения сдвига крышки относительно корпуса устанавливают два конических штифта, располагая их как можно дальше друг от друга на удобных местах корпуса (рис. 14.9, *а*). Диаметр штифта

$$d_{\text{шт}} \approx 0{,}5d. \tag{14.16}$$

rusautomobile.ru

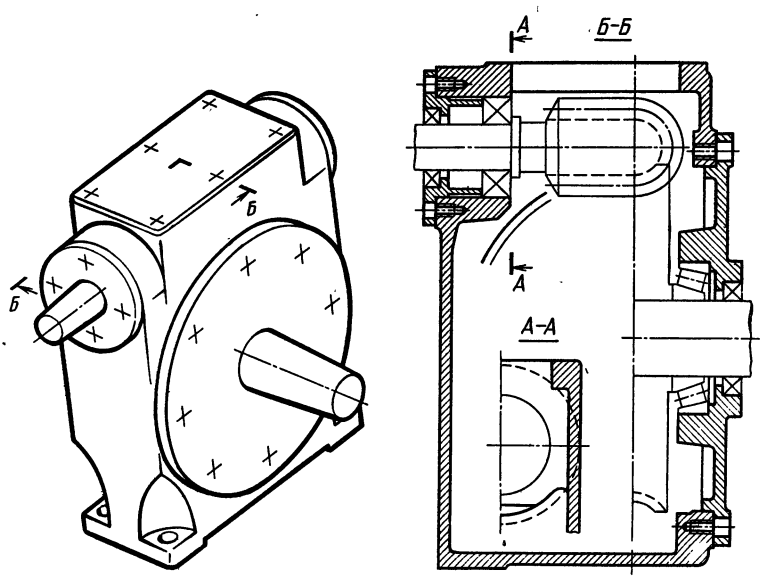


Рис. 14.3. Червячный редуктор

Рис. 14.4. Сечение корпуса по оси червяка (слева) и по оси червячного колеса (справа)

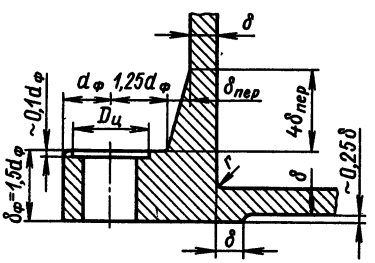


Рис. 14.5. Лапа редуктора

rusautomobile.ru

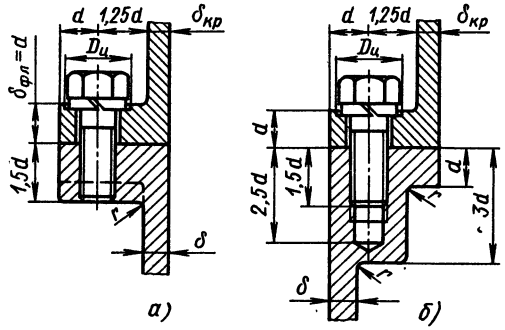
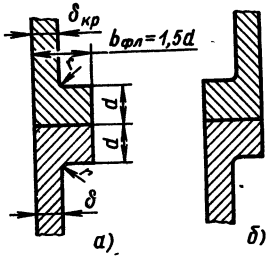


Рис. 14.6. Фланцевое соединение крышки с корпусом

Рис. 14.8. Установка стяжного болта вблизи подшипника



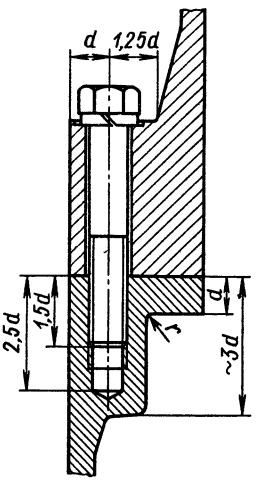


Рис. 14.7. Безболтовое соединение крышки с корпусом:
а – наружное; *б* – внутреннее

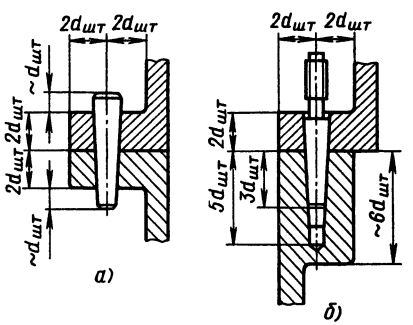


Рис. 14.9. Установка штифтов

rusautomobile.ru

14.1. Размеры (мм) элементов для размещения болтов

Размер	Диаметр болта									
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Диаметр цековки	12	15	18	22	25	28	30	35	38	40
Глубина цековки (примерная)	1	1	1	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2,5
Диаметр отверстия под стяжной болт	7	9	11	13	15	18	20	22	24	26
Диаметр отверстия под фундаментный болт	—	—	12	14	17	19	21	24	26	29
Глубина завинчивания	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
Глубина сверления	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60

При невозможности сверления насквозь используют штифты с резьбовой цапфой (рис. 14.9, *б*) (извлечение штифта осуществляется гайкой).

Размеры бобышек для размещения подшипников указаны на рис. 14.10. Число ребер следует ограничивать. Если на конец тихоходного вала действует большая консольная сила, то в корпусе на бобышке этого вала целесообразно предусмотреть одно ребро, смещенное в сторону быстроходного вала (рис. 14.10). По оси бобышки ребра ставить нельзя.

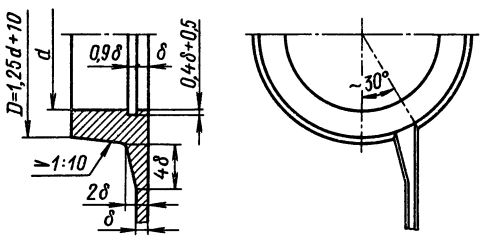


Рис. 14.10. Размер бобышки для подшипника

Если винт для крепления торцовой крышки находится ниже уровня масла, во избежание просачивания масла по зазорам в резьбе сквозное сверление под резьбу делать нельзя. Сверление должно быть глухим, как показано на рис. 14.4 внизу справа.

§ 14.3. ВАЛЫ, ВАЛЫ-ШЕСТЕРНИ, ЧЕРВЯКИ

Валы редукторов должны удовлетворять условиям прочности, жесткости и размещения подшипников. В большинстве случаев лимитирующим фактором является жесткость

rusautomobile.ru

вала. Для эвольвентных передач прогиб вала не имеет большого значения; его можно не проверять. Численной характеристикой жесткости являются углы поворота на опорах и в плоскости, совпадающей с серединой венца колеса. Угол поворота на опоре определяет взаимный перекос колец подшипника, который является причиной уменьшения ресурса подшипника. Угол поворота венца определяет концентрацию нагрузки по ширине венца.

Углы поворота прямо пропорциональны квадрату длины вала и обратно пропорциональны четвертой степени его диаметра. Модуль нормальной упругости стали практически не зависит от ее марки, твердости и способа химико-термической обработки. Длина вала определяется шириной зубчатых колес и размерами подшипника, поэтому возможности ее уменьшения крайне ограничены. Таким образом, практически единственным размером, которым конструктор может управлять, является диаметр вала.

Рассмотрим способы предварительного определения размеров и конструкцию типичных валов редукторов.

Тихоходные валы. Наиболее распространенными являются сплошные тихоходные валы. Соотношение крутящих и изгибающих моментов, действующих на валы, довольно стабильно, что позволяет предварительный диаметр вала определять расчетом только на кручение (см. гл. 11). Концы тихоходных валов целесообразно выполнять коническими по ГОСТ 12081–72*. Цилиндрические концы должны иметь посадки, обеспечивающие гарантированный натяг насаживаемой детали.

Наиболее распространенные конструкции тихоходных валов показаны на рис. 14.11. В ступенчатом вале каждой посадке соответствует свой номинальный диаметр, в гладком – разные посадки осуществляются на одном номинальном диаметре в системе отверстия. Такая конструкция по сравнению со ступенчатым валом имеет следующие преимущества:

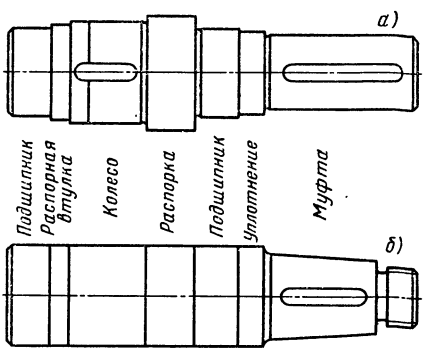


Рис. 14.11. Конструкция тихоходных валов:
а – ступенчатый вал; *б* – гладкий вал

rusautomobile.ru

наибольшую жесткость вала (это преимущество растет с увеличением твердости зубьев);

лучшие условия насадки колеса, так как оно сначала хорошо центрируется на переходной посадке подшипника, а затем переходит на свою шейку с высоким натягом без перекоса и задира (в ступенчатом вале для этого предусматривают заборные пояски, уменьшающие полезную длину шейки);

более низкую трудоемкость изготовления;

бóльшую надежность вала, так как нет проточек, вызывающих высокую концентрацию напряжений;

повышенный коэффициент использования металла.

В единичном и мелкосерийном производстве гладкие валы целесообразно делать с буртами, служащими распоркой и монтажной базой; в крупносерийном производстве лучше выполнять их гладкими с распорными втулками.

Если шлифуемая шейка заканчивается буртом (см. рис. 14.11, *а*), то для выхода шлифовального камня необходимо предусматривать проточки [предпочтительными являются проточки исполнения 2 по ГОСТ 8820–69*, обеспечивающие наименьшую концентрацию напряжений (рис. 14.12)]. Для вала, а желательно и для всего редуктора, следует использовать проточки одного размера, что сокращает номенклатуру инструмента.

В редукторах насадного исполнения тихоходные валы выполняют полыми (рис. 14.13). Диаметр посадочной шейки колеса принимают на 25 % больше, чем получается по расчету на кручение. Внутри полого вала выполняют эвольвентные шлицы с центрированием по наружному диаметру. Диаметр шлицев $D_{шл}$ принимают равным диаметру конца тихоходного вала. Длина шлицев $l_{шл} \leqslant D_{шл}$.

При насадке колеса полый вал сильно деформируется («садится»), поэтому шлицы после напрессовки колеса следует калибровать либо протягивать после сборки колеса с валом.

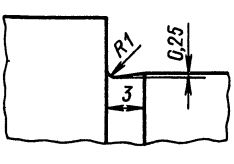


Рис. 14.12. Проточка для выхода шлифовального камня

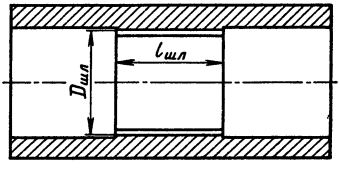


Рис. 14.13. Полый тихоходный вал

rusautomobile.ru

Зубчатые колеса должны насаживаться на валы с гарантированным натягом. Длину насадочной шейки вала целесообразно делать несколько меньше длины ступицы колеса (на две фаски), что уменьшает коэффициент концентрации напряжений за счет выравнивания давления от натяга.

Валы-шестерни. Ширина шестерни обычно на два модуля больше венца колеса.

Шевронные шестерни всегда выполняют заодно с валом, т. с. как валы-шестерни. Прямозубые и косозубые шестерни при $u \geqslant 3{,}15$ выполняют как валы-шестерни; при $u \leqslant 2{,}8$ их можно выполнять насадными при наличии технико-экономической целесообразности с учетом некоторого снижения точности и надежности.

Вал для насадной шестерни конструируют по тем же правилам, что и тихоходный вал.

Диаметр шейки промежуточного вала в месте посадки колеса

$$d_{\text{п}} = (0{,}63 \div 0{,}8)\, d_{\text{ТК}}. \qquad (14.17)$$

Коэффициент пропорциональности $(0{,}63 - 0{,}8)$ следует принимать равным отношению межосевых расстояний соседних ступеней.

Диаметры шеек под подшипники надо, по возможности, делать одинаковыми с диаметром шейки под колесо, т. е. в посадочной части вал выполнять гладким.

Использования врезных шестерен желательно избегать, так как это затрудняет зубофрезерование, бочкообразное шевингование и шлифование. Врезание должно быть исключено совсем или хотя бы уменьшено положительным смещением, которое одновременно повышает прочность зуба на излом. Смещение ограничивается коэффициентом торцового перекрытия ε_α или заострением. Проверку перекрытия и заострения см. § 4.11.

При неизбежности врезания допустимо прорезать посадочную шейку под подшипник, причем на шейке должно оставаться не менее 60 % неповрежденной поверхности, поэтому глубина врезания в шейку не должна превышать $0{,}6m_n$. Такая конструкция вала-шестерни показана на рис. 14.14.

Диаметр конического конца быстроходного вала $d_{\text{Б}}$ определяют из соотношения диаметров концов быстроходного и тихоходного валов. Зависимость $d_{\text{Б}}/d_{\text{Т}}$ от типа редуктора следующая:

rusautomobile.ru

Тип	КШ	Ц, К, П	Ч, Ц2, Ц2С, КЦ
$d_Б/d_Т$	1	0,63	0,5
Тип	П2, ЦЧ	ЧЦ, Ц3, КЦ2	В, П3, ЧЦ2
$d_Б/d_Т$	0,4	0,315	0,25

Типичная конструкция вала-шестерни цилиндрической передачи приведена на рис. 14.15.

Конические зубчатые колеса при $u \geqslant 3{,}15$ выполняют как валы-шестерни (рис. 14.16).

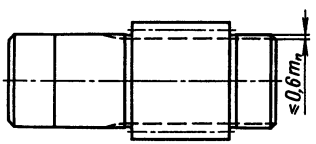
Для обеспечения необходимых жесткости вала и ресурса подшипника обязательно выполнение следующего условия:

$$d \approx b, \tag{14.18}$$

где d – диаметр шейки под подшипник; b – ширина венца конического колеса.

Заплечик ($\Delta = 3 \div 5$ мм) служит для завода губок съемника при снятии подшипника.

Рис. 14.14. Вал-шестерня



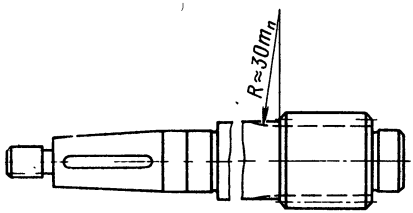


Рис. 14.15. Быстроходный вал-шестерня

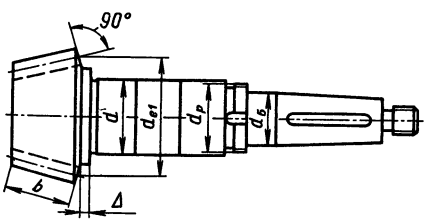


Рис. 14.16. Вал-шестерня коническая

Червяки. Оптимальный делительный диаметр червяка $d_1 = 0{,}4a$, где a – межосевое расстояние червячной передачи. Диаметр тела червяка для повышения жесткости целесообразно увеличивать, для обеспечения выхода инструмента его следует делать немного меньше диаметра впадин витков d_{f1}.

Расстояние между опорами червяка должно быть минимальным, для чего можно срезать угол бобышки подшипника, как показано на рис. 14.4 вверху слева. Расстояние между сере-

rusautomobile.ru

динами подшипников червяка, как правило, составляет $0{,}9d_2$, где d_2 – делительный диаметр колеса.

Пример конструкции червяка приведен на рис. 14.17.

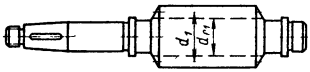


Рис. 14.17. Червяк

Проверочный расчет валов. После завершения компоновки редуктора и определения размеров валов, валов-шестерен и червяков выполняют проверочный расчет методами, изложенными в гл. 4, причем:

силы тяжести и центробежные силы не учитывают, так как они малы по сравнению с силами в зацеплении;

напряжениями растяжения-сжатия от осевых сил пренебрегают, что идет в запас прочности;

для каждого вала силы в зацеплении принимают в наихудшей комбинации;

осевая сила прикладывается на делительном цилиндре;

поперечная нагрузка принимается равномерно распределенной по ширине шестерни;

крутящий момент равномерно распределен в пределах ступицы и венца шестерни;

поперечная нагрузка от ступицы колеса на вал передается в виде двух сосредоточенных сил, отстоящих от торцов ступицы на 0,2 ее длины;

центр опоры – точка пересечения оси вала с нормалью к середине внутренней поверхности наружного кольца подшипника;

шестерни в нарезанной части рассчитывают как сплошные цилиндры с диаметрами, равными $d_{a1} - 2{,}5m_n$.

Если в сечении вала действует несколько концентраторов напряжений, например галтель, шпоночный паз или посадка с натягом, то в расчет вводится только тот из них, который имеет наибольший коэффициент концентрации. Запас прочности должен быть не менее 1,5.

14.2. Выбор сталей для валов

Диаметр вала, мм	*НВ* 269 – 302	*НВ* 235 – 262
До 80	45	45
Св. 80 до 125	40Х	45
Св. 125 до 200	35ХМ, 40ХН, 45ХЦ	40Х

Материалы и упрочнение. Материалы валов-шестерен определяются материалом шестерни (см. § 4.5). Твердость валов определяют по результатам расчета.

Предварительный выбор марки стали для изготовления валов производят по табл. 14.2.

rusautomobile.ru

Механические свойства стандартных образцов из сталей при твердости HB 269 – 302 приведены в табл. 14.3.

14.3. Механические свойства сталей, МПа

Марка стали	d, мм не более	$\sigma_в$	$\sigma_т$	$\tau_т$	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_τ
45	80	870	640	380	370	220	0,05
40Х	125	880	740	440	400	230	0,05
35ХМ	200	910	770	460	420	250	0,05
40ХН	200	900	740	440	410	240	0,05
45ХЦ	200	930	760	460	420	250	0,05

Если требуемый запас прочности не обеспечивается, применяют дополнительное упрочнение: закалку с нагрева ТВЧ, цементацию, азотирование, накатку роликом, обдувку дробью, наклеп. Средний коэффициент упрочнения $\beta = 1{,}6$. Способы упрочнения вала-шестерни и зубьев должны быть согласованы.

§ 14.4. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Цилиндрические колеса. Минимальная толщина тела насадной шестерни, считая от впадины зубьев, должна быть не менее $2{,}5m_n + 2$ (рис. 14.18). Соединение с гарантированным натягом позволяет насадить шестерню меньшего диаметра, оно менее трудоемко в изготовлении и более надежно, чем шпоночное.

Нормализованные или улучшенные колеса при твердости $HB \leqslant 350$ обычно имеют конструкцию, показанную на рис. 14.19.

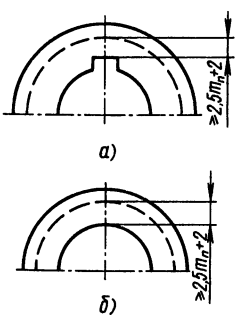


Рис. 14.18. Насадная шестерня:
а – при шпоночном соединении; *б* – при соединении с гарантированным натягом

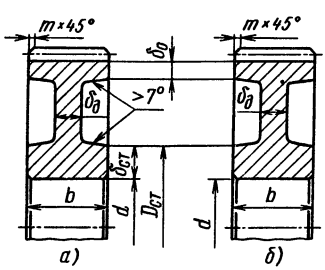


Рис. 14.19. Цилиндрические зубчатые колеса

rusautomobile.ru

Заготовка – штампованная или поковка. Тихоходные колеса обычно не балансируют, форма их заготовки сохраняется (рис. 14.19, *а*). Быстроходные колеса обтачивают кругом, что позволяет обходиться без специальной балансировки (рис. 14.19, *б*).

Важно, чтобы длина ступицы была равна ширине венца, что обеспечивает наименьшую ширину редуктора. Отношение длины ступицы к диаметру вала должно быть не менее 0,5. Если это отношение меньше 0,8, то на валу необходимо предусмотреть бурт, исключающий торцовое биение колеса. При гладком вале и узком колесе сборка должна вестись в специальном приспособлении, обеспечивающем перпендикулярность оси вала к торцу колеса. Для удобства транспортирования в дисках могут выполняться отверстия.

Основные размеры колес вычисляют по следующим формулам:

диаметр ступицы колеса

$$D_{ст} = 1{,}5d + 10; \tag{14.19}$$

толщина тела ступицы

$$\delta_{ст} = 0{,}25d + 5; \tag{14.20}$$

толщина обода

$$\delta_o = 2{,}5m_n + 2; \tag{14.21}$$

толщина диска

$$\delta_д = (\delta_o + \delta_{ст})/2 \geqslant b/4; \tag{14.22}$$

штамповочный радиус

$$R \approx (2 \div 4)\, m_n. \tag{14.23}$$

В чертежах колес, обточенных круго́м, галтелей указывать не следует.

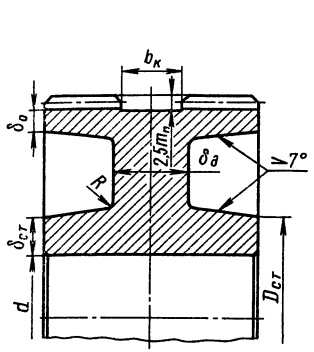
Конструкция шевронного колеса с твердостью $HB \leqslant 350$ показана на рис. 14.20. Для выхода зуборезной фрезы служит канавка шириной $b_к$, определяемой в зависимости от m_n:

m_n	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10
$b_к$	32	37	42	47	52	58	67	75	82	100

Основные размеры вычисляют по формулам (14.19) – (14.23), но толщина диска $\delta_д$ должна быть не менее $b/3$.

При высокой твердости зубьев ($HRC \geqslant 40$) конструкция колес должна быть жесткой (рис. 14.21). Колеса изготовляют из штамповочной заготовки (рис. 14.21, *а*) и из кованой

rusautomobile.ru



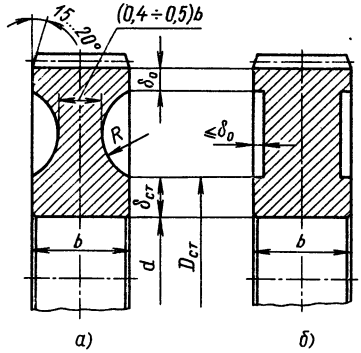


Рис. 14.20. Шевронное колесо

Рис. 14.21. Цилиндрические колеса с зубьями высокой твердости

(рис. 14.21, *б*); их основные размеры также определяют по формулам (14.19)—(14.23). Радиус R получают построением (через три точки, определяемые размерами $\delta_о$, $\delta_{ст}$ и $\delta_д$, проводят окружность).

Для выхода долбяка и стружки в колесах с внутренними зубьями предусматривают канавки шириной

$$b_к \approx (1 \div 3)\, m_n. \qquad (14.24)$$

Эти колеса в большинстве случаев выполняют улучшенными с твердостью $HB \leqslant 350$, что предопределяет их конструкцию (рис. 14.22). Технологическая база для нарезания зубьев обязательна. Размеры колес определяют так же, как и колес с внешними зубьями.

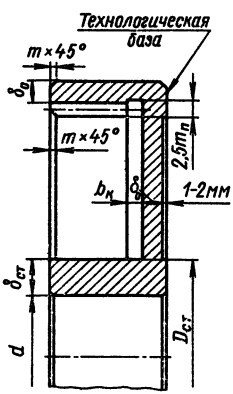


Рис. 14.22. Зубчатое колесо с внутренними зубьями

Зубчатые колеса планетарных редукторов. Толщина обода сателлита и венца

$$\delta_о \geqslant 2m + 1. \qquad (14.25)$$

Солнечную шестерню следует подвешивать на двойной зубчатой муфте, желательно центрально, как показано на рис. 14.23. При больших передаточных отношениях тело сол-

rusautomobile.ru

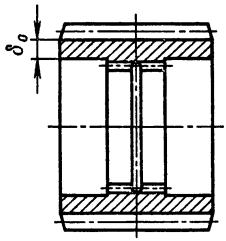


Рис. 14.23. Солнечная шестерня с центральным подвешиванием на двойной зубчатой муфте

Рис. 14.24. Солнечная шестерня с боковым подвешиванием

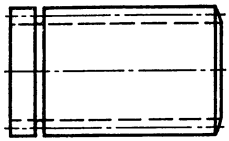
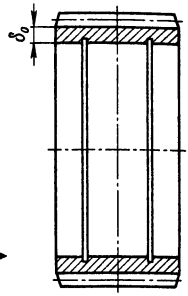


Рис. 14.25. Сателлит ▶



нечной шестерни делают сплошным, а продолжение рабочих зубьев используется как втулка зубчатой муфты (рис. 14.24). Нужно учитывать, что перекосы в зацеплении в этом случае будут больше. Пазы предназначены для замка зубчатой муфты.

Сателлиты обычно устанавливают на сферических подшипниках. Для удерживания сателлита на наружном кольце подшипника достаточно двух пружинных колец. Наиболее распространенная конструкция сателлита показана на рис. 14.25.

Конические колеса. В серийном производстве колёса диаметрами $d_{e2} \leqslant 315$ обычно изготовляют из штампованных заготовок, бо́льших диаметров – бандажированными (на практике бандажированными выполняют и колёса диаметрами $d_{e2} \geqslant 180$). Это облегчает размещение нужной ступицы и позволяет уменьшить расход легированной стали, так как центры изготовляют из обычных сталей.

Конические передачи устанавливают на быстроходных ступенях редукторов, колеса обрабатывают кругóм. Типичная конструкция цельного конического колеса приведена на рис. 14.26.

Торец ступицы целесообразно выполнять заподлицо с торцом головки, служащим технологической базой для нарезки зубьев. Длина ступицы $b_{ст} \geqslant 0{,}63d$. Конус впадин не должен засекать ступицу. Этого иногда удается избежать при помощи больших фасок, но, как правило, разместить ступицу нужной длины оказывается невозможно. В этом случае переходят на бандажированную конструкцию (рис. 14.27). Способ соединения бандажа с центром заклепками обеспечивает минимальный осевой габаритный размер колеса и упрощение технологии за счет исключения совместного развертывания отверстий, чего требуют, например, чистые болты.

rusautomobile.ru

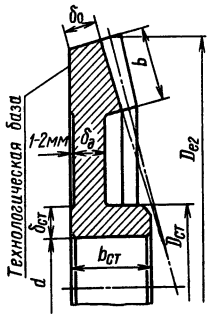


Рис. 14.26. Коническое колесо

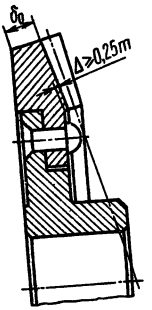


Рис. 14.27. Бандажированное коническое колесо

Размеры $D_{ст}$, $\delta_{ст}$, $\delta_о$ и $\delta_д$ определяют соответственно по формулам (14.19)–(14.22).

Червячные колеса. Червячные колеса всегда делают составными – венец из антифрикционного сплава, центр – из стали, реже – из чугуна. Материалы венца приведены в § 7.5.

Венец можно насаживать на центр по насадке с гарантированным натягом, крепить на чистых болтах или заливать центробежным способом. Гужоны для крепления венца применять не следует.

Лучший способ крепления венца – заливка его центробежным способом (рис. 14.28), что обеспечивает прочность соединения, экономию бронзы и снижает трудоемкость изготовления.

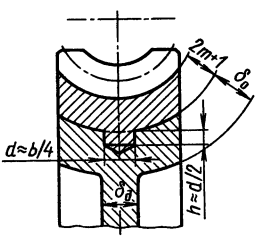


Рис. 14.28. Червячное колесо

§ 14.5. СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ВАЛАМИ

В общепромышленных редукторах применяют три вида соединений: шпоночное, шлицевое и бесшпоночное с гарантированным натягом.

Шпоночные соединения имеют следующие недостатки: при реверсивной нагрузке шпонка и посадка, создающая гарантированный натяг, совместно не работают; при отношении длины ступицы к диаметру вала меньше единицы торцовое биение венца при сборке зубчатого колеса с валом возрастает.

rusautomobile.ru

Клиновые шпонки в редукторах недопустимы, так как создают большие радиальные и торцовые биения зубчатых колес.

Двухшпоночных соединений применять не следует.

Шпоночные соединения целесообразно применять только в тех случаях, когда размещение ступиц необходимой длины не приводит к увеличению ширины редуктора.

При разработке шпоночных соединений необходимо учитывать, что зубчатое колесо должно насаживаться с посадкой, обеспечивающей гарантированный натяг. Расчет соединения следует вести в предположении, что посадка момента не воспринимает. При передаче наибольшего момента напряжение смятия на рабочих гранях должно быть не более 120 МПа, если нагрузка одного направления, и 80 МПа при реверсивной нагрузке. Перекос шпоночного паза относительно плоскости симметрии не должен превышать половины $JT9$, смещение – двух $JT9$ ($JT9$ – допуск на ширину шпоночного паза).

Шлицевые соединения. Применение таких соединений на промежуточных валах требует широких проточек для выхода инструмента, которые удлиняют валы и увеличивают ширину редуктора. На тихоходных валах это не обязательно, но применение различных способов соединения колес с валами в одном редукторе конструктивно и технологически нежелательно.

Шлицевое соединение используют в полых валах редукторов насадного исполнения.

Длина шлицев не должна превышать диаметра вала. Необходимо обеспечить относительную неподвижность деталей шлицевого соединения для исключения контактной коррозии.

Бесшпоночные соединения с гарантированным натягом имеют следующие преимущества: универсальность, т. е. малое число ограничений по условиям применения; нечувствительность к реверсированию нагрузки; хорошее восприятие динамических нагрузок; отсутствие причин, вызывающих торцовое биение венца при сборке колеса с валом; хорошее центрирование; исключение ослабления вала шпоночным натягом; упрощенную технологию изготовления за счет ликвидации шпонки и двух пазов или шлицев с деталями осевой фиксации.

Недостаток этих соединений – трудность контроля качества соединения, особенно при тепловой сборке. Трудоемкость сборки при гидрозапрессовке на валах гладкой конструкции не выше, чем при шпоночном соединении.

Разборка соединения легко решается гидрораспрессовкой с помощью ручных насосов.

rusautomobile.ru

Основные технические требования к бесшпоночным соединениям:

допуск отверстия – $JT7$ ($H7$), вала – $JT6$ или $JT7$;

отклонения от цилиндричности посадочных поверхностей – в пределах 0,2 допуска на диаметр;

шероховатость посадочных поверхностей: вала – $Ra \leqslant 1{,}25$, отверстия – $Ra = 2{,}5$.

При упрощенном расчете основного отклонения вала конечность длин не учитывается, т. е. используется плоская задача Лямэ, что идет в запас надежности. Неправильность макрогеометрии также не учитывается. Расчет ведется по номинальным размерам без учета фасок. Размерности основных параметров следующие: моментов – в ньютонах на миллиметр, длин – в миллиметрах, допусков и отклонений – в микрометрах. Детали стальные.

Момент T_{max} является наибольшим из реально возникающих. Запас сцепления ($n = 2$) учитывает осевое микропроскальзывание при вращении вала с изгибом и уменьшение натяга со временем за счет износа.

Коэффициент жесткости

$$K = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} + \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2}. \qquad (14.26)$$

Расчетные размеры приведены на рис. 14.29: справа – для колеса с конструкцией по рис. 14.19, *б*, слева – по рис. 14.21, *а*; для сплошных колес d_2 принимают равным диаметру впадин зубьев d_f.

Коэффициент трения при холодной запрессовке $f = 0{,}08$; при гидрозапрессовке $f = 0{,}12$; при тепловой сборке $f = 0{,}14$.

Давление

$$p = 2T_{max}n/(\pi f d^2 l). \qquad (14.27)$$

Расчетный натяг

$$\delta = 10^3 pdK/E = pdK/200, \qquad (14.28)$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Уменьшение натяга за счет смятия микронеровностей

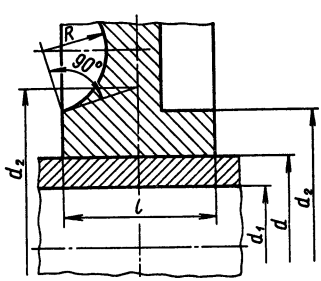


Рис. 14.29. Расчетные размеры бесшпоночного соединения

rusautomobile.ru

$$u \approx 1{,}2\,(R_{z1} + R_{z2}). \qquad (14.29)$$

При рекомендованных шероховатостях вала и отверстия $u \approx 20$ мкм.

Основное отклонение вала

$$ei = \delta + u + 0{,}8JT_0, \qquad (14.30)$$

где JT_0 – допуск отверстия. По основному отклонению ei подбирают ближайшее значение стандартной посадки.

При холодной запрессовке потребные натяги ei увеличиваются на 60 %, поэтому более рекомендуемыми являются гидрозапрессовка и тепловая сборка. При тепловой сборке температура нагрева не должна превышать 230 °С для исключения понижения твердости поверхностно-упрочненных зубьев.

Высокие натяги вызывают в ступице колеса большие напряжения:

$$\sigma = p_{max}2/[1 - (d/d_2)^2]. \qquad (14.31)$$

Максимальное давление, соответствующее наибольшему вероятному натягу,

$$p_{max} = p\,(ei + 0{,}8JT_0 - 0{,}7u)/\delta, \qquad (14.32)$$

где ei – основное отклонение выбранного поля допуска вала.

Для ступиц, размеры которых соответствуют рекомендациям, приведенным в § 14.4,

$$\sigma \approx 3{,}2p_{max}. \qquad (14.33)$$

Напряжение в ступице не должно превышать предела текучести материала.

Для зубчатых колес, сконструированных в соответствии с указаниями, приведенными в § 14.4, это условие удовлетворяется автоматически, поэтому прочность ступицы может не проверяться.

§ 14.6. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ РЕДУКТОРОВ

В качестве опор валов редукторов в подавляющем большинстве случаев используют подшипники качения. Подшипники скольжения применяют для удовлетворения специальных требований: необходимости вписаться в особо стесненные габариты, высокой быстроходности, повышенных требований к виброакустическим свойствам редуктора. Поэтому далее будем рассматривать только подшипники качения.

rusautomobile.ru

Расчетные нормы. Требуемый ресурс подшипника зависит от заданного ресурса редуктора. По ГОСТ 16162–78 ресурс зубчатых редукторов $36 \cdot 10^3$ ч, червячных $20 \cdot 10^3$ ч. Ресурс подшипников качения соответственно $10 \cdot 10^3$ и $5 \cdot 10^3$ ч.

Желаемый ресурс подшипника определяется средней загрузкой (использованием) редуктора:

$$\alpha = \overline{T}_{HE}/T_{\text{ном}}, \tag{14.34}$$

где $\overline{T}_{HE}$ – средний эквивалентный момент.

Экспериментально установленные отношения ресурсов подшипников $t_{\text{п}}$ и редуктора $t_{\text{р}}$ в зависимости от α следующие:

α	0,6	0,75	0,85	1,0
$t_{\text{п}}/t_{\text{р}}$	0,25	0,5	0,75	1,0

В общепромышленных редукторах наиболее вероятная загрузка $\alpha \leqslant 0{,}75$.

При расчете подшипников редукторов принимают: коэффициент безопасности

$$K_{\text{Б}} = 1{,}3; \tag{14.35}$$

температурный коэффициент

$$K_{\text{Т}} = 1. \tag{14.36}$$

Выбор типа и схемы установки подшипника. Тип подшипника выбирают в зависимости от типа зубчатого колеса и способа его установки. Экономической характеристикой подшипника служит относительная цена, равная отношению цены подшипника к его динамической грузоподъемности; по возрастанию относительной цены подшипники располагаются в следующем порядке: конические, роликовые сферические, роликовые радиальные, шарикоподшипники. Таким образом, шарикоподшипники оказываются относительно самыми дорогими.

Средняя цена 1 кг массы подшипника составляет примерно 1 руб. Чем меньше размеры подшипника, тем он дороже, чем больше – тем дешевле. Самыми экономичными подшипниками являются самые легкие.

Нерегулируемые типы подшипников являются более предпочтительными, так как их конструкция принципиально надежнее. Возможное увеличение цены подшипника компенсируется упрощением подшипникового узла. Кроме того, осевая игра радиально-упорных подшипников приводит к дополнительным перекосам в зацеплении и к увеличению концентрации нагрузки по ширине венца.

Рассмотрим основы выбора подшипников для валов зубча-

rusautomobile.ru

тых колес. Валы с прямозубыми и косозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами следует устанавливать на шариковых или конических подшипниках.

Валы, несущие шевронные колеса и фиксированные в осевом направлении, устанавливают на конических или двухрядных сферических роликоподшипниках. Фиксировать в осевом направлении можно только тихоходные колеса, которые не могут самоустанавливаться по шестерне вследствие своей большой массы и сил трения в зубьях зубчатой муфты, соединяющей редуктор с рабочей машиной.

Плавающие шевронные валы-шестерни устанавливают на подшипниках с короткими цилиндрическими роликами предпочтительно типа 12000 (см. рис. 14.32, *а*), в результате чего узел значительно упрощается. Сферические или двухрядные конические роликоподшипники не следует применять, так как это приводит к перегрузке полушевронов, изнашиванию гнезд и преждевременному выходу из строя подшипников.

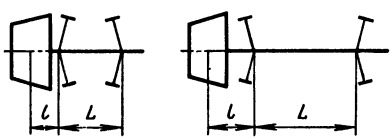
Валы с коническими и червячными колесами устанавливают на конических подшипниках, так как шарикоподшипники имеют низкую осевую жесткость, недостаточную для обеспечения точного осевого положения, необходимого для этих колес.

Конические валы-шестерни в редукторах малых и средних размеров часто устанавливают консольно на двух конических роликоподшипниках. Схемы установки подшипников приведены на рис. 14.30. Подшипники надо устанавливать по жесткой схеме (рис. 14.30, *а*). При установке по нежесткой схеме (рис. 14.30, *б*) деформация возрастает в 2 – 3 раза за счет увеличения плеча l и неблагоприятного влияния зазоров в подшипниках. Кроме того, в этом случае увеличивается осевой габарит. Схема на рис. 14.30, *б* является конструктивно ошибочной.

Соотношение размеров на рис. 14.30 следующее:

$$L = (2 \div 2{,}5)\, l. \qquad (14.37)$$

При больших нагрузках целесообразно применение схемы с радиальным подшипником около шестерни и двумя коническими подшипниками на другой опоре.



а) *б)*

Рис. 14.30. Установка подшипников конического вала-шестерни

rusautomobile.ru

Червяки следует устанавливать на шарикоподшипниках, так как конические подшипники увеличивают потери в 3 – 4 раза, и применение их нерационально.

Наибольшая сила, действующая на червяк, – осевая, поэтому наиболее рекомендуемыми являются радиально-упорные шарикоподшипники с большими углами типов 66000 и 46000. В цилиндрических червяках допустимо применение радиально-упорных шарикоподшипников и с малыми углами, регулирование которых проще.

При межосевом расстоянии червячной передачи до 125 – 160 мм подшипники устанавливают по схеме враспор, при межосевом расстоянии более 160 – 200 мм – по схеме с одной фиксированной опорой и другой – плавающей. Фиксированная опора образуется двумя радиально-упорными шарикоподшипниками, поставленными по нежесткой схеме. При расчете принимают, что вся нагрузка воспринимается одним подшипником. Плавающая опора реализуется либо шарикоподшипником с незакрепленным наружным кольцом, либо радиальным подшипником с короткими цилиндрическими роликами.

Сателлиты планетарных редукторов целесообразно устанавливать на сферических подшипниках. Для опор водил главная нагрузка – консольная, поэтому для них обычно достаточно шарикоподшипников особо легкой или сверхлегкой серии.

Конструкция подшипниковых узлов. Основные технические требования и рекомендации по подшипниковым узлам:

поле допуска вала при вращающемся вале (редукторы с неподвижными осями) – *k*6 или *m*6, при неподвижном вале (оси сателлитов планетарных редукторов) – *h*6;

поле допуска отверстия: при неподвижном корпусе (редукторы с неподвижными осями) – *H*7, при вращающемся корпусе (сателлиты) – *K*6 или *M*6;

отклонение от цилиндричности посадочных поверхностей – в пределах 0,3 допуска на диаметр;

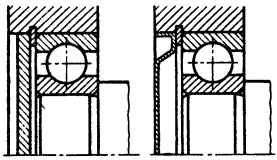
шероховатость посадочных поверхностей: вала – $Ra \leqslant 1{,}25$, отверстия – $Ra \leqslant 2{,}5$;

класс точности подшипников – 0.

В небольших неразъемных корпусах редукторов при установке валов на шарикоподшипниках часто используют несиловые заглушки в комбинации с пружинными кольцами. Примеры таких конструкций приведены на рис. 14.31.

При разъемных корпусах и межосевых расстояниях тихоходной ступени до 400 мм наиболее рациональны закладные

rusautomobile.ru



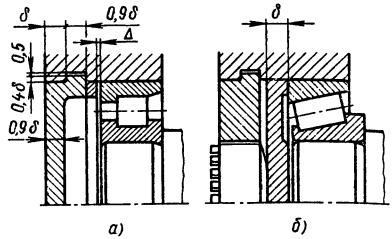


Рис. 14.31. Несиловые заглушки

Рис. 14.32. Подшипниковые узлы с закладными крышками

крышки, показанные на рис. 14.32, где δ – толщина стенки корпуса, определяемая по формуле (14.3).

Установка подшипника для плавающего вала-шестерни показана на рис. 14.32, *а*. Радиальный шарикоподшипник устанавливают аналогично. Узел с радиально-упорным коническим роликоподшипником приведен на рис. 14.32, *б*. Регулировочный винт должен иметь сферическую опорную поверхность для самоустановки нажимной шайбы. Выемки в нажимной шайбе служат для размещения сепаратора подшипника, который может выступать за габариты последнего.

В некоторых случаях, например в подшипниковых узлах червяков, применение закладных крышек невозможно. В тяжелых редукторах с межосевым расстоянием тихоходной ступени более 400 мм регулирование конических подшипников затруднительно вследствие большой массы узла тихоходного вала. В этих случаях используют привертные крышки (рис. 14.33). Конструкция без цековок предпочтительнее.

Диаметр винта для крепления привертной крышки

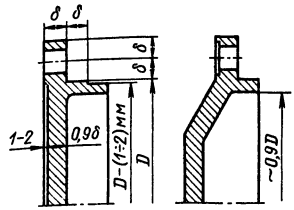
$$d_{кр} \approx \delta. \qquad (14.38)$$

Размеры отверстий и цековок выбирают по табл. 14.1; материал заглушек – сталь 20 (см. рис. 14.31), сталь 25 (см. рис. 14.32, *а*), чугун марки не ниже СЧ 15 (см. рис. 14.33). Детали регулировочного узла изготовляют из стали марок 35 или 45 (см. рис. 14.32, *б*).

Типичная конструкция узла конической шестерни приведена на рис. 14.34. Внутренние кольца подшипников насаживают на вал по одному полю допуска, обычно *k6*.

Предварительный выбор размера подшипника осуществляют по диаметру вала. Следует ориентироваться на подшипники более легких серий. После завершения компоновки редуктора

rusautomobile.ru



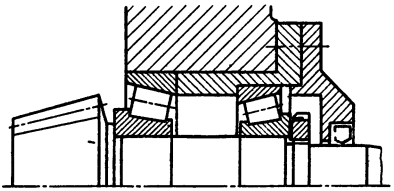


Рис. 14.33. Привертные крышки

Рис. 14.34. Установка конической шестерни

и установления размеров по ширине определяют ресурс подшипника $L_{h\text{ф}}$ и сравнивают его с требуемым. Если полученный ресурс мал, то при том же диаметре используют подшипник более тяжелой серии, потребная динамическая грузоподъемность которого

$$C \approx C_{\text{пр}} \sqrt[\alpha]{L_h / L_{h\text{ф}}}, \qquad (14.39)$$

где $C_{\text{пр}}$ – динамическая грузоподъемность предварительно выбранного подшипника; L_h – заданный ресурс; $L_{h\text{ф}}$ – ресурс предварительно выбранного подшипника; $\alpha = 3$ или $10/3$ (в зависимости от типа подшипника).

Осевое крепление внутреннего кольца подшипника на валу, в большинстве случаев является ненужным. Исключение составляют конструкции, в которых возможно возникновение осевой силы, сдвигающей подшипник с вала. Примером может служить необходимость осевого крепления подшипника фиксированной опоры вала.

Целесообразна проверка углов поворота оси вала на опорах, так как он вызывает взаимный перекос колец подшипника и падение ресурса последнего. Углы поворота на опорах, выраженные в радианах, не должны превышать при шарикоподшипниках 0,0012; при подшипниках с короткими цилиндрическими роликами – 0,0005; при конических роликоподшипниках – 0,0003.

Наружные кольца подшипников устанавливают заподлицо с внутренним торцом бобышки, как показано на рис. 14.31, 14.32, 14.34. Расстояния между пазами под закладные крышки или между торцами под привертные крышки у всех валов редуктора должны быть по возможности одинаковыми.

Регулирование. Осевая игра (зазор) при нерегулируемых подшипниках (рис. 14.32, *а*), мм

rusautomobile.ru

$$\Delta = 0{,}4 \pm 0{,}2. \qquad (14.40)$$

Этот зазор обеспечивают регулировочными кольцами. Если валы несут прямозубые или косозубые зубчатые колеса или шевронные колеса, то кольцо ставят у одного из подшипников. У тихоходных и быстроходных валов это делать удобнее со стороны, противоположной выходу концов. В плавающих шевронных валах-шестернях кольца нужно предусматривать с обеих сторон.

Радиально-упорные подшипники нужно регулировать более точно. Подшипники цилиндрических, конических и червячных зубчатых колес рекомендуется регулировать на нуль, т. е. без начальной осевой игры. Возможность заклинивания подшипников исключается, так как большого перепада температур нагрева валов и корпуса ожидать нельзя, а корпус обладает определенной податливостью. Отсутствие зазоров весьма благоприятно для ресурса передач, так как перекосы в зацеплении при этом уменьшаются. Особенно важно отсутствие осевой игры для конических и червячных передач, зубчатые колеса которых нуждаются в точном осевом положении.

Сказанное не распространяется на подшипники червяков, так как они сильно нагреваются, а корпус в осевом направлении имеет очень высокую жесткость.

Ориентировочно принимают наименьшую осевую игру Δ (мкм) равной внутреннему диаметру подшипника (мм). Допуск на осевую игру δ приблизительно равен Δ. Следует учитывать, что в подшипниках с большими углами ($\beta > 20°$) наименьшая осевая игра и допуск в 1,5 – 2,5 раза меньше.

При винтовом регулировании число пазов на регулировочном винте должно быть не менее

$$z = P/\delta, \qquad (14.41)$$

где P – шаг резьбы.

Для уменьшения числа пазов следует использовать мелкие резьбы. Часто нужное число пазов на регулировочном винте разместить нельзя. Тогда рекомендуется использовать замок с несимметричным язычком (рис. 14.35), удваивающий точность регулирования. На рисунке $P_п$ – шаг пазов.

В конструкциях с привертными крышками регулирование осуществляется набором стальных калиброванных прокладок.

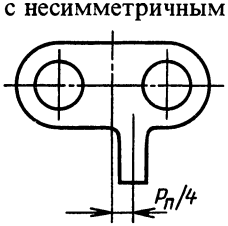


Рис. 14.35. Замок с несимметричным язычком

rusautomobile.ru

§ 14.7. СМАЗЫВАНИЕ И ОХЛАЖДЕНИЕ

Основное назначение смазывания – уменьшение силы трения, снижение скорости изнашивания и отвод тепла от места контакта. При увеличении контактных напряжений требуемая кинематическая вязкость ν повышается. Однако при этом ухудшается теплоотвод от контактирующих поверхностей, растут гидравлические потери. С учетом важнейших факторов – контактного напряжения $\sigma_н$ (МПа) и окружной скорости v (м/с) потребная вязкость (мм^2/с) масла для зубчатых передач принимает следующие значения:

$5 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma_н^3}{v}$	10	20	50	100	200	500	1000	2000	5000
$\nu_{50°}$	34	38	50	67	85	120	160	220	350

Для многоступенчатых редукторов вязкость масла определяется как полусумма значений вязкости, потребных для тихоходной и быстроходной ступеней.

Для червячных передач значения кинематической вязкости (мм^2/с) масел в зависимости от контактного напряжения (МПа) и скорости скольжения $v_{ск}$ (м/с) следующие:

$10^{3} \frac{\sigma_н^3}{v}$	1,25	2	3,2	5	8	12,5	20	32	50
$\nu_{100°}$	8,5	10	12	14	17	21	26	33	42

Кинематические вязкости наиболее употребительных сортов масел приведены в § 12.7. Для зубчатых передач используют в основном индустриальные и автотракторные масла, для червячных – авиационные и цилиндровые.

Способы смазывания. В мелких и средних редукторах, как правило, применяют смазывание погружением и разбрызгивание (картерное смазывание). Во всех случаях целесообразно увеличение объема масла, особенно при повторно-кратковременных режимах эксплуатации, так как это повышает стабильность масла и снижает пики температур при кратковременных перегрузках, интенсивность изнашивания и опасность заедания. Для увеличения объема масляной ванны стенки отодвигают на периферию корпуса (см. § 14.2).

Картерное смазывание применяют при окружной скорости погруженного в масло колеса до 12,5 м/с, что составляет примерно 99 % всех возможных случаев использования общепромышленных редукторов.

Колеса одноступенчатых цилиндрических редукторов следует погружать в масло на глубину, равную по размеру двум-трем модулям, конических – на половину длины зуба.

rusautomobile.ru

В двухступенчатых горизонтальных цилиндрических редукторах тихоходное колесо погружают на глубину, равную по размеру четырем-пяти модулям. Если

$$n^2 d_2 < 100 \qquad (14.42)$$

(где n – частота вращения зубчатого колеса, мин$^{-1}$; d_2 – диаметр зубчатого колеса, м), то брызг и масляного тумана недостаточно для смазывания остальных зубчатых колес и подшипников. В этом случае необходимо дополнительно погрузить в масло и быстроходное колесо на глубину, равную по размеру двум-трем модулям.

В двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторах независимо от глубины погружения тихоходного цилиндрического колеса коническое колесо должно быть погружено в масло наполовину длины зуба.

В трехступенчатых горизонтальных цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторах обязательно погружение промежуточного цилиндрического колеса на глубину, равную по размеру двум-трем модулям. В этом случае погрузить в масло коническое колесо уже конструктивно невозможно, и для смазывания подшипников вала конической шестерни необходимы улавливатели масла в виде канавок, расположенных в разъеме и направляющих масло в стакан подшипников.

Дренажирование стакана конической шестерни позади второго подшипника обязательно.

Если погрузить в масло тихоходное колесо конструктивно невозможно, например в вертикальном соосном редукторе, то используют пластмассовое смазочное колесо типа, показанного на рис. 14.36.

При нижнем расположении шестерни в вертикальном цилиндрическом одноступенчатом редукторе проблема смазывания удовлетворительно решается применением смазочных дисков. Пример их конструкции приведен на рис. 14.37.

В вертикальных цилиндрических редукторах при суммарном межосевом расстоянии $a_\Sigma \leqslant 325$ достаточно погружать тихоходное колесо; при $325 < a_\Sigma \leqslant 500$ целесообразно предусмотреть дополнительно смазочное колесо типа показанного на рис. 14.36; при $a_\Sigma > 500$ необходим насос, подающий масло на верхнюю шестерню.

В вертикальных коническо-цилиндрических редукторах для смазывания верхних подшипников и зубчатых колес нужен насос.

rusautomobile.ru

Рис. 14.36. Установка смазочного колеса

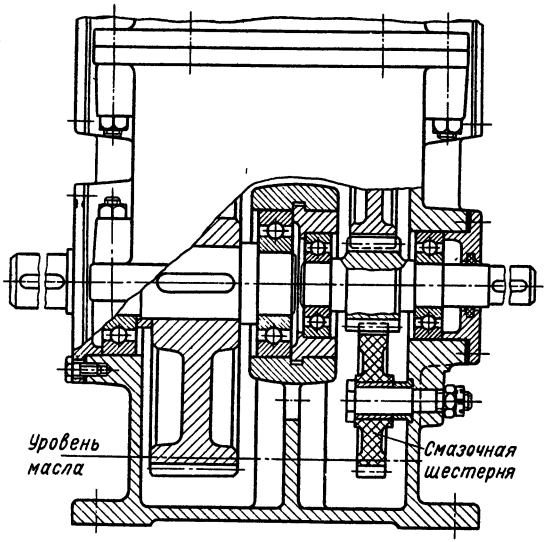
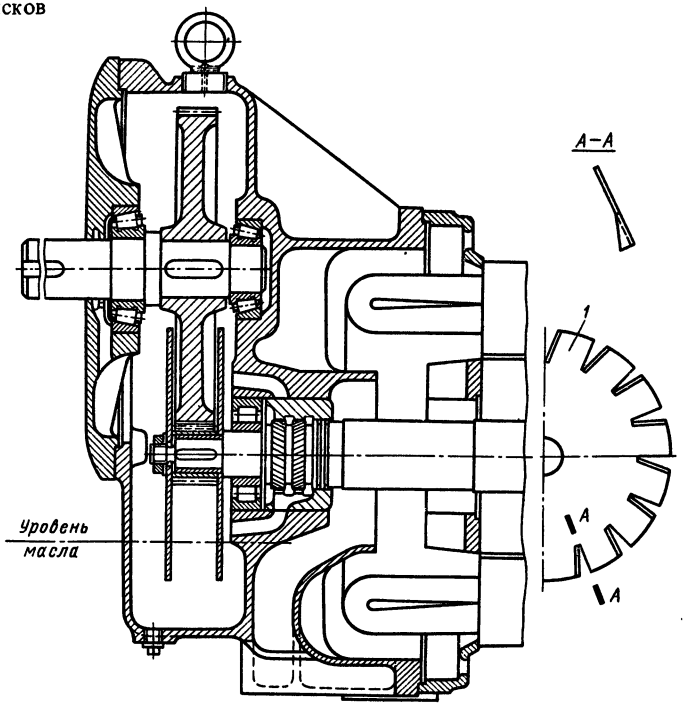


Рис. 14.37. Установка смазочных дисков



rusautomobile.ru

В планетарных редукторах уровень масла в состоянии покоя должен соответствовать середине нижнего тела качения подшипника сателлита в его нижнем положении.

Червячные редукторы применяют при повторно-кратковременных режимах эксплуатации. При этом масло должно покрывать всю рабочую зону зацепления при любом положении редуктора в пространстве: при горизонтальных осях валов червяк должен быть погружен в масло до вершин зубьев, при вертикальной оси колеса оно должно быть погружено в масло целиком.

При непрерывной работе (для червячных редукторов нежелательной вследствие низкого КПД) глубина погружения может быть меньше: при нижнем расположении червяка масло должно покрывать всю высоту витка; при верхнем расположении червяка уровень масла должен быть не ниже середины нижнего тела качения подшипника вала червячного колеса; при вертикальной оси вала червячного колеса – не ниже его плоскости симметрии. Брызговики на валу червяка во всех случаях бесполезны.

Слишком большое количество масла для подшипников вредно. Поэтому подшипники, стоящие рядом с цилиндрической шестерней, диаметр которой меньше наружного диаметра подшипника, целесообразно закрывать маслоотражателями.

Если доступ масла к подшипнику затруднен, то следует предусматривать конструктивные элементы, направляющие масло в подшипник (в виде канавок по разъему, улавливающих желобков, сверлений типа показанных на рис. 14.2 и т. п.).

Если же масло вообще не может попасть в подшипник (например, в вертикальных редукторах и редукторах с вертикальными валами), то смазывание осуществляют насосами, обычно приводимыми от вала редуктора, реже – от автономного двигателя. На рис. 14.38 показан привод плунжерного насоса от вала редуктора. Пример установки шестеренного насоса показан на рис. 14.39.

Заливают масло либо через отверстия, закрываемые пробками, либо через люки, которые одновременно служат для контроля сборки зацепления и его состояния в эксплуатации. Конструкция пробки приведена на рис. 14.40, а ее размеры – в табл. 14.4.

Типичная конструкция люка показана на рис. 14.41. Ручка одновременно служит отдушиной. В крупносерийном производстве люки целесообразно выполнять штампованными. Диаметр болта для крепления люка должен быть равен толщине стенки корпуса.

rusautomobile.ru

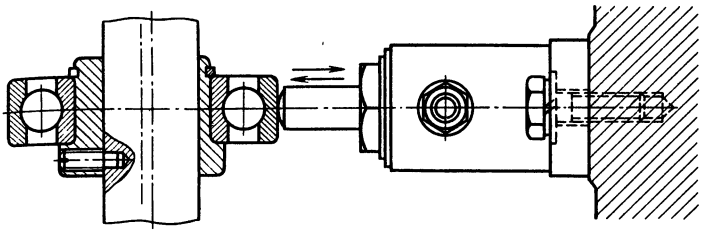


Рис 14.38. Привод плунжерного насоса

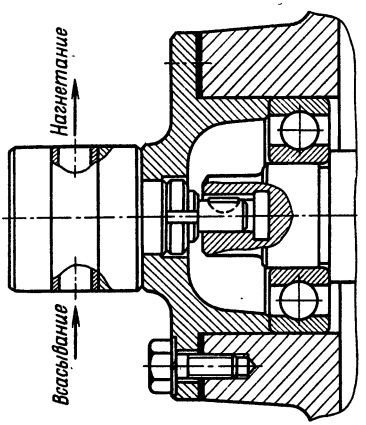


Рис. 14.39. Привод шестеренного насоса

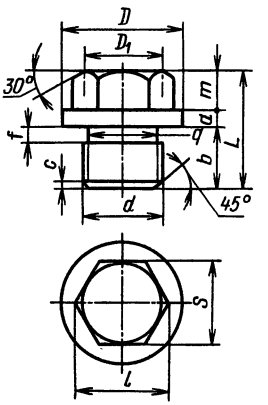


Рис. 14.40. Пробка

14.4. Размеры пробок

d	*b*	*m*	*a*	*f*	*L*	*c*	*q*	D_1	*D*	*s*	*l*
M16 × 1,5	12	8	3		23	2	13,8	16	26	17	19,6
M20 × 2	15	9		3	28	2,5	17,8	21	30	22	25,4
M22 × 2		10			29		19,8		32		
M27 × 2	18	12	4		34	3,5	24	25,5	38	27	31,2
M30 × 2		14		4	36	4	27	30,5	45	32	36,9
M33 × 2	20				38		30		48		
M36 × 3	35	16	5	6	45	4,5	31,5	34	50	36	41,6

rusautomobile.ru

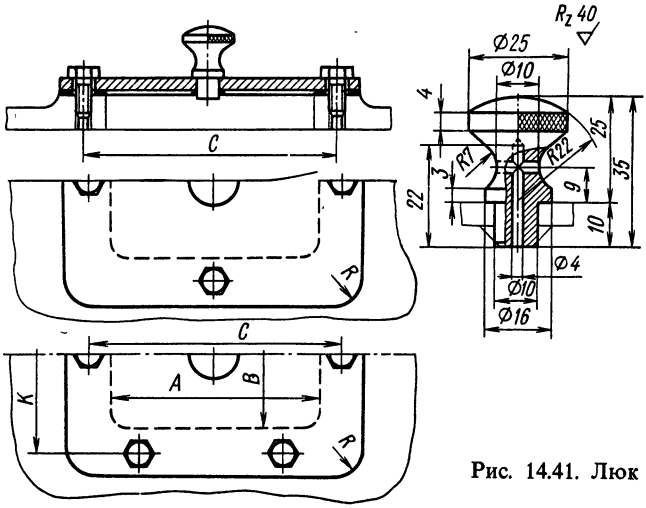


Рис. 14.41. Люк

В небольших редукторах с нерегулируемым зацеплением люки необязательны. Иногда их конструктивно осуществить трудно, как, например, в планетарных редукторах. В этих случаях заливную пробку выполняют в виде отдушины (рис. 14.42). При работе в запыленной среде в редукторах среднего размера в отдушину или люк целесообразно встраивать фильтры. В небольших редукторах малого объема отдушины необязательны.

Слив масла осуществляют через отверстия, расположенные в средней плоскости редуктора со стороны тихоходного вала. Здесь следует предусмотреть уклон дна редуктора порядка 1 : 100 – 1 : 200. Для обеспечения полного слива масла иногда выполняют небольшое углубление непосредственно около сливного отверстия в дне корпуса.

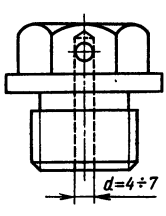


Рис. 14.42. Пробка-отдушина

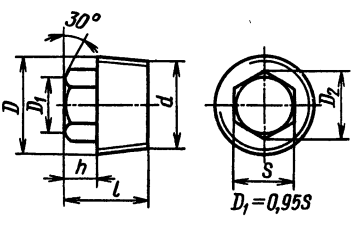


Рис. 14.43. Коническая пробка

rusautomobile.ru

14.5. Размеры конических пробок

Диаметр резьбы d	l	D	D_2	s	h	Диаметр резьбы d	l	D	D_2	s	h
1/4″	16	13,5	11,5	10	5	1″	30	33,8	25,4	22	10
3/8″	18	17	13,8	12	6	11/2″	38	48,3	41,6	36	16
1/2″	21	21,4	16,2	14	7	2″	44	60,1	53,1	46	20
3/4″	25	26,9	19,6	17	9						

Сливные отверстия закрывают пробками с конической трубной резьбой, не требующей обработки торца и надежно уплотняющими и без прокладок (рис. 14.43). Размеры конических пробок приведены в табл. 14.5.

Если нарезать трубную коническую резьбу технологически невозможно, то применяют пробки с цилиндрической резьбой.

Перед началом работы редуктор заливают маслом выше уровня нормы на 5 – 15 мм. Контролируют уровень масла чаще всего жезловыми маслоуказателями (рис. 14.44). Маслоуказатель вставляется в отверстие в корпусе без резьбы по посадке *H11/d11*.

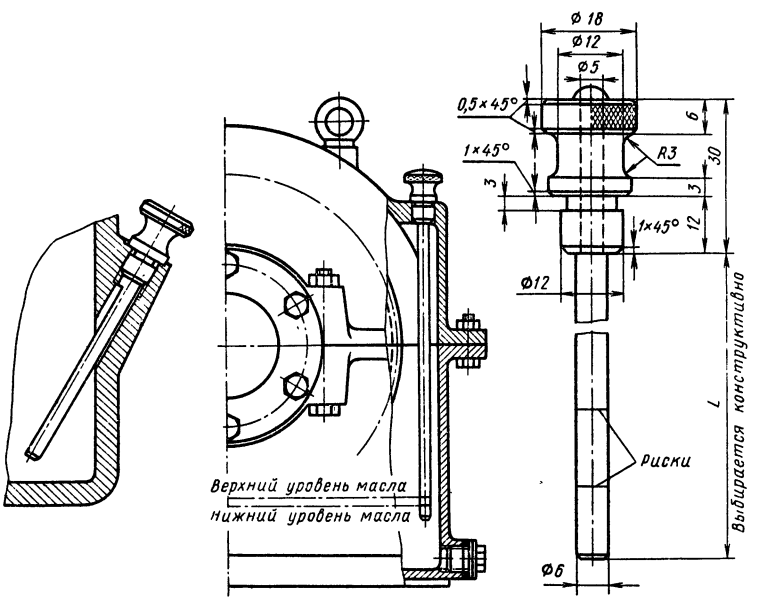


Рис. 14.44. Установка маслоуказателя

rusautomobile.ru

Трубчатые маслоуказатели легко повреждаются, особенно при транспортировании, поэтому их применение не рекомендуется. Фонарные маслоуказатели при установке редуктора на полу практически недоступны для наблюдения, поэтому при их использовании редуктор должен находиться на некоторой высоте от пола. Если место установки редуктора заранее неизвестно, фонарные маслоуказатели применять не следует.

Охлаждение. Практически нет необходимости в принудительном охлаждении мелких зубчатых редукторов. Принудительное охлаждение средних редукторов применяется очень редко. Поэтому здесь рассматриваем только червячные редукторы.

Температуру масла в червячном редукторе определяют, как указано в § 7.9.

При работе червячного редуктора в повторно-кратковременном режиме под переменной нагрузкой (с периодическими остановками), которая является для него предпочтительной, температура масла обычно не достигает предельного значения даже при работе без вентилятора. Если температура масла превышает 95 °С, необходимо проверить эффективность вентилятора. При удовлетворительном результате проверки корпус редуктора специально приспосабливают под применение такого вентилятора.

В зоне обдува вентилятором ребра располагают горизонтально. Рекомендуемый профиль ребер показан на рис. 14.45. Схема редуктора с встроенным вентилятором приведена на рис. 14.46, конструкция вентилятора – на рис. 14.47.

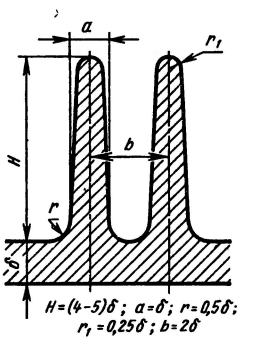


Рис. 14.45. Профиль охлаждающих ребер

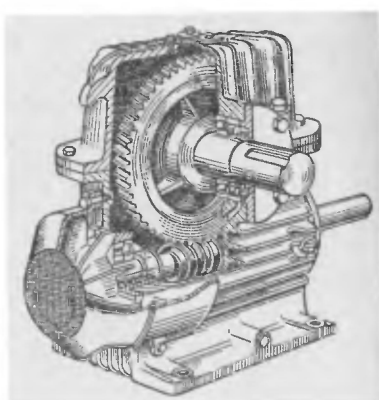


Рис. 14.46. Червячный редуктор с вентилятором

rusautomobile.ru

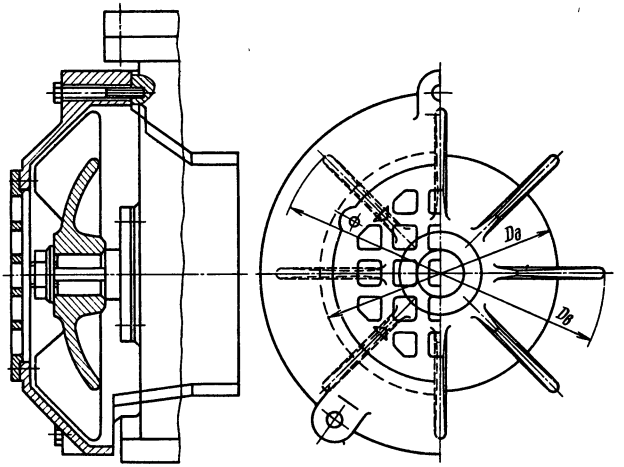


Рис. 14.47. Конструкция вентилятора

Крыльчатку вентилятора обычно изготовляют из литейного алюминиевого сплава АЛ2 или АЛ3. Диаметр вентилятора $D_в$ должен быть больше высоты ребер. При нижнем расположении червяка лапы корпуса целесообразно расположить так, чтобы поток воздуха от вентилятора омывал и дно корпуса. Толщина ребер и диска вентилятора зависит от способа их литья: при отливке в кокиль они делаются тоньше (4 – 5 мм), при литье в песчаные формы – толще (6 – 7 мм). Кожух (дефлектор) выполняют либо литым из алюминиевого сплава, либо штампованным из листовой стали.

Если вентилятор не может обеспечить нормальных условий работы червячного редуктора по нагреву, следует пересмотреть конструкцию привода и использовать редуктор с более высоким КПД.

§ 14.8. ПЛИТЫ

Плиты служат для установки агрегатов привода (двигателя, редуктора и др.) и обеспечения правильного положения их в течение всего срока эксплуатации. Конструкция плит должна удовлетворять требованиям прочности, жесткости, виброустойчивости, стабильности формы во времени и др.

Длину плиты L и ширину B определяют в соответствии с размерами агрегатов, устанавливаемых на ней. Высоту плиты

rusautomobile.ru

H принимают равной примерно $0{,}1L$. Если плита ступенчатая, то высота H соответствует более низкой ее части.

Диаметр $d_ф$ болтов для крепления плиты к фундаменту принимают равным диаметру болтов, крепящих редуктор к плите, но не менее М12. Фундаментные болты равномерно размещают по периметру плиты со средним шагом $P_{ср} = (30 \div 40)\,d_ф$.

Плиты выполняют преимущественно литыми, а в единичном производстве – сварными. Литые плиты изготовляют из чугунов марок СЧ 12 или СЧ 15.

При конструировании рамы не следует оставлять больших свободных площадей. Для этого при необходимости плиту делают Г- или Т-образной формы. Габариты плиты в плане определяются платиками для размещения лап узлов. Платик должен быть длиннее лапы на 3 – 5 мм в каждую сторону, но не доходить до края плиты примерно на толщину ее стенки δ, мм:

$$\delta = 3 + 7N \geqslant 6, \qquad (14.43)$$

где

$$N = 0{,}25\,(2L + B + H); \qquad (14.44)$$

L, B и H – соответственно длина, ширина и высота плиты, м.

Формула (14.43) эмпирическая, справедлива при $N \leqslant 2$.

Боковым стенкам следует придавать уклон 1 : 10, чтобы обеспечить простую формовку. Конструктивное оформление боковой стенки с платиком и подошвой показано на рис. 14.48. Высота платика (без учета припуска) составляет примерно 0,5 δ. Глубина резьбы для завинчивания болтов, крепящих узлы, размещенные на плите, составляет примерно $1{,}5\,d_{ср}$. Если толщина стенки и платика недостаточна, то выполняют круглый прилив.

Применение сквозных отверстий вместо резьбовых гнезд и установка болтов с гайками нежелательны, так как доступ к гайкам будет в этом случае затруднен.

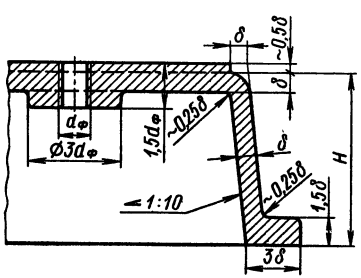
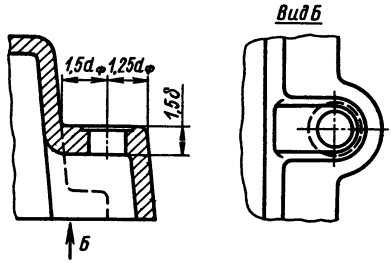


Рис. 14.48. Боковая стенка плиты

rusautomobile.ru

Рис. 14.49. Низкая бобышка



На рис. 14.49 показана конструкция низкой бобышки, которую применяют при высоких плитах. Недостаток такой бобышки – разрыв подошвы. Поэтому при невысоких плитах целесообразно делать бобышку во всю высоту плиты, располагая гайку на выступе платика, как показано на рис. 14.50.

Иногда в боковой стенке плиты предусматривают окна для заводки ломика при точной установке плиты на месте. При применении сквозного окна происходит разрыв подошвы, изготовление глухого окна требует стержней при отливке. И то и другое нежелательно. Применение конструкции с клыками, отлитыми как одно целое (см. рис. 14.50), является более рациональным. Клыки могут быть использованы также для подъема собранной плиты.

Если разность высот центров узлов, устанавливаемых на плите, невелика, то плита делается одной высоты, а разность высот центров компенсируют строганными прокладками. При значительной разности целесообразна ступенчатая плита.

Наличие больших горизонтальных поверхностей, не занятых платиками, в плитах нежелательно. В этих случаях делают окна, обычно круглой формы или прямоугольной с большими скруглениями. Окна ужесточают окантовкой толщиной δ при полной высоте примерно 2,5 δ.

Пример конструкции литой плиты приведен на рис. 14.51. Материал сварных плит – Ст.3. Сварные плиты изготовляют

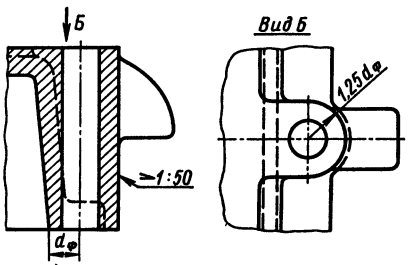


Рис. 14.50. Высокая бобышка

rusautomobile.ru

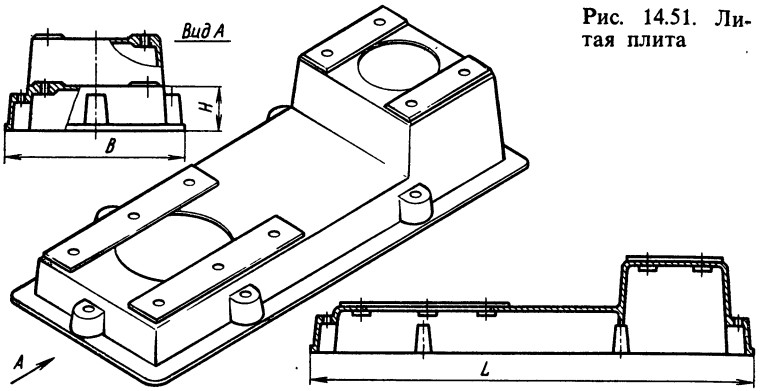


Рис. 14.51. Литая плита

из прокатного сортамента – швеллеров, угольников и листов. Необходимо ограничивать число их используемых типоразмеров – номеров швеллеров и угольников, толщин листов.

Швеллеры и угольники следует, по возможности, располагать так, чтобы торец одной детали примыкал к стенке другой. Это облегчает изготовление плит. Если это условие конструктивно выполнить невозможно, то врезку производят по типу, показанному на рис. 14.52.

Детали плиты сваривают по контуру сопряжения. Никаких дополнительных усилений в виде косынок или накладок не требуется. При сварке плиты заметно деформируются. Это вызывает необходимость делать платики толщиной на 25 – 30 % больше, чем в литых плитах. Платики всей своей длиной должны опираться на достаточно жесткий элемент. При необходимости под него ставят ребро. Приваривают платики к плите тонкими прерывистыми швами.

Хотя подходы к болтам в сварных плитах обычно легче, чем в литых, крепление узлов также целесообразно осуществлять болтами, ввернутыми в резьбовые отверстия. Глубина их завинчивания должна быть равна диаметру болта. Если суммарной толщины платика и полки для этого не хватает, то под полку дополнительно приваривают шайбу.

Плиты крепят к фундаменту за короткую бобышку нижней полки (рис. 14.53) или сквозным болтом через обе полки (рис. 14.54). В последнем случае полку обязательно проверяют на прочность:

$$\sigma = 3F_{зат}/t^2 \leqslant 160, \qquad (14.45)$$

rusautomobile.ru

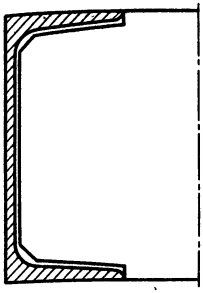


Рис. 14.52. Стык швеллеров

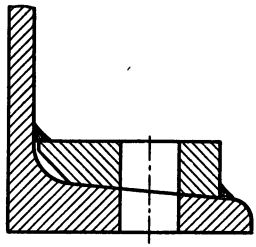


Рис. 14.53. Крепление плиты за бобышку нижней полки

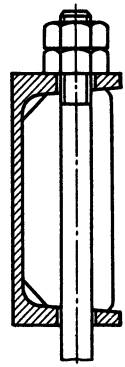


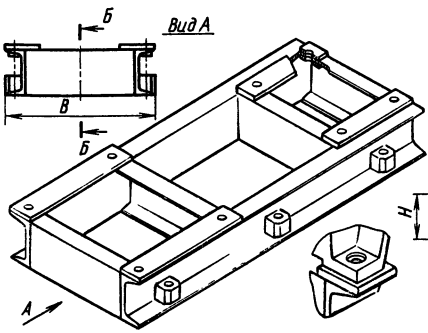
Рис. 14.54. Крепление плиты сквозным болтом

где $F_{зат}$ – усилие затяжки фундаментного болта, H; t – толщина полки в основании, мм. Если прочность полки обеспечена, последний способ является более предпочтительным.

Платики следует по возможности располагать на одном уровне. Если разность высот их центров слишком велика, а прокладки получаются очень толстыми, выполняют дополнительные надстройки. В целях сокращения сортамента широко используют врезку. Схема простой плоской плиты приведена на рис. 14.55.

Плита из швеллеров показана на рис. 14.56. Надстройка выполнена из швеллера того же размера, врезанного до нужного уровня.

Плита из неравнобоких угольников, закрытых листом, приведена на рис. 14.57. Надстройка сделана из того же угольника, обрезанного до нужной высоты.



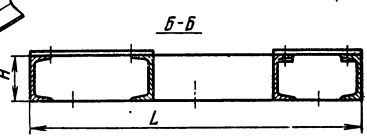


Рис. 14.55. Плоская сварная плита

rusautomobile.ru

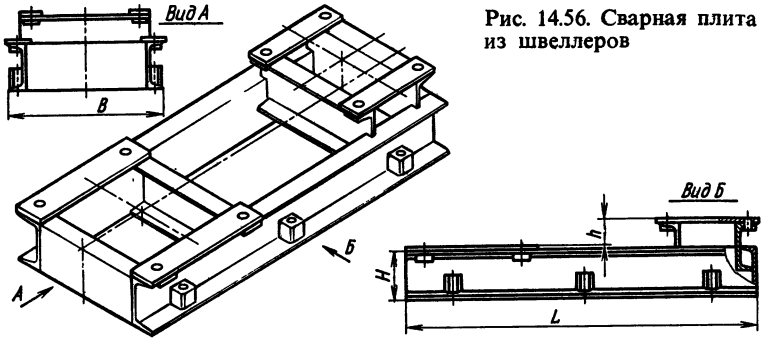


Рис. 14.56. Сварная плита из швеллеров

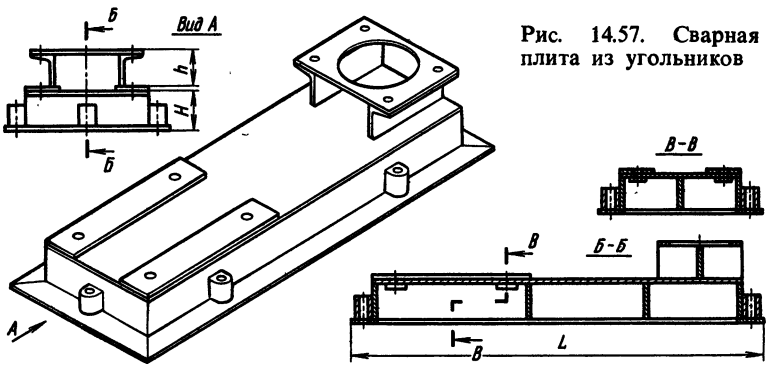


Рис. 14.57. Сварная плита из угольников

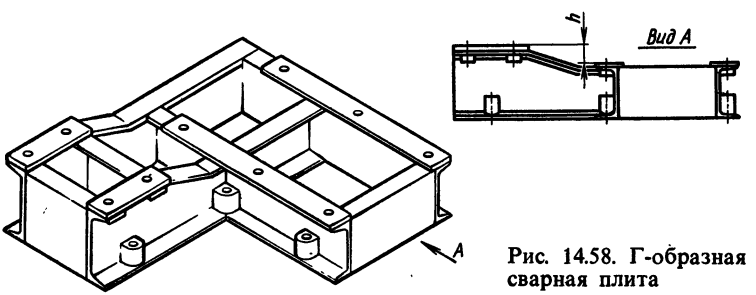


Рис. 14.58. Г-образная сварная плита

rusautomobile.ru

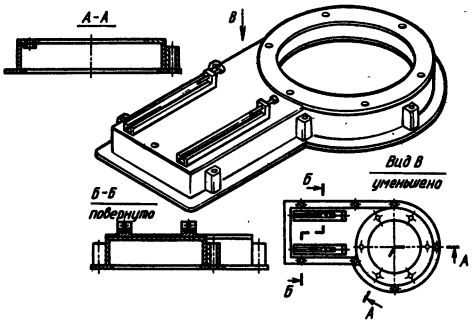


Рис. 14.59. Плита для редуктора с вертикальным валом

Г-образная плита, изготовленная из швеллеров двух типоразмеров, показана на рис. 14.58. Здесь часть стенки большого швеллера вырезана, а полка подогнута.

Плита для редуктора с вертикальным валом и салазками для натяжки клиноременной передачи, выполненная из листа, приведена на рис. 14.59.

rusautomobile.ru

Глава 15

МУФТЫ

§ 15.1. ВЫБОР ТИПА МУФТЫ

При монтаже приводных установок необходимо обеспечивать соосность соединяемых валов. Если в процессе эксплуатации она сохраняется, то для соединения валов пригодны *жесткие муфты*. Однако не всегда может сохраняться соосность валов: под действием тепловых и силовых факторов возникают деформации, приводящие к смещению соединенных муфтой валов – осевому, радиальному, угловому (рис. 15.1). Для предотвращения опасных перегрузок, возникающих в результате таких смещений, ставят *компенсирующие муфты*.

Если привод испытывает ударные нагрузки, то для их ослабления в кинематической схеме предусматривают установку *упругой муфты*. Защита привода от непредусмотренных перегрузок достигается включением в привод *предохранительных муфт*. Если по условиям эксплуатации необходимы частые пуски и остановы машин без выключения двигателя, то это осуществляется с помощью *сцепных муфт*.

При проектировании механических приводов не всегда возникает необходимость детально разрабатывать конструкцию муфты того или иного типа. Задача в большинстве случаев сводится практически к выбору муфты по нормалям или стандартам с учетом конкретных технических требований и к последующему проверочному расчету ее элементов.

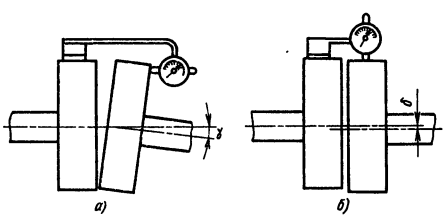


Рис. 15.1. Смещения осей валов:
а – угловое; *б* – радиальное

rusautomobile.ru

Основным параметром для выбора муфты служат номинальные диаметры соединяемых валов, расчетный вращающий момент, частота вращения и условия эксплуатации.

В общем случае расчетный вращающий момент $T_р$ определяют с учетом влияния инерционных масс по формуле

$$T_р = T_{ном} \frac{I_1 + I_2}{I_1}, \qquad (15.1)$$

где $T_{ном}$ – номинальный вращающий момент; I_1, I_2 – моменты инерции вращающихся масс ведущего и ведомого валов с насаженными на них деталями, приведенные к оси того вала, на котором устанавливается муфта.

При проектировании механических передач, обычно встречающихся в заданиях на курсовое проектирование деталей машин, можно пользоваться более простой зависимостью

$$T_р = k_р T_{ном}, \qquad (15.2)$$

где $k_р$ – коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации (табл. 15.1).

15.1. Значения коэффициента $k_р$ (для передач от электродвигателей)

Тип машины	$k_р$
Транспортеры ленточные	1,25 – 1,50
Транспортеры цепные, винтовые, скребковые	1,5 – 2,0
Вентиляторы, компрессоры, насосы центробежные	1,25 – 2,0
Компрессоры и насосы поршневые	2,0 – 3,0
Станки металлорежущие:	
с непрерывным движением	1,25 – 1,5
с возвратно-поступательным движением	1,5 – 2,5
Деревообрабатывающие станки	1,5 – 2,0
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0 – 3,0
Краны грузоподъемные, элеваторы	3,0 – 4,0

Примечание. В передачах от поршневых двигателей значения $k_р$ на 50 – 80 % больше.

§ 15.2. ЖЕСТКИЕ МУФТЫ

К жестким муфтам относят втулочные, фланцевые и продольно-свертные муфты. Их размеры определены соответствующими стандартами, поэтому в курсовых проектах такие муфты не рассчитывают, а выбирают в зависимости от величины передаваемого момента, присоединительных диаметров и условий эксплуатации.

rusautomobile.ru

Втулочные муфты по ГОСТ 24246 – 80 предназначены для соединения соосных цилиндрических валов при передаче вращающего момента от 1 до 12 500 Н·м. Материал втулок – сталь 45.

Предусмотрено четыре исполнения:

1 – со штифтами (рис. 15.2, *а*);

2 – с призматическими шпонками (рис. 15.2, *б*);

3 – с сегментными шпонками;

4 – со шлицами (рис. 15.2, *в*).

Примерное соотношение основных размеров муфт таково: наружный диаметр для исполнения 1 – 4: $D \approx (1{,}5 \div 1{,}6)\,d$; длина для исполнения 4 $L \approx 2d$, для исполнений 1 – 3 $L \approx 3d$.

Фланцевые муфты следует выполнять по ГОСТ 20761 – 80. Центровка муфт осуществляется выступом на одной полумуфте и впадиной на другой или закладными полукольцами (рис. 15.3). Материал – сталь с механическими свойствами не ниже, чем у стали 35. Основные размеры муфт приведены в табл. 15.2. Проверочный расчет деталей муфты практически не нужен, лишь в учебных целях выполняют его в отношении части болтов, устанавливаемых в отверстия без зазора (не больше половины от общего числа).

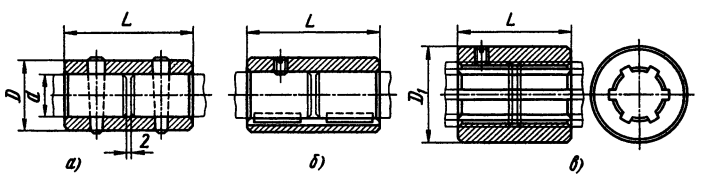


Рис. 15.2. Втулочные муфты:
а – со штифтами; *б* – с призматической шпонкой; *в* – со шлицами

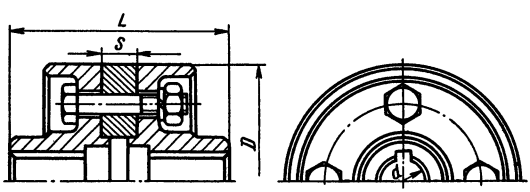


Рис. 15.3. Фланцевая муфта

rusautomobile.ru

15.2. Муфты фланцевые стальные для соединения соосных валов в исполнении 1 (по ГОСТ 20761 – 80 с сокращениями)

Размеры, мм

Номинальный крутящий момент T, Н·м	d	D	l	L	Номинальный крутящий момент T, Н·м	d	D	l	L
16,0	16; 18	80	40	84	630	45; 50; 55	170	110	230
31,5	16; 18	90	40	84		60		140	290
	20; 22		50	104	1000	50; 55	180	110	230
63	20; 22	100	50	104		60; 63; 70; 71		140	290
	25; 28		60	124	1600	60; 63; 70; 71	190	140	290
125	25; 28	112	60	124		80		170	350
	30; 32; 35; 36		80	170	2500	70; 71	224	140	290
160	30; 32; 35; 36	130	80	170		80; 90		170	35
250	32; 35; 36	140	80	170		100		210	430
	40; 45		110	230					
400	35; 36	150	80	170					
	40; 45; 50		110	230					

Примечания: 1. Окружная скорость на наружном диаметре муфт – до 70 м/с.

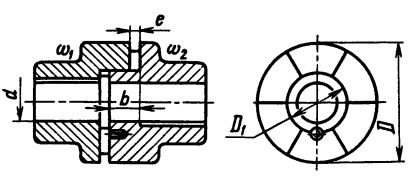
2. При переменной нагрузке, достигающей двукратного увеличения, значения T должны быть уменьшены в 1,4 раза. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения T должны быть уменьшены в 1,96 раза. Для чугунных муфт значения T в 2 раза меньше.

Продольно-свертные муфты применяют для соединения соосных валов при частоте вращения порядка 100 – 250 об/мин. Конструкция и размеры этих муфт установлены ГОСТ 23106 – 78.

§ 15.3. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Если во время эксплуатации привода возможны только осевые смещения валов (например, при колебаниях температуры), достигающие при длинных валах относительно больших величин, то для компенсации таких смещений устанавливают расширительные муфты, к числу которых относятся

rusautomobile.ru



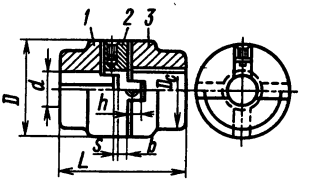


Рис. 15.4. Кулачковая расширительная муфта

Рис. 15.5. Кулачково-дисковая муфта:
1 и *3* – полумуфты; *2* – промежуточный диск

кулачковые муфты (рис. 15.4). Примерное соотношение основных размеров: $D \approx 2{,}5d$; $D_1 \approx 0{,}5D$; $L \approx 3{,}5d$; $b \approx 0{,}7d$; $l \approx 0{,}1d$.

Кулачково-дисковые муфты применяют для компенсации радиального смещения валов (рис. 15.5) с частотами вращения не свыше 250 об/мин при диаметрах валов $d \leqslant 60$ мм; до 100 об/мин при $d > 60$ мм. Конструкция и размеры их определены ГОСТ 20720 – 81. Допускаемое радиальное смещение – до 0,04 *d*.

Цепные муфты (рис. 15.6) выполняют по ГОСТ 20742 – 81. Допускают радиальное смещение соединяемых валов до 0,01 *d*, угловое смещение до 1°. Основные данные муфт приведены в табл. 15.3.

Проверочный расчет проводят (в случае необходимости) лишь в отношении надежности цепи – по расчетным зависимостям гл. 10.

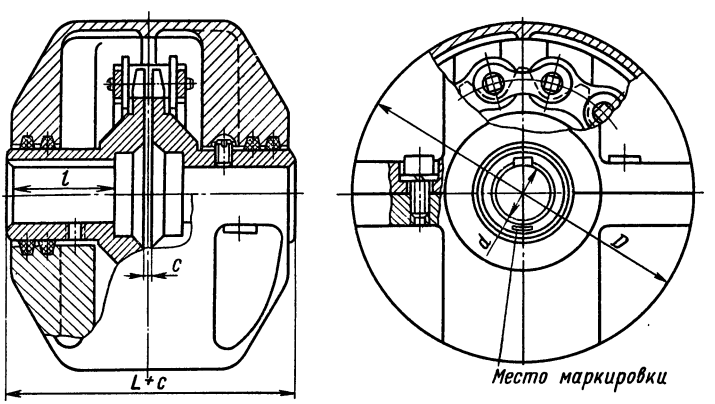


Рис. 15.6. Цепная муфта

rusautomobile.ru

15.3. Цепные муфты (по ГОСТ 20742–81)

Размеры, мм (см. рис. 15.6)

T, Н·м	d	D	L	l	n_{max}, об/мин	Число зубьев z	Шаг цепи ПР	Зазор c	Радиальное смещение
63	20–24	110	102	36	1600	12	19,05	1,3	0,15
125	25–28	125	122	42	1400	10	25,4	1,8	0,20
250	32–38	140	162	58	1200	12	25,4	1,8	0,20
500	40–56	200	222	82	1000	14	31,75	2,0	0,30
1000	60–71	210	284	105	800	12	38,1	3,5	0,40
2000	63–75	280	284	105	700	12	50,8	3,8	0,60
3000	80–90	280	344	130	700	12	50,8	3,8	0,60
4000	100–110	310	424	165	700	14	50,8	3,8	0,60
8000	100–125	350	424	165	500	16	50,8	3,8	0,60

Примечания: 1. Разрешается соединение двух валов различных диаметров в пределах одного значения T.

2. Размеры d вала выбирают из ряда: 20, 22, 25, 28, (30), 32, (35), 36, 40, (42), 45, (48), 50, 56, (60), 63, (65, 70), 71, 75, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 125 (значения в скобках – нерекомендуемые).

Зубчатые муфты (рис. 15.7) компенсируют радиальное смещение – в пределах радиального зазора в зацеплении; осевое смещение, благодаря тому, что венец зубчатой обоймы шире венца полумуфты; угловое смещение обеспечивается сферической обточкой головок зубьев. Материал муфт – сталь 45, твердость рабочих поверхностей зубьев $HRC \geqslant 35$ для зубьев обоймы

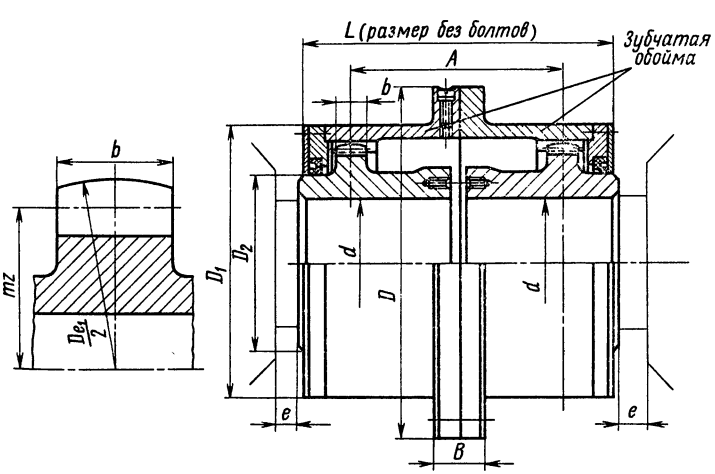


Рис. 15.7. Зубчатая муфта

rusautomobile.ru

и $HRC \geqslant 40$ – для зубьев втулок. Основные размеры муфт приведены в табл. 15.4.

Муфту, выбранную по ГОСТ, проверяют по условию

$$T_{ном} K_1 K_2 \leqslant [T], \qquad (15.3)$$

где K_1 – коэффициент ответственности передачи; его принимают, в зависимости от серьезности последствий, вызванных поломкой муфты, от 1 до 1,8; K_2 – коэффициент режима работы; при равномерной нагрузке $K_2 = 1{,}0$; при значительных колебаниях нагрузки $K_2 = 1{,}5$; $[T]$ – допускаемое значение передаваемого вращающего момента, указанное в табл. 15.4.

15.4. Зубчатые муфты (по ГОСТ 5006 – 55)

Размеры, мм

d	$[T]$, Н·м	n_{max}, об/мин	A_{min}	D	D_1	D_2	L	l	Зубья			Масса, кг	Маховой момент GD^2, кг·м²
									m	b	z		
40	710	6300	49	170	110	55	115	12	2,5	12	30	10,2	0,12
50	1400	5000	75	185	125	70	145	12	2,5	15	38	14,3	0,21
60	3150	4000	95	220	150	90	170	18	3	20	40	24	0,42
75	5600	3350	125	250	175	110	215	18	3	25	48	38	0,85
90	8000	2800	145	290	200	130	235	25	3	25	56	57	1,86
105	11800	2500	160	320	230	140	255	25	4	30	48	80	2,80
120	19000	2120	185	350	260	170	285	30	4	35	56	110	4,68

Примечания: 1. Толщина фланцев B и зазор c между торцами втулок:

d	40 – 50	60 – 75	90
B	34	40	50
c	2,5	2,5	5

2. Кратковременный наибольший момент не должен превышать 2 $[T]$.

§ 15.4. УПРУГИЕ МУФТЫ

Упругие втулочно-пальцевые муфты (рис. 15.8) не имеют непосредственного металлического контакта между полумуфтами, окружная сила передается через резиновые втулки, надетые на стальные пальцы. Так как объем и масса таких втулок невелики, то и амортизирующая способность тоже мала. Муфты допускают ограниченное осевое смещение в пределах осевого зазора, практически – не свыше половины его. Хотя в некоторых справочниках отмечается возможность компенсации этими муфтами радиальных и угловых смещений, однако не указывается, что такие смещения вызывают неравномерное распределение нагрузки и быстрый износ втулок, поэтому

rusautomobile.ru

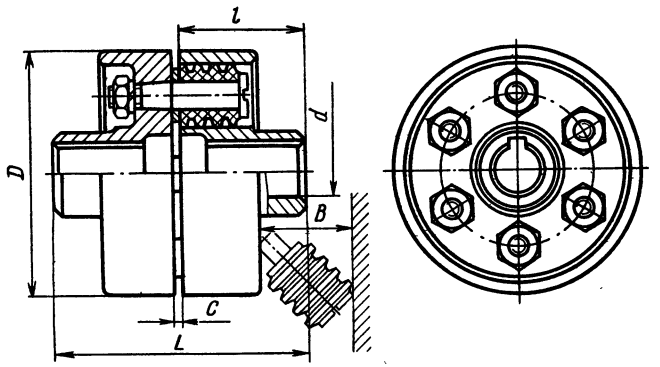


Рис. 15.8. Упругая втулочно-пальцевая муфта

втулочно-пальцевую муфту не следует рассматривать как компенсирующую.

Основные данные муфт по ГОСТ 21424–75 приведены в табл. 15.5.

15.5. Упругие втулочно-пальцевые муфты

Размеры, мм (см. рис. 15.8)

$[T]$, Н·м	Диаметр вала	D	L	l
31,5	16; 18	90	81	40
63	20; 22	100	104	50
125	25; 28	120	125	60
250	32; 35; 38	140	165	80
	40; 42; 45	140	225	110
500	40; 42; 45	170	225	110
710	45; 50; 55; 56	190	226	110
1000	50; 55; 56	220	226	110
	60; 63; 65; 70	220	226	140
2000	63–75	250	288	140
	80–90	250	348	170
4000	80–95	320	350	170
8000	100–125	400	432	210

Примечания: 1. Табличные данные относятся к муфтам типа 1 – с цилиндрическими отверстиями, исполнения 1 – для длинных концов валов.

2. Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с разными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного и того же номинального момента.

rusautomobile.ru

Материал полумуфт – чугун СЧ 20 или сталь 35; материал пальцев – сталь не ниже марки 45; втулок – специальная резина, стойкая в минеральных маслах; число пальцев – от 4 (при $T = 125$ Н·м) до 10 (при $T = 1000$ Н·м). В случае необходимости, например в учебных целях, проверяют давление на внутренней поверхности втулок (оно не должно превышать допускаемого – порядка 2 МПа).

Упругие муфты со звездочкой (рис. 15.9) компенсируют радиальные смещения порядка до 0,01 d, осевые – в пределах монтажных зазоров, угловые – до 1°30′. ГОСТ 14084 – 76 распространяется на муфты для соединения валов с диаметрами концов 6 – 48 мм при вращающем моменте 2,5 – 400 Н·м. В табл. 15.6 приведены данные, относящиеся к муфтам с посадочными диаметрами 16 – 48 мм.

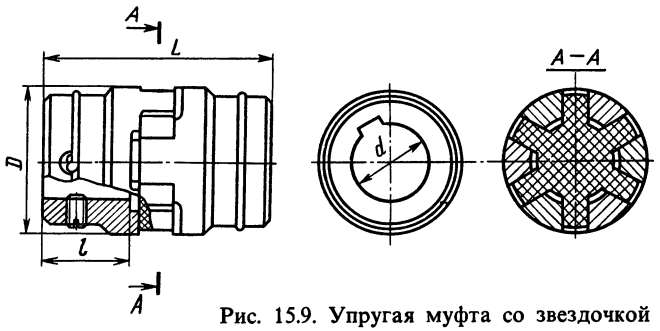


Рис. 15.9. Упругая муфта со звездочкой

Упругие муфты с торообразной оболочкой (рис. 15.10) характеризуются высокой амортизирующей способностью, выдерживают кратковременные перегрузки порядка 2,5 – 3-кратных по сравнению с номинальными. ГОСТ 20884 – 82 распространяется на муфты для соединения валов с посадочными диаметрами 14 – 240 мм при передаче вращающих моментов $20 - 40 \cdot 10^3$ Н·м. Различают муфты двух типов – с цилиндрическими и коническими отверстиями, и двух исполнений – на длинные и на короткие концы валов. В табл. 15.7 приведены сведения о муфтах с диаметрами посадочных отверстий 20 – 100 мм типа 1 – с цилиндрическими отверстиями, исполнения 1 – для длинных концов валов, с диаметром из 1-го предпочтительного ряда.

Пружинные муфты. По характеру деформации упругих элементов их делят на муфты постоянной жесткости (характеристика – прямая линия) и переменной жесткости (характеристика – кривая линия).

rusautomobile.ru

15.6. Упругие муфты со звездочкой (по ГОСТ 14084 – 76)
Размеры, мм (см. рис. 15.9)

$[T]$, Н·м	d	D	L	l	n_{max}, об/мин	Допускаемое смещение	
						радиальное	угловое
16 25	16 – 18	53 63	77	28	3759 3500	0,2	1°30′
31,5	20 – 22 22 – 24	71 85	93 100	36 36	3000		
63	25 – 28	85	112	42	2250		
125	25 – 28 30 – 36	105 105	112 144	42 58	2000	0,3	
250	32 – 38 40 – 45	135 135	147 195	58 82	1500	0,4	1°
400	40 – 48	166	200	82	1300		

Примечания: 1. Материал полумуфт – сталь 35, звездочек – специальная резина.
2. Размеры D, L и l – справочные; зазор $C = 3$ мм.
3. Допускается сочетание полумуфт с различными значениями посадочных диаметров d в пределах одного номинального момента.

Амортизирующий эффект муфты зависит от величины потенциальной энергии деформации U: для муфт с упругими элементами, рассчитываемыми на кручение,

$$U_к = \frac{K_к [\tau]_к^2}{2G} mV; \qquad (15.4)$$

с упругими элементами, рассчитываемыми на изгиб,

$$U_и = \frac{K_и [\sigma]_и^2}{2E} mV. \qquad (15.5)$$

Соответственно энергия деформации, отнесенная к объему всей муфты,

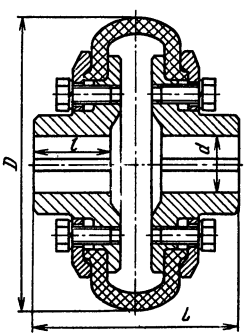


Рис. 15.10. Упругая муфта с торообразной оболочкой

rusautomobile.ru

15.7. Упругие муфты с торообразной оболочкой (по ГОСТ 20884–82)

Размеры, мм (см. рис. 15.10)

Номинальный крутящий момент, T, Н·м	d	D	L	l	T_{max} при кратковременной перегрузке, Н·м	Допускаемая частота вращения, $с^{-1}$	Допускаемое смещение полумуфт	
							осевое	радиальное
20	16; 18	100	130	42	63	50	1,0	1,0
40	18 20; 22 25	125	140 160 180	42 52 63	125			
80	22 25; 28 30	160	170 190 230	52 63 82	250	50	2,0	1,6
125	25; 28 30; 32; 35; 36	180	195 230	63 82	400	41	2,0	1,6
200	30; 32; 35; 36 40	200	245 305	82 112	630	41	2,5	2,0
250	32; 35; 36 40; 45	220	250 310	82 112	800	33	3,0	2,5
315	36 40; 45	250	260 325	82 112	1000	33	3,0	2,5
500	40; 45; 50; 55	280	325	112	1000	26	3,6	3,0
800	55; 55 60; 63	320	340 400	112 143	2500	26	3,6	3,0
1250	55 60; 63; 70; 71	360	340 400	112 143	3150	26	4,0	3,6
2000	63; 70; 71 80; 90	400	420 480	143 172	5000	26	4,5	4,0
3150	80; 90 100	450	485 565	172 214	8000	26	4,5	4,0
5000	90 100	500	500 580	172 214	12 500	21	5,0	4,0

Примечания: 1. Допускается соединение полумуфт разных исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного и того же номинального крутящего момента.

2. Допускаемые угловые смещения для муфт с номинальным крутящим моментом $T \leqslant 200$ Н·м – до 1°; с $T > 200$ Н·м – до 1°30′.

3. Условное обозначение муфты с $T = 800$ Н·м, $d = 60$ мм, исполнения 1, климатического исполнения У:

Муфта 800–60 – 1У ГОСТ 20884–82

rusautomobile.ru

$$\frac{A_к}{V_м} = \frac{K_к [\tau]_к^2}{2G} \frac{mV}{V_м};$$
$$\frac{A_и}{V_м} = \frac{K_и [\sigma]_и^2}{2E} \frac{mV}{V_м}. \qquad (15.6)$$

Здесь $K_к$, $K_и$ – коэффициенты, учитывающие форму упругих элементов: для цилиндрических винтовых пружин $K_к = 0{,}5$; для плоских пластин $K_и = 0{,}22$; m – число упругих элементов в муфте; V – объем каждого элемента; $V_м$ – объем всей муфты.

Эти зависимости показывают, что для увеличения демпфирующего эффекта муфты при проектировании надо использовать возможно бóльший объем муфты для размещения в нем упругих элементов, т. е. увеличивать отношение $mV/V_м$. Из этих же соображений следует, что для пружин надо выбирать материалы с высокими механическими свойствами – пружинную сталь, имеющую $[\sigma]_и \geqslant 600$ МПа и $[\tau]_к \geqslant 500$ МПа.

При определении расчетного момента пусковые нагрузки учитывают по формуле (15.1), а кратковременные ударные нагрузки – по формуле

$$T_{max} = 2T_у \frac{I_2}{I_1 + I_2}, \qquad (15.7)$$

где $T_у$ – величина момента при ударе; I_1, I_2 – приведенные к оси муфты моменты инерции вращающихся масс. Наибольший угол относительного поворота полумуфт

$$\varphi_{max} = \frac{T_{max}}{C},$$

где C – жесткость пружины.

В приводах общего назначения с относительно умеренными колебаниями нагрузки расчетный момент можно определять по табл. 15.1.

Упругие муфты постоянной жесткости. На рис. 15.11 представлена муфта с цилиндрическими винтовыми пружинами; вращающий момент передается от ведущей полумуфты к ведомой пружинами, поставленными в пазы венцов обеих полумуфт с начальным сжатием силой F_c. Пружины замкнуты стальными закаленными грибками, опирающимися на боковые поверхности пазов. Под действием рабочего момента, превышающего момент от начального сжатия пружин, осадка пружин возрастает по линейному закону. Материал муфт – сталь 45, рабочие поверхности пазов закалены до *HRC* 50–60. Число пружин при расположении их в один ряд $m = 6 \div 12$, при

rusautomobile.ru

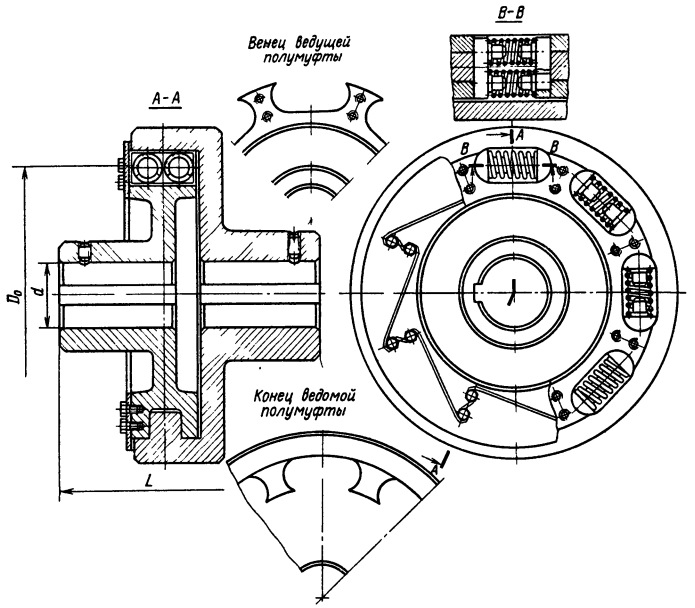


Рис. 15.11. Упругая муфта с цилиндрическими винтовыми пружинам

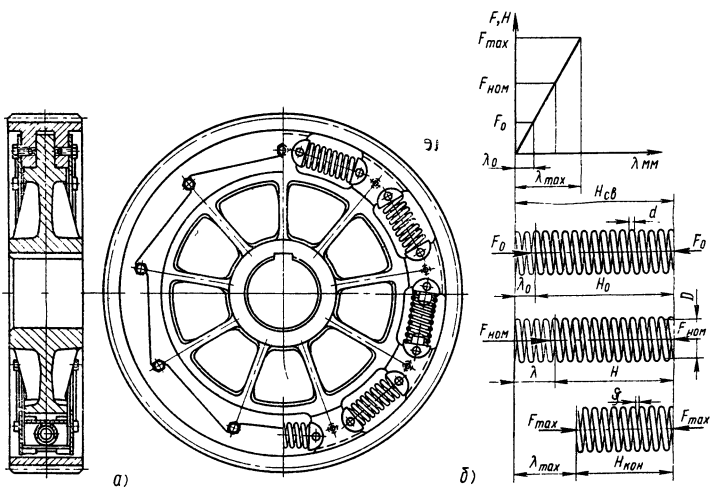


Рис. 15.12. Пружинная муфта, встроенная в зубчатое колесо:
а – конструкция муфты; *б* – характеристика пружины

rusautomobile.ru

двухрядном расположении – вдвое больше. Размещают пружины так, чтобы их центры тяжести лежали на окружности возможно бóльшего радиуса. На рис. 15.12, *а* представлена муфта постоянной жесткости, встроенная в зубчатое колесо.

Последовательность расчета упругой муфты постоянной жесткости такова.

1. Формулируются исходные данные – номинальная мощность или номинальный момент; характер работы – величины наибольших моментов при пуске и при ударной нагрузке; диаметр d посадочного участка вала.

2. Предварительно намечают диаметр D_0 окружности, на которой располагаются центры тяжести пружин; обычно принимают $D_0 \approx (4 \div 5)\,d$; намечают число пружин $m \approx 6 \div 12$.

3. Определяют силы, приходящиеся на каждую пружину:

$$F_{\text{ном}} = \frac{T_{\text{ном}}}{0{,}5 D_0 m} \text{ и } F_{\max} = \frac{T_{\max}}{0{,}5 D_0 m}.$$

4. Выбирают пружинную проволоку определенного класса, намечают индекс пружин и рассчитывают их по методике гл. 16.

5. Рекомендуется строить характеристику рассчитанной пружины и проверять вычисленные значения $F_{\text{ном}}$, $F_{\max}$ и соответствующих осадок.

6. Выполняют компоновочный чертеж, проверяют степень использования объема муфты и условия сборки конструкции.

7. Вносят необходимые коррективы в компоновку и выполняют варианты расчетов для выбора оптимального варианта.

Упругие муфты с плоскими пружинами показаны на рис. 15.13. Пружины собирают из тонких пластин в пакеты и закладывают их в пазы прямоугольного или трапецеидального профиля. В первом случае жесткость муфты постоянная, во втором – переменная, так как при относительном угловом смещении полумуфт пакеты деформируются и точки приложения окружной силы перемещаются, в результате изгибающий момент и прогиб пружин изменяются нелинейно. Возникающее при скольжении пластин относительно опорных поверхностей пазов трение способствует деформированию колебаний.

Корпус муфты изготовляют из стали 45 (не ниже), пружинные пластины – из стали марок 65Г, 60С2, 60С2Х и др.

Примерные соотношения размеров муфты по рис. 15.13, *б*, таковы: наружный диаметр $D = (3 \div 4)\,d$; общая длина $L \approx \approx (2{,}5 \div 3)\,d$; $B \approx (0{,}5 \div 0{,}6)\,d$; радиальный зазор $c \approx (0{,}1 \div 0{,}2)\,d$.

На рис. 15.14 показаны схематически положения пружины в пазах муфты в зависимости от величины нагрузки F. В положении, показанном на рис. 15.14, *б*, касательная к упру-

rusautomobile.ru

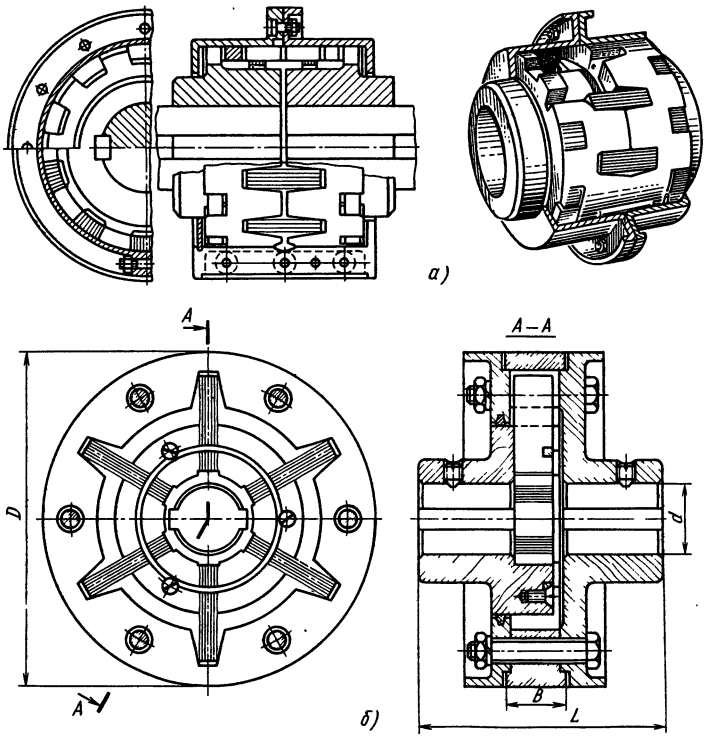


Рис. 15.13. Упругие муфты с плоскими пружинами:
а – с осевым расположением пружин; *б* – с радиальным расположением пружин

гой линии пружины совпадают с линией скоса паза; сила при этом

$$F_1 = \frac{T_1}{m(R + l)};$$

угол поворота торца

$$\theta_1 = \varphi_1 + \alpha = \frac{F_1 l^2}{2EIi},$$

где I – момент инерции одной пластины; i – число пластин в пакете. При увеличении нагрузки зона прилегания пружины к скосу паза расширяется; при $l > x > c$

$$F_x = \frac{T_x}{m(R + x)}; \qquad (15.8)$$

rusautomobile.ru

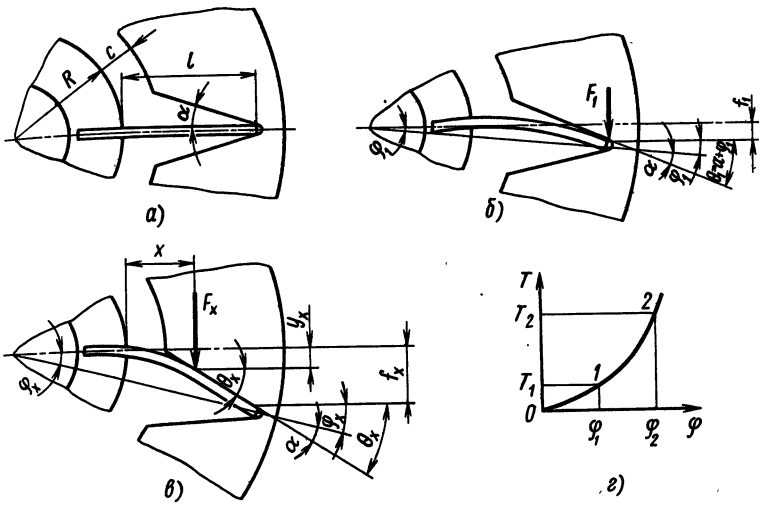


Рис. 15.14. Деформация плоской пружины:

а – начальное положение без нагрузки; *б* – положение пружины при действии нагрузки F_1; *в* – положение пружины при нагрузке F_x; *г* – характеристика муфты переменной жесткости

$$\theta_x = \varphi_x + \alpha = \frac{F_x x^2}{2EIi}; \tag{15.9}$$

$$y_x = \frac{F_x x^3}{3EIi} = \frac{2}{3} x (\varphi_x + \alpha). \tag{15.10}$$

Последняя формула получена в результате замены F_x из формулы (15.9). Так как углы φ_x и α малы, то с достаточной точностью можно принять

$$f_x = y_x + (l - x)(\varphi_x + \alpha) = \frac{2}{3} x (\varphi_x + \alpha) + (l - x)(\varphi_x + \alpha) =$$

$$= (\varphi_x + \alpha)\left(l - \frac{x}{3}\right); \tag{15.11}$$

$$\varphi_x = \frac{f_x}{R + l} = \frac{(\varphi_x + \alpha)\left(l - \frac{x}{3}\right)}{R + l}.$$

Из последнего выражения следует

$$\varphi_x = \alpha \frac{3l - x}{3R + x}. \tag{15.12}$$

rusautomobile.ru

При $T_2 = T_{max}$ зона прилегания распространяется на весь скос паза (рис. 15.14, *в*); в этом положении $x = c$.

$$F_2 = \frac{T_2}{m(R + c)}; \tag{15.13}$$

$$y_2 = \frac{F_2 c^2}{3EIi}. \tag{15.14}$$

На основании формулы (15.11) найдем

$$f_2 = (\varphi_2 + \alpha)\left(l - \frac{c}{3}\right).$$

Соответственно на основании формул (15.9) и (15.12) получим

$$\theta_2 = \varphi_2 + \alpha = \frac{F_2 c^2}{2EIi}; \tag{15.15}$$

$$\varphi_2 = \alpha \frac{3l - c}{3R + c}. \tag{15.16}$$

Из последнего выражения еще нельзя определить значения углов φ_2 и α; дополнительное условие прочности пластины на изгиб позволит решить поставленную задачу:

$$\sigma_и = \frac{F_2 c}{Wi} \leqslant [\sigma]_и, \tag{15.17}$$

откуда

$$F_2 = \frac{[\sigma]_и Wi}{c}.$$

Подставляя это значение F_2 в формулу (15.15), заменяя одновременно $W = bs^2/6$ и $I = bs^3/12$, где b – ширина пластины, s – ее толщина, получим

$$\varphi_2 + \alpha = \frac{[\sigma]_и c}{Es}. \tag{15.18}$$

Совместное решение уравнений (15.16) и (15.18) дает искомые значения φ_2 и α.

Число пластин i в каждом пакете определяется из условия прочности их на изгиб:

$$i \geqslant \frac{F_2 c}{W[\sigma]_и}. \tag{15.19}$$

Для построения участка $1 - 2$ характеристики муфт переменной жесткости (см. рис. 15.14, *г*) служат формулы (15.8)

rusautomobile.ru

и (15.12); задаваясь рядом значений x в интервале от c до l, находят φ_x и F_x. На основании формул (15.10) и (15.14) находят промежуточные значения T_x:

$$T_x = \frac{2EIim(R + x)(\varphi_x + \alpha)}{x^2}. \qquad (15.20)$$

Пример. 1. Исходные данные: упругая муфта с пакетами пружин, расположенными радиально, установлена между электродвигателем и редуктором в приводе к центробежному насосу. Номинальная мощность $P_{ном} = 55$ кВт; частота вращения $n = 980$ об/мин; диаметры концов валов под муфту $d = 70$ мм.

2. Определяем величины передаваемых вращающих моментов:

$$T_{ном} = \frac{P_{ном}}{\omega}; \quad \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 980}{30} = 103 \text{ рад/с};$$

$$T_{ном} = \frac{55 \cdot 10^3}{103} = 532 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем по табл. 15.1 коэффициент режима работы $k_р = 2$ и находим

$$T_{max} = k_р T_{ном} = 2{,}532 = 1064 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Принимаем ориентировочно основные размеры муфты: наружный диаметр $D = 2{,}5\,d = 3{,}5 \cdot 70 = 245$ мм; округляем $D = 240$ мм; общая длина муфты $L = 2{,}5\,d = 2{,}5 \cdot 70 = 175$ мм; округляем $L = 180$ мм; ширина венца $B = 0{,}5\,d = 0{,}5 \cdot 70 = 35$ мм; наружный радиус барабана ведущей полумуфты $R = d = 70$ мм; свободная длина пакета $l = (0{,}4 \div 0{,}5)\,D - R = 0{,}45 \cdot 240 - 70 \approx 40$ мм; зазор между барабаном и венцом $c = 10$ мм.

4. Выбираем материал для пластин – сталь 60С2Х, $\sigma_в = 1600$ МПа; $[\sigma]_и = 0{,}5\sigma_в = 0{,}5 \cdot 1600 = 800$ МПа. Размеры поперечного сечения пластин $b \times s = 30 \times 1$; число пакетов $m = 6$. Момент сопротивления пластины $W = bs^2/6 = 30/6 = 5$ мм^3. Наибольшая нагрузка на каждый пакет пружин по формуле (15.8)

$$F_{max} = \frac{T_{max}}{m(R + c)} = \frac{1064 \cdot 10^3}{6(70 + 10)} = 2220 \text{ Н}.$$

5. Определяем число пластин в каждом пакете по формуле (15.19):

$$i = \frac{F_{max} c}{W[\sigma]_и} = \frac{2220 \cdot 10}{5 \cdot 800} \approx 5{,}6.$$

Принимаем $i = 6$ и уточняем $\sigma_и = 800 \dfrac{5{,}6}{6} \approx 747$ МПа. Условие прочности $\sigma_и \leqslant [\sigma]_и$ выполнено.

6. По формуле (15.15) определяем

$$\theta_2 = \theta_{max} = \varphi_2 + \alpha = \frac{F_{max} c^2}{2EIi} = \frac{\sigma_и}{sE} = \frac{10 \cdot 747}{2{,}1 \cdot 10^5} \approx 3{,}5 \cdot 10^{-2} \text{ рад}.$$

Так как по формуле (15.16)

$$\varphi_2 = \alpha \frac{3l - c}{3R + c} = \theta_2 - \alpha = 3{,}5 \cdot 10^{-2} - \alpha,$$

rusautomobile.ru

то

$$\alpha = \frac{3{,}5 \cdot 10^{-2}(3R + c)}{3(R + l)} = \frac{3{,}5 \cdot 10^{-2}(3 \cdot 70 + 10)}{3(70 + 40)} = 0{,}023 \text{ рад};$$

$$\varphi_2 = \theta_2 - \alpha = 0{,}035 - 0{,}023 = 0{,}012 \text{ рад}.$$

7. Координаты точки *2* (см. рис. 15.14, *г*): $\varphi_2 = 0{,}012$ рад; $T_2 = T_{max} = 1064 \cdot 10^3$ Н·мм.

Координаты точки *1* – по формуле (15.12)

$$\varphi_1 = \alpha \frac{2l}{3R + l} = 0{,}023 \frac{2 \cdot 40}{3 \cdot 70 + 40} = 0{,}0074 \text{ рад}.$$

На основании формулы (15.9) определяем

$$F_1 = (\varphi_1 + \alpha)\frac{2EIi}{l^2} = (0{,}0074 + 0{,}023)\frac{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 2{,}5 \cdot 6}{40^2} = 120 \text{ Н};$$

вращающий момент

$$T_1 = F_1 m(R + l) = 120 \cdot 6(70 + 40) = 79\,200 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 79{,}2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для промежуточных точек участка *1–2* (см. рис. 15.14, *г*) характеристики значения φ_x определяют по формуле (15.12), а T_x – по формуле (15.20).

§ 15.5. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Для защиты приводных устройств от перегрузок в кинематические схемы приводов включают предохранительные муфты, автоматически размыкающие передачи. Установка таких муфт необходима в приводах механизмов и машин, в которых перемещение ведомого звена ограничено упорами, а также в случаях, когда возникновение максимальной нагрузки не может быть заранее учтено.

На рис. 15.15 схематически представлены поля предельных вращающих моментов машины $T_{маш}$ и муфты $T_{муф}$, где индексами *i* и *s* отмечены нижние и верхние предельные значения *T*.

$$T^{(i)}_{маш} = \beta T_{ном}, \qquad (15.21)$$

где β – коэффициент запаса, вводимый для того, чтобы муфта не срабатывала при пусковых нагрузках; его принимают в зависимости от пускового момента двигателя $T_{пуск}$:

$$\beta = 1{,}1\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}. \qquad (15.22)$$

Значения отношения $T_{пуск}/T_{ном}$ для асинхронных двигателей приведены в табл. 2.2. гл. 2. Верхняя граница поля $T^{(s)}_{маш}$ определяется величиной допускаемой нагрузки для слабейшего

rusautomobile.ru

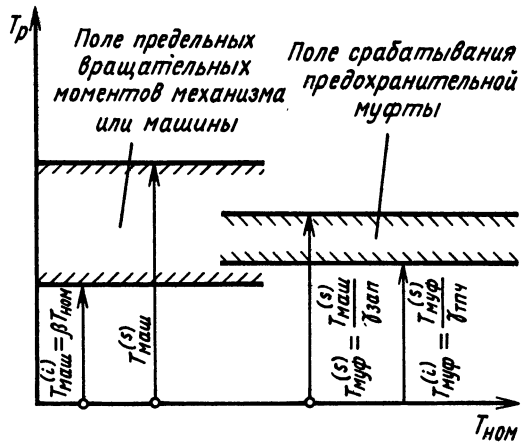


Рис. 15.15. Поля предельных вращающих моментов машины и муфты

звена машины. Для надежной защиты машины и использования пусковой характеристики двигателя интервал срабатывания муфты должен находиться в диапазоне $T^{(i)}_{маш} - T^{(s)}_{маш}$, т. е. $T^{(s)}_{муф} \leqslant T^{(s)}_{маш}$, $T^{(i)}_{муф} \geqslant T^{(i)}_{маш}$ (см. рис. 15.15). Здесь $T^{(i)}_{муф}$, $T^{(s)}_{муф}$ – предельные значения вращающего момента муфты в зоне срабатывания, определяемые из соотношений

$$T^{(s)}_{муф} = T^{(s)}_{маш}/\gamma_{зап}; \quad T^{(i)}_{муф} = T^{(s)}_{муф}/\gamma_{точ}, \tag{15.23}$$

где $\gamma_{зап}$ – коэффициент запаса; $\gamma_{точ}$ – коэффициент точности срабатывания муфты.

Для муфт со срезными штифтами, кулачковых, шариковых и фрикционных с дисками сталь – асбест принимают $\gamma_{зап} = 1{,}1$; $\gamma_{точ} = 1{,}2 \div 1{,}25$; для фрикционных со стальными дисками $\gamma_{зап} = 1{,}15$; $\gamma_{точ} = 1{,}35$.

Быстродействие и четкость срабатывания предохранительных муфт повышаются, если их устанавливать на том участке кинематической цепи, в котором возникают перегрузки. Однако это не всегда возможно, так как габариты муфты, устанавливаемой на валах с низкой частотой вращения, оказываются весьма большими. Поэтому практически приходится располагать муфту между электродвигателем и редуктором.

Из большого количества типов предохранительных муфт здесь рассматриваются лишь некоторые конструкции муфт, применяемых в приводах общего назначения, например в приводах транспортеров, конвейеров, насосов, станков и пр.

rusautomobile.ru

К числу таких наиболее распространенных типов предохранительных муфт относят: муфты с разрушающимися элементами; муфты с контактирующими элементами – пружинные кулачковые и шариковые; фрикционные муфты.

Среди муфт первой группы наиболее проста *муфта со срезным штифтом* (рис. 15.16). Чтобы штифт обеспечивал быструю срабатываемость, его изготовляют из сталей марки не ниже 45 с закалкой. Втулка – из стали 40Х, закаленной до *HRC* 38–50 (не ниже). Штифт должен срезаться под действием предельного момента

$$T_{\text{пред}} = \frac{\pi d^2}{4} R z \tau_{\text{в}}, \qquad (15.24)$$

где d – диаметр штифта в опасном сечении; R – радиус окружности, на которой расположены оси штифтов; z – число штифтов (не более двух); $\tau_{\text{в}}$ – предел прочности на срез; $\tau_{\text{в}} \approx 0{,}7\sigma_{\text{в}}$.

Рекомендуемые размеры штифтов и втулок, мм:

$d \cdot l$	(1,6 ÷ 2)18	(3 ÷ 5)30	(6 ÷ 10)45
$D_{\text{вт}}$	10	15	25

Диаметр штифта определяют на основании формулы (15.24); после округления его значения проверяют напряжение среза – оно должно равняться $\tau_{\text{в}}$; если это условие не выполняется, то вносят соответствующие коррективы, варьируя d, z и R.

В расчетах штифта встречается типичная ошибка: расчет выполняют не по $\tau_{\text{в}}$, а по допускаемому напряжению $[\tau]_{\text{ср}}$; конечно, такой штифт под действием предельного момента не срежется и муфта не сработает.

Муфта со срезным штифтом нерациональна в приводах с резкими колебаниями нагрузки, так как после каждого срабатывания надо заменять штифт. Такие муфты предпочти-

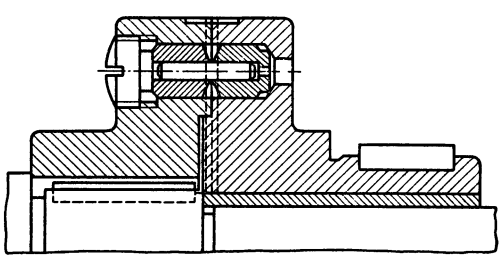


Рис. 15.16. Предохранительная муфта со срезным штифтом

rusautomobile.ru

тельно устанавливать в передачах с нагрузкой, близкой к постоянной; при случайных перегрузках они выполняют функции предохранительного звена.

Предохранительные кулачковые муфты. Вращающий момент передается кулачками трапецеидального профиля, прижимаемыми друг к другу одной центральной пружиной или несколькими, расположенными по окружности. Пружины устанавливают с предварительным сжатием с таким расчетом, чтобы силы от сжатия были достаточны для передачи номинального вращающего момента. При возрастании момента до $T_{пред}$ осевые составляющие усилий, действующих на кулачки, сжимают пружины, выводят кулачки из зацепления – муфта срабатывает, предохраняя привод от опасных перегрузок.

На рис. 15.17 показаны два способа установки муфты: *а* – на двух точно центрированных валах, *б* – на одном валу с зубчатым колесом, свободно вращающимся на том же валу. Профиль кулачков показан на рис. 15.17, *в*. Кольца, на которых фрезеруют кулачки, изготовляют из стали 20Х с цементацией и закалкой до *HRC* 56 – 62 или из стали 40Х с той же твердостью рабочих поверхностей, выполняемых криволинейными (винтовыми) для достижения более плавного включения муфты после снижения вращающего момента до расчетного значения. Технические данные муфт общего назначения для $T_{ном} = 4 \div 400$ Н·м приведены в ГОСТ 15620 – 77.

Соотношение основных размеров элементов муфты примерно таково: наружный диаметр кулачков $D_н \geqslant 2d$, где d – диаметр вала; размер в радиальном направлении $b = (0{,}12 \div 0{,}15)\, D_н$; высота $h \approx (0{,}5 \div 0{,}6)\, b$; число кулачков $z = 3 \div 15$.

В переходных процессах при колебаниях нагрузки муфта часто срабатывает и снова включается, при этом возникают

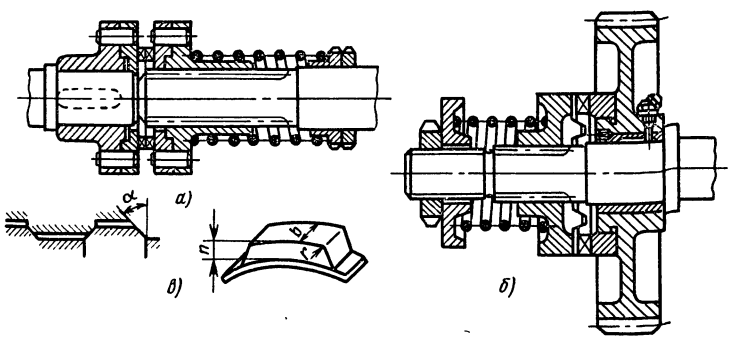


Рис. 15.17. Предохранительные муфты кулачковые

rusautomobile.ru

динамические нагрузки. Для их ограничения рекомендуется устанавливать муфту на валу с умеренной частотой вращения – порядка 300 об/мин.

В зоне соприкосновения кулачков при передаче окружной силы F_1 возникает нормальное давление $F_n = F_1/\cos\alpha$ и осевая сила F_a; во включенном состоянии при передаче $T_{ном}$, когда осевого перемещения нет, пружины должны создавать силы, уравновешивающие осевую составляющую силу,

$$F_{a1} = F_1 \operatorname{tg}\alpha.$$

При возрастании момента до $T_{пред}$ окружная сила достигает величины

$$F_{пред} = \frac{2T_{пред}}{D_c},$$

где $D_c = D_н - b$. Под действием этой силы подвижная часть муфты должна сместиться от первоначального положения на высоту кулачка h, т. е. муфта сработает. Сила, передающаяся при этом на пружину, определяется с учетом трения кулачков при их относительном перемещении и трения втулки подвижной полумуфты по валу:

$$F_2 = F_{пред}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f\frac{D_c}{d}\right], \qquad (15.25)$$

где $\rho = 2 \div 5°$ – угол трения: $f = 0{,}05 \div 0{,}10$ – коэффициент трения скольжения.

Пружины устанавливают с предварительным сжатием на величину

$$\lambda_1 = \frac{8F_1D_0^3z}{Gd_{пр}^4}, \qquad (15.26)$$

где D_0 – средний диаметр пружины; z – число рабочих витков; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига для стали; $d_{пр}$ – диаметр проволоки.

Срабатывание муфты под действием силы F_2 происходит при дополнительном сжатии муфты на высоту кулачка h; полная осадка

$$\lambda_2 = \lambda_1 + h = \frac{8F_2D_0^3z}{Gd_{пр}^4}. \qquad (15.27)$$

При возвращении к номинальному режиму сила F_2 должна преодолевать сопротивление F_3, определяемое с учетом сил трения, препятствующих включению:

rusautomobile.ru

$$F_3 = F_{ном}\left[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f\frac{D_c}{d}\right]. \qquad (15.28)$$

Таким образом, для своевременного срабатывания и последующего включения после снятия перегрузки необходимо соблюдение неравенств $F_2 > F_1$ и $F_2 > F_3$.

Пример. Исходные данные: предохранительная кулачковая муфта должна передавать номинальный момент $T_{ном} = 72$ Н·м; диаметр вала $d = 30$ мм; коэффициент запаса $\beta = 1{,}45$.

1. Определяем предельный момент, при котором муфта срабатывает:

$$T_{пред} = \beta T_{ном} = 1{,}45 \cdot 72 = 105 \text{ Н·м}.$$

2. Намечаем основные размеры муфты: диаметр окружности, проходящей через середину кулачков, $D_c = 2d = 2 \cdot 30 = 60$ мм; ширина кулачка $b = 10$ мм; число кулачков $z_к = 5$.

3. Угол $\alpha = 45°$; угол трения $\rho = 2°$; коэффициент трения скольжения $f = 0{,}05$.

4. Определяем окружную силу при передаче $T_{ном}$:

$$F_1 = \frac{2T_{ном}}{D_c} = \frac{2 \cdot 72 \cdot 10^3}{60} = 2{,}4 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

5. Определяем силу при передаче $T_{пред}$:

$$F_{пред} = \frac{2T_{пред}}{D_c} = \frac{2 \cdot 105 \cdot 10^3}{60} = 3{,}5 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

6. Осевая сила, действующая на пружину в момент срабатывания, по формуле (15.25)

$$F_2 = F_{пред}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f\frac{D_c}{d}\right] = 3{,}5 \cdot 10^3\left[\operatorname{tg}(45° - 2°) - 0{,}05\frac{60}{30}\right] = 2{,}9 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

7. Сила F_3 для включения муфты при возвращении к номинальному режиму по формуле (15.28)

$$F_3 = F_{ном}\left[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f\frac{D_c}{d}\right] = 2{,}4 \cdot 10^3\left[\operatorname{tg}(45 + 2°) + 0{,}05\frac{60}{30}\right] = 2{,}8 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Условия $F_2 > F_1$ и $F_2 > F_3$ выполнены.

8. Рассчитываем пружину (по методике, изложенной в гл. 16): принимаем индекс пружины $c = 6$; $k = \dfrac{4c + 2}{4c - 3} = 1{,}24$; пружинная проволока – стальная углеродистая, $\sigma_в = 1450$ МПа; $[\tau] = 0{,}4\sigma_в = 0{,}4 \cdot 1450 = 580$ МПа; число рабочих витков $z = 6$; диаметр проволоки

$$d_{пр} \geqslant \sqrt{\frac{8F_2kc}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 2{,}9 \cdot 10^3 \cdot 1{,}24 \cdot 6}{3{,}14 \cdot 580}} = 10 \text{ мм}.$$

Предварительное сжатие пружины – по формуле (15.26) с заменой отношений $D_0/d_{пр} = c$.

$$\lambda_1 = \frac{8F_1c^3z}{Gd_{пр}} = \frac{8 \cdot 2{,}4 \cdot 10^3 \cdot 6^3 \cdot 6}{8 \cdot 10^4 \cdot 10} = 31 \text{ мм}.$$

rusautomobile.ru

Осадка пружины в момент срабатывания по формуле (15.27)

$$\lambda_2 = \frac{8F_2c^3z}{Gd_{пр}} = \frac{8 \cdot 2{,}9 \cdot 10^3 \cdot 6^3 \cdot 6}{8 \cdot 10^4 \cdot 10} = 37 \text{ мм}.$$

Высота кулачков $h = \lambda_2 - \lambda_1 = 37 - 31 = 6$ мм.

9. Проверяем кулачки на смятие и на выносливость по контактным напряжениям: материал кулачков – сталь 40Х; закалка до *HRC* 60: $[\sigma]_{см} = 30$ МПа; $[\sigma]_H = 25\ HRC = 25 \cdot 60 = 1500$ МПа.

Сила нормального давления на кулачки

$$F_n = F_{пред}/\cos\alpha = 3{,}5 \cdot 10^3/\cos 45° = 4{,}95 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Число кулачков $z_к = 5$; радиус закругления $r = 2$ мм. Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F_n}{b\,(h - r)\,z_к} = \frac{4{,}95 \cdot 10^3}{10(6 - 2)5} = 25 \text{ МПа}.$$

Контактное напряжение

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{F_nE}{brz_t}} = 0{,}418\sqrt{\frac{4{,}95 \cdot 10^3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5}{10 \cdot 2 \cdot 5}} = 1350 \text{ МПа}.$$

Условия $\sigma_{см} \leqslant [\sigma]_{см}$ и $\sigma_H \leqslant [\sigma]_H$ выполнены.

Предохранительные шариковые муфты. Для соединения двух валов эти муфты неудобны из-за трудности центровки ведущей и ведомой частей. В основном их применяют в виде предохранительного устройства, конструктивно связанного со шкивом, звездочкой цепной передачи или с зубчатым колесом.

Технические данные предохранительных шариковых муфт, предназначенных для общего применения, приведены в табл. 15.8.

По принципу действия шариковые муфты сходны с кулачковыми предохранительными. Пружины устанавливают с предварительным сжатием, обеспечивающим передачу $T_{ном}$. Окружная сила при этом $F_1 = 2T_{ном}/d_1$, где d_1 – диаметр окружности, по которой располагаются центры шариков. Соответствующую осадку λ_1 определяют по формуле (15.26). Сила, действующая на пружины при срабатывании,

$$F_2 = F_{пред}\left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f\right]. \qquad (15.29)$$

Осадку пружины в момент срабатывания определяют по формуле (15.27); сила для включения муфты при возвращении к $T_{ном}$

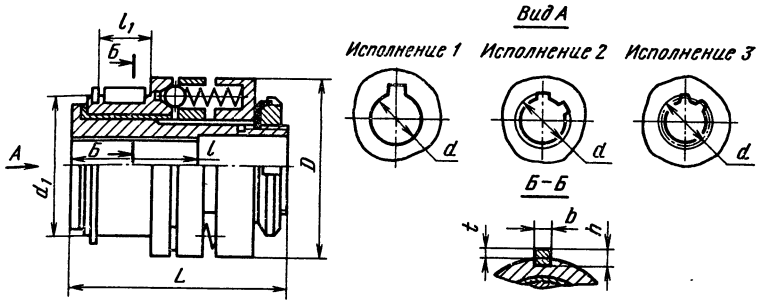
$$F_3 = F_{ном}\left[\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f\right]. \qquad (15.30)$$

Расчет пружин выполняют по данным гл. 16.

Контактные напряжения, возникающие в зоне соприкосно-

rusautomobile.ru

15.8. Предохранительные шариковые муфты (по ГОСТ 15621–77)



Размеры, мм

$T_{ном}$, Н·м	d	d_1	D	L	l	l_1	$[n]$, об/мин, не выше
16	16	36	50	90	40	18	1000
25	16–19	65	71	100	40	21	800
40	20–22	65	71	120	50	24	800
63	20–24	70	80	120	50	28	630
	25	70	80	120	60	28	630
100	25; 28; 30	85	95	150	60 80	32	500
160	30; 32	85	100	190	60	36	500
250	36; 38	100	125	220	80	42	400
400	40–48	100	155	260	110	48	315

вения шариков с призматическими поверхностями впадин в момент срабатывания, определяют по формуле

$$\sigma_H = 0{,}388\sqrt[3]{\frac{F_n E^2}{2z\rho^2}}, \qquad (15.31)$$

где $F_n = F_2/\sin\alpha$; $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; число шариков $z = 6 \div 12$; диаметр шариков $d_ш = (0{,}25 \div 0{,}4)\,d$, при этом следует проверить возможность размещения их с достаточным интервалом по окружности диаметром d_1 (см. табл. 15.8); $\rho = 0{,}5d_ш$.

Контактное напряжение, вычисленное по формуле (15.31), не должно превышать допускаемого $[\sigma]_H$ порядка 40 HRC.

Предохранительные фрикционные муфты. На рис. 15.18 показана конусная муфта для соединения двух валов. При установке конусных муфт необходимо обеспечивать строгую со-

rusautomobile.ru

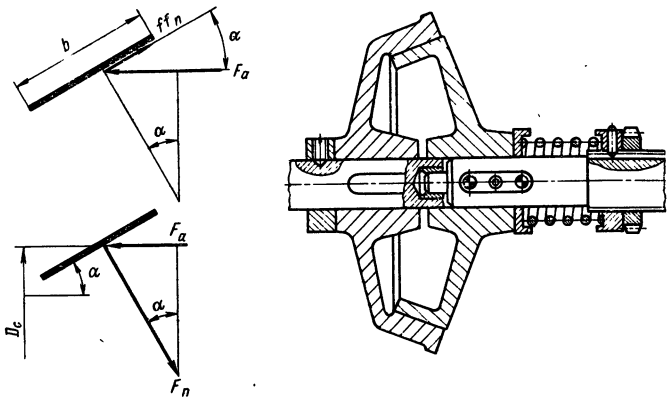


Рис. 15.18. Предохранительная конусная муфта

осность валов и равномерный контакт трущихся поверхностей. Материал муфт – чугун по чугуну, по стали или бронзе; для лучшего сцепления применяют на одной из трущихся поверхностей асбестовые обкладки и керамические покрытия.

Угол α должен быть значительно больше угла трения ρ; примерное значение $\alpha \approx 15 \div 30°$. Средний диаметр зоны контакта при полном включении $D_c = (3 \div 5)\, d_в$, где $d_в$ – диаметр вала; ширина $b = (0{,}15 \div 0{,}25)\, D_c$.

Проектирование муфты по заданным исходным данным начинают с эскизной компоновки и выявления основных размеров, далее рассчитывают усилия, которые должна развивать пружина, чтобы в зоне контакта возникала нормальная сила F_n, достаточная для передачи заданного момента T.

В общем случае окружная сила в зоне контакта

$$F_t = \frac{2T}{D_c} = fF_n, \tag{15.32}$$

где f – коэффициент трения.

Осевая сила, развиваемая пружиной,

$$F_a = F_n \sin\alpha = \frac{F_t \sin\alpha}{f} = \frac{2T \sin\alpha}{fD_c}. \tag{15.33}$$

Предельное значение осевой силы пружина должна развивать в момент срабатывания муфты:

$$F_{a\,\text{пред}} = \frac{2T_{\text{пред}} \sin\alpha}{fD_c},$$

rusautomobile.ru

где $T_{пред} = \beta T_{ном}$; β – коэффициент запаса, $\beta = 1{,}1 T_{пуск}/T_{ном}$; в среднем $\beta = 1{,}25 \div 1{,}5$; $T_{пуск}$ – пусковой момент двигателя; точные значения $T_{пуск}/T_{ном}$ для асинхронных двигателей приведены в табл. 2.2 гл. 2.

После срабатывания муфты и возвращения к номинальному режиму пружина должна обеспечивать включение муфты, преодолевая добавочное сопротивление от составляющей силы трения $fF_n \cos\alpha$:

$$F_{а\,вкл} = \frac{2T_{ном}}{fD_c}(\sin\alpha + f\cos\alpha);$$

работоспособность муфты проверяют по величине среднего давления на поверхности соприкосновения при передаче $T_{пред}$:

$$p = \frac{F_{n\,пред}}{\pi D_c b};$$

15.9. Значения коэффициента трения f и допускаемого давления $[p]$ для фрикционных предохранительных муфт

Материалы трущихся поверхностей	f	$[p]$, МПа, для муфт	
		конусных	дисковых
Без смазывания			
Чугун по чугуну или стали	0,15	0,3 – 0,4	0,2 – 0,4
Сталь или чугун по асбестовой обкладке	0,3	0,2 – 0,3	0,2 – 0,3
Сталь или чугун по ретинаксу	0,3	–	1,0 – 1,5
Сталь или чугун по дискам из порошковых материалов	0,1 – 0,2	0,8 – 1,0	0,8 – 1,0
Со смазыванием			
Сталь по стали (закаленные)	0,08 – 0,10	–	0,3 – 0,6
Чугун по чугуну или стали	0,10 – 0,15	1,0 – 1,2	0,3 – 0,6
Сталь или чугун по бронзе	0,05 – 0,08	0,2 – 0,5	0,2 – 0,5
Сталь по дискам из порошковых материалов	0,05 – 0,08	0,8 – 1	0,5 – 0,8

Примечания: 1. Меньшие значения f и $[p]$ относятся к муфтам приводов, подверженных значительным колебаниям нагрузки (при $\beta > 1{,}3$); большие значения f и $[p]$ принимают для редко срабатывающих муфт (при $\beta \leqslant 1{,}3$).

2. Для сцепных фрикционных муфт следует принимать $[p]$ по нижнему пределу, если окружная скорость $v \leqslant 2{,}5$ м/с; при большей скорости вводят поправочный коэффициент $k_v \sqrt{\frac{2{,}5}{v}}$, где v – расчетная окружная скорость на приведенном радиусе, м/с; $v = R_{пр}\omega$.

rusautomobile.ru

оно не должно превышать $[p]$.

$F_{n\,\text{пред}}$ можно выразить на основании формулы (15.33) зависимостью

$$F_{n\,\text{пред}} = \frac{F_{a\,\text{пред}}}{\sin\alpha} = \frac{2T_{\text{пред}}}{fD_c}.$$

Допускаемые значения $[p]$ и средние значения коэффициента трения f приведены в табл. 15.9.

При конструировании муфт, встраиваемых в шкивы, звездочки или зубчатые колеса, надо согласовывать размеры полумуфт с размерами соответствующих деталей. Пружины рассчитывают по методике, изложенной в гл. 16.

Фрикционные дисковые муфты. Технические данные стандартных предохранительных фрикционных дисковых муфт общего назначения приведены в табл. 15.10; конструкции некоторых встроенных муфт показаны на рис. 15.19; примерные соотношения размеров: наружный диаметр кольца трения $D_H \approx (3 \div 4)d$; внутренний диаметр $D_в \approx (0{,}5 \div 0{,}6)D_н$; приведенный радиус кольца трения

$$R_{\text{пр}} = \frac{D_н^3 - D_в^3}{3\,(D_н^2 - D_в^2)}. \qquad (15.34)$$

Осевая сила от всех пружин муфты не должна превышать допускаемого значения

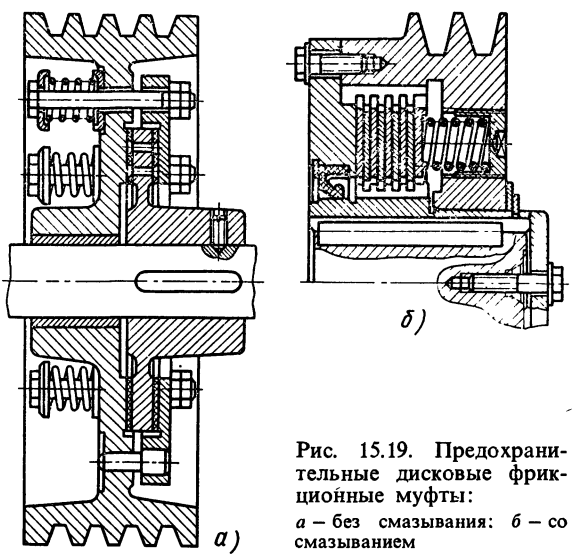
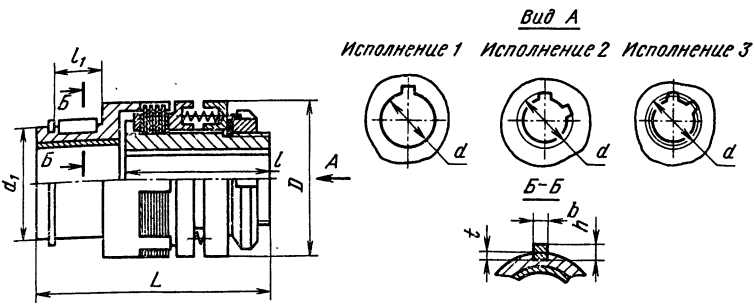


Рис. 15.19. Предохранительные дисковые фрикционные муфты:
а – без смазывания: *б* – со смазыванием

rusautomobile.ru

15.10. Муфты предохранительные фрикционные дисковые общего назначения (по ГОСТ 15622 – 77)



Размеры, мм

$T_{ном}$, Н·м	d	d_1	D	L	l	l_1	n, об/мин, не более
16	12; 14	38	50	83	30	18	2500
	16				40		
25	16; 18; 19	45	60	90	40	21	1500
40	18; 19	45	60	95	40	24	1500
	20; 22				50		
63	20; 22; 24	55	85	120	50	28	1000
	25				60		
100	25; 28	65	105	125	60	32	1000
	30				80		
160	28	70	115	150	60	36	800
	30; 32				80		
250	36; 38	70	135	160	80	42	600
	40				110		
400	40; 42; 45; 48	90	152	180	110	48	400

Примечание. Таблица дана с сокращениями – для муфт 1-го исполнения (с цилиндрическим посадочным отверстием и шпоночным пазом), передающих $T_{ном} \geqslant 16$ Н·м (в стандарте $T_{ном}$ от 4 Н·м).

rusautomobile.ru

$$F_{a\,\text{пред}} \leqslant \frac{[p]\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2)}{4}. \qquad (15.35)$$

Предельное значение передаваемого муфтой момента на границе пробуксовывания

$$T_{\text{пред}} \leqslant f F_{a\,\text{пред}} R_{\text{пр}} z. \qquad (15.36)$$

Отсюда требуемое число пар трения

$$z \geqslant \frac{T_{\text{пред}}}{f F_{a\,\text{пред}} R_{\text{пр}}}. \qquad (15.37)$$

Полученное число округляют до ближайшего четного и определяют число ведущих дисков $z_1 = 0{,}5z$ и ведомых $z_2 = z_1 + 1$.

Значения $[p]$ и f приведены в табл. 15.9.

Расчет пружин выполняют по усилию $F_{a\,\text{пред}}/m$, где m – число пружин. Методика расчета изложена в гл. 16.

Формулы, приведенные для расчета предохранительных муфт, применимы также и для расчета сцепных муфт аналогичного типа.

rusautomobile.ru

Глава 16
РАСЧЕТ ПРУЖИН

§ 16.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ВИНТОВЫЕ ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ-СЖАТИЯ

Цилиндрические винтовые пружины, предназначенные для восприятия осевой растягивающей или сжимающей нагрузки, изготовляют из стальной проволоки в основном круглого сечения, реже – из проволоки прямоугольного сечения. Здесь рассматриваются пружины из проволоки круглого сечения (рис. 16.1).

По ГОСТ 13764–68 пружины разделены на три класса:

I – пружины, испытывающие циклическую нагрузку без соударения витков; выносливость – не ниже $5 \cdot 10^6$ циклов;

II – пружины, испытывающие циклическую или статическую нагрузку, без соударения витков; выносливость не ниже 10^5 циклов;

III – пружины только сжатия, испытывающие циклические нагрузки при возможном соударении витков; выносливость не ниже $2 \cdot 10^3$ циклов.

В курсовых проектах рассчитывают в основном пружины, входящие во второй класс.

Для изготовления пружин применяют проволоку из углеродистой стали марок 65, 65Г, 70, 75, 85, а также из легированной стали ма-

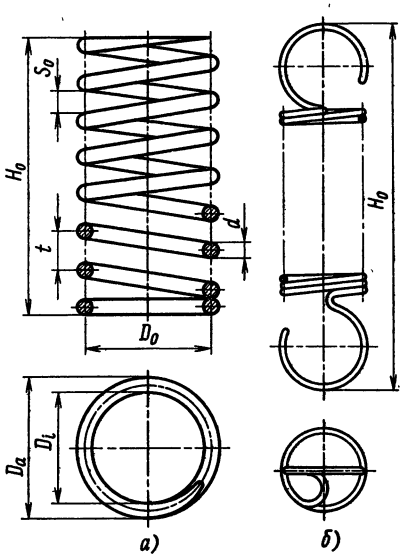


Рис. 16.1. Цилиндрические винтовые пружины:
а – сжатия; *б* – растяжения

rusautomobile.ru

16.1. Пределы прочности при растяженин стальной углеродистой пружинной проволоки (по ГОСТ 9389–75, с сокращениями)

d, мм	Классы		
	III	II	I
0,32–0,60	1700–2200	2200–2650	2650–3050
0,63–0,80	1700–2150	2150–2600	2600–3000
0,85–1,0	1650–2100	2050–2500	2500–2850
1,1; 1,2	1550–2000	1950–2400	2400–2700
1,3; 1,4	1500–1900	1900–2300	2300–2600
1,5; 1,6	1450–1850	1850–2200	2200–2500
1,6; 1,8; 2,0	1400–1800	1800–2100	2000–2300
2,2; 2,3	1400–1750	1700–2000	1900–2200
2,5; 2,8	1300–1650	1650–1950	1750–2000
3,0	1300–1650	1650–1950	1750–1950
3,2	1200–1550	1550–1800	1700–1950
3,4; 3,5; 3,6	1200–1650	1550–1800	1650–1900
4,0	1150–1500	1500–1750	1600–1850
4,5	1150–1450	1400–1650	1500–1750
5,0	1100–1400	1400–1650	1500–1750
5,6; 6,0	1050–1350	1350–1600	1450–1700
6,3; 7,0; 8,0	1000–1250	1250–1450	

рок 60С2, 65СВА, 70С3А, 50ХФА. Для специальных производств пружины изготовляют из коррозионно-стойкой стали и из сплавов цветных металлов.

Данные, необходимые для расчета пружин из стальной углеродистой проволоки, приведены в табл. 16.1.

Расчет пружин на прочность выполняют по касательным напряжениям; условие прочности пружины

$$\tau = k\,\frac{8FD_0}{\pi d^3} \leqslant [\tau]. \qquad (16.1)$$

Здесь τ – расчетное напряжение в поперечном сечении витка; k – коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков и поперечной силы;

$$k = \frac{4c+2}{4c-3}; \qquad (16.2)$$

$c = D_0/d$ – индекс пружины; F – сила, растягивающая или сжимающая пружину; D_0 – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки.

Рекомендуемое соотношение между d и c:

d, мм	1–2,5	3–5	6–10
c	5–12	4–12	4–9

rusautomobile.ru

Допускаемое касательное напряжение $[\tau]$ зависит от класса и разряда пружины и от материала проволоки. Для пружин из стальной углеродистой проволоки I и II классов (см. табл. 16.1) принимают $[\tau] = 0{,}4\sigma$. Для пружин с $d = 3 \div 12$ мм, изготовленных из стальной легированной проволоки, $[\tau] = 750$ МПа.

При расчете пружин на жесткость определяют осадку λ под действием силы F. Для пружин из проволоки круглого сечения

$$\lambda = \frac{8FD_0^3 z}{Gd^4}, \tag{16.3}$$

где z – число рабочих витков пружины; G – модуль сдвига; для стали в среднем $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Характеристика пружины, т. е. график зависимости λ от F, – прямая линия.

Пружины сжатия навивают с зазором между витками s_0; при напряжении в пружине $\tau = [\tau]$ между витками должен оставаться зазор $s_p \approx 0{,}1d$. При этом рабочая нагрузка не должна превышать 90% от предельной, при которой витки соприкасаются; при статической нагрузке пружины исключается посадка витка на виток.

Шаг пружины в свободном состоянии

$$t = d + \frac{\lambda}{z} + s_p. \tag{16.4}$$

Обычно применяют пружины с относительно небольшим шагом (порядка 0,33 D_0, редко до 0,5 D_0).

Торцовые витки пружины должны прижиматься к соседним виткам. Для обеспечения перпендикулярности торцовых поверхностей к продольной оси их шлифуют; это предотвращает перекос пружины под нагрузкой. Концевые витки, частично сошлифованные, не участвуют в работе пружины. Поэтому полное число витков z_1 принимают на 1,5–2 витка больше их расчетного числа z:

$$z_1 = z + (1{,}5 \div 2). \tag{16.5}$$

Высота пружины при полном ее сжатии (при посадке витка на виток)

$$H_3 = (z_1 - 0{,}5)d. \tag{16.6}$$

Высота пружины в свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + z(t - d). \tag{16.7}$$

Длина заготовки проволоки для пружины

rusautomobile.ru

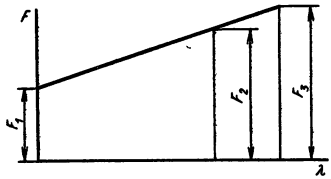


Рис. 16.2. Характеристика пружины растяжения

$$l = \pi D_0 z_1 / \cos\alpha. \tag{16.8}$$

Угол подъема витка пружины принимают в среднем $\alpha = 6 \div 9°$. Чтобы избежать потерь устойчивости пружины, следует соблюдать условие

$$H_0/D_0 \leqslant 2{,}6. \tag{16.9}$$

Если это условие не соблюдается, то пружину следует монтировать в гильзе или на оправке.

Пружины растяжения навиваются плотно – виток к витку, с начальной силой нажатия F_1; характеристика пружины показана на рис. 16.2.

Зависимость F_1 от предельной нагрузки $F_{пред} = F_3$ по экспериментальным данным составляет:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{при } d \leqslant 5 \text{ мм} & F_1 = 0{,}3F_3; \\ \text{при } d > 5 \text{ мм} & F_1 = 0{,}25F_3. \end{array}\right\} \tag{16.10}$$

При рабочей нагрузке $F_р = F_2$ напряжение в опасной точке витка пружины должно быть примерно равным допускаемому. Возможная перегрузка не должна превышать

$$F_3 \leqslant \frac{F_2}{1 - \delta_и}, \tag{16.11}$$

где $\delta_и$ – относительный инерционный зазор, равный для пружин сжатия 0,05–0,25, для пружин растяжения 0,05–0,10.

Длина ненагруженной пружины вместе с прицепами

$$H_н = zd + (1 \div 2) D_0. \tag{16.12}$$

Второе слагаемое в этой формуле представляет собой прибавку к рабочей длине пружины, определяемую принятой конструкцией прицепов.

Длина заготовки проволоки для пружин растяжения

$$l_0 = \frac{\pi D_0 z}{\cos\alpha} + \Delta l, \tag{16.13}$$

где Δl – длина проволоки на изготовление прицепов.

rusautomobile.ru

Пример. Для передачи заданного вращающего момента диски фрикционной сцепной управляемой муфты (рис. 16.3) должны сжиматься силой $F = 6480$ Н (допуск на величину $F \pm 2\%$). По окружности муфты можно расположить 12 цилиндрических винтовых пружин при условии, что их внешний диаметр $D_a \leqslant 40$ мм.

При выключении муфты пружины дополнительно сжимаются на 3 мм, приращение усилия ΔF не должно превышать 20% от F.

Р е ш е н и е. 1. Определяем усилие, приходящееся на одну пружину при включенной муфте, $F_1 = F/z_{пр} = 6480/12 = 540$ Н.

2. Определяем силу, действующую на одну пружину при выключенной муфте, $F_2 = 1{,}2F_1 = 1{,}2 \cdot 540 = 648$ Н.

3. Строим характеристику пружины с учетом увеличения осадка пружины на 3 мм при возрастании силы от F_1 до F_2 (рис. 16.4).

4. Определяем λ_2 из подобия треугольников AOB и COE:

$$\frac{\lambda_2}{\lambda_2 - 3} = \frac{F_2}{F_1}; \quad \lambda_2 = \frac{3F_2}{F_2 - F_1} = \frac{3 \cdot 648}{648 - 540} = 18 \text{ мм}.$$

Так как посадка витка на виток недопустима, то предельная нагрузка не должна превышать F_2 при зазоре между витками $s_p = 0{,}1d$.

5. Выбираем для пружин стальную углеродистую проволоку II класса по ГОСТ 9389–75; из табл. 16.1 находим

$$[\tau] = 0{,}4\sigma_в = 0{,}4 \cdot 1400 = 560 \text{ МПа}.$$

6. На основании формулы (16.1), задавшись индексом пружины $c = 6$ и вычислив коэффициент

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3} = \frac{4{,}6 + 2}{3{,}6 - 3} = 1{,}24,$$

находим диаметр проволоки

$$d \geqslant \sqrt{\frac{k \cdot 8F_2c}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{1{,}24 \cdot 8 \cdot 648 \cdot 6}{3{,}14 \cdot 560}} = 4{,}7 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 5$ мм; $D_0 = cd = 6 \cdot 5 = 30$ мм. Здесь $[\tau]$ принято из табл. 16.1 для $d = 5$ мм.

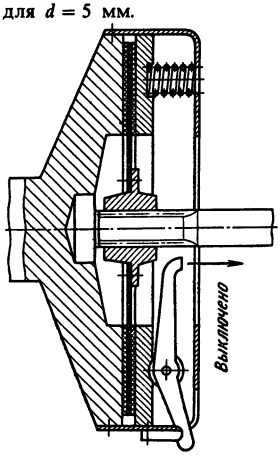


Рис. 16.3. Фрикционная управляемая муфта

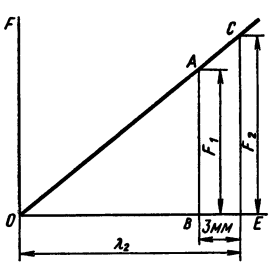


Рис. 16.4. Характеристика пружины сжатия

rusautomobile.ru

7. Определяем число рабочих витков пружины. На основании формулы (16.3) имеем

$$z = \frac{Gd^4\lambda_2}{8F_2D_0^3} = \frac{8\cdot10^4\cdot5^4\cdot18}{8\cdot648\cdot30^3} = 6{,}4.$$

Принимаем $z = 7$.

8. Полное число витков по формуле (16.5) $z_1 = 7 + 2 = 9$.

9. Определяем шаг пружины по формуле (16.4):

$$t = d + \frac{\lambda_2}{z} + s_p = 5 + \frac{18}{7} + 0{,}1\cdot1{,}5 = 8{,}08 \text{ мм}.$$

10. Определяем высоту пружины при полном сжатии витков по формуле (16.6):

$$H_3 = (z_1 - 0{,}5)d = (9 - 0{,}5)5 = 42{,}5 \text{ мм}.$$

11. Определяем высоту свободной пружины по формуле (16.7):

$$H_0 = H_3 + z(t - d) = 42{,}5 + 7(8{,}08 - 5) = 64{,}06 \text{ мм}.$$

12. Вычисляем отношение $H_0/D_0 = 64{,}06/30 = 2{,}13$.

Так как условие, предписываемое формулой (16.9), $H_0/D_0 \leqslant 2{,}6$ соблюдено, то проверка пружины на устойчивость не нужна.

§ 16.2. ТАРЕЛЬЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ

При больших статических и динамических нагрузках применяют пружины большой жесткости, развивающие значительные усилия при малой осадке. Такими свойствами обладают тарельчатые пружины (рис. 16.5). Диски штампуют из листового и полосового проката или пружинной ленты из стали марки 60С2А (по согласованию заказчика с изготовителем допускается изготовление пружин из сталей марок 60С2, 50ХФА, 65С2ВА, 70С3А по ГОСТ 14959–79).

По виду нагружения тарельчатые пружины разделяют по ГОСТ 3057–79 на два класса:

I – нагружение циклическое, выносливость $N \geqslant 2\cdot10^6$ циклов;

II – нагружение статическое и циклическое, выносливость $N \geqslant 10^4$ циклов.

По исполнению пружины делят на два типа:

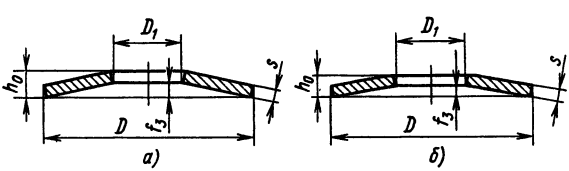


Рис. 16.5. Тарельчатые пружины:

а – типа 1 с наклонными кромками; *б* – типа 2 с наклонными кромками и опорными плоскостями

rusautomobile.ru

16.2. Тарельчатые пружины с линейной характеристикой «сила — деформация» (по ГОСТ 3057 — 79)

Размеры, мм (см. рис. 16.5, *а*)

D	D_1	s	f_3	h_0	Сила F, кН, при деформации		Масса, кг
					$0{,}8f_3$	$0{,}65f_3$	
28	12	1,5	0,8	2,3	4,05	3,43	0,006
30	15	2,0	0,6	2,6	6,57	5,39	0,008
32	10	2,0	0,9	2,9	7,36	5,99	0,012
	10	3,0	0,7	3,7	18,64	15,20	0,017
	14	3,0	0,7	3,7	20,60	16,68	0,015
35	20	2,0	0,8	2,8	7,16	5,88	0,010
40	20	2,0	1,0	3,0	6,08	5,10	0,015
	35	2,5	0,8	3,3	11,77	9,71	0,015
45	20	2,2	1,1	3,3	6,38	5,30	0,022
	25	2,5	1,0	3,5	9,81	8,24	0,022
	25	3,0	1,0	4,0	17,17	14,22	0,026
50	20	2,2	1,3	3,5	5,98	5,00	0,029
	30	3,0	1,0	4,0	14,72	12,26	0,039
55	24	3,0	1,4	4,4	13,73	11,28	0,038
	25	2,5	1,5	4,0	8,84	7,45	0,037
60	20	2,5	1,5	4,0	6,87	5,69	0,048
	26	3,8	1,4	5,2	22,56	18,64	0,067
	30	3,5	1,5	5,0	20,60	17,17	0,058
65	32	3,0	1,5	4,5	10,79	9,32	0,058
	35	3,5	1,5	5,0	18,64	15,20	0,065
70	26	5,0	1,1	6,1	27,45	22,56	0,130
	28	3,8	1,8	5,6	20,60	17,17	0,098
	40	4,0	1,5	5,5	24,32	20,60	0,084
80	26	4,3	1,8	6,1	22,56	18,64	0,151
	28	5,0	1,5	6,5	28,45	23,54	0,176
	32	7,0	1,0	8,0	53,95	44,14	0,232
	36	3,7	2,0	5,7	17,17	14,72	0,117
	40	4,0	2,0	6,0	22,56	19,13	0,119
	50	5,0	1,5	6,5	40,22	33,35	0,120
90	25	5,0	2,0	7,0	30,41	24,52	0,231
	26	4,5	2,2	6,7	24,52	20,60	0,206
	32	4,0	2,3	6,3	18,64	15,70	0,175
	40	4,5	2,5	7,0	30,41	25,50	0,181

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 16.2

D	D_1	s	f_3	h_0	Сила F, кН, при деформации		Масса, кг
					$0{,}8f_3$	$0{,}65f_3$	
90	50	5,6	2,0	7,0	38,26	31,39	0,172
	50	6,0	2,0	8,0	65,73	53,95	0,208
100	36	4,8	2,5	7,3	27,47	23,54	0,258
	40	6,0	2,2	8,2	48,10	40,22	0,312
	50	5,0	2,5	7,5	35,30	29,40	0,232
	50	6,0	2,5	8,5	60,80	51,0	0,277
	60	7,0	2,0	9,0	90,25	73,60	0,277
110	50	5,0	3,0	8,0	33,35	28,45	0,296
	60	7,0	2,5	9,5	84,40	69,65	0,368

Примечания: 1. Таблица приведена с сокращениями – по ГОСТ 3057–79 тарельчатые пружины с линейной характеристикой стандартизованы до наибольшего внешнего диаметра $D = 300$ мм.

2. Пример условного обозначения тарельчатой пружины класса I, типа 1, 2-й группы точности с размерами $D = 50$ мм; $D_1 = 20$ мм; $s = 1{,}8$ мм и $f_3 = 1{,}4$ мм без покрытия:

Пружина тарельчатая I – 1–2–50 × 20 × 1,8 × 1,4 ГОСТ 3057–79

1 – с наклонными кромками;

2 – с наклонными кромками и опорными плоскостями.

По предельным отклонениям сил или деформаций пружины делят на группы:

1 – с предельными отклонениями ±5%;

2 – » » » ±10%;

3 – » » » ±20%.

По жесткости пружины делят по виду характеристики «сила – деформация» на пружины с линейной характеристикой и с нелинейной.

Технические данные тарельчатых пружин приведены в табл. 16.2 и 16.3. При подборе пружин для статической нагрузки надо соблюдать условие, чтобы осадка каждой тарелки не превышала $0{,}8\,f_3$; при динамической нагрузке максимально допустимая осадка $0{,}65\,f_3$.

Пример. Подобрать тарельчатую пружину для червячного редуктора (см. рис. 16.6) с силой сжатия $F = 7$ кН при ходе пружины $\lambda = 6$ мм. Наружный диаметр пружины $D \leqslant 70$ мм.

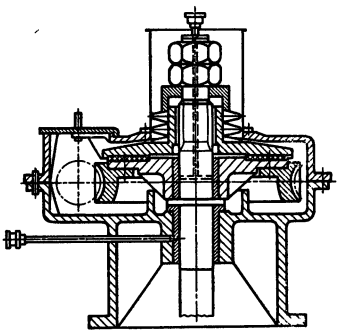
Решение. По табл. 16.3 выбираем пружину с нелинейной характеристикой, имеющей наружный диаметр $D = 65$ мм; внутренний диаметр $D_1 = 30$ мм; толщину $s = 2{,}5$ мм; $f_3 = 2{,}0$ мм и $h_0 = 4{,}5$ мм.

rusautomobile.ru

При деформации $y = 0{,}65 f_3 = 0{,}65 \cdot 2 = 1{,}3$ мм сила $F = 7{,}45$ кН. Это несколько выше требуемого, поэтому будем исходить из меньшего прогиба диска $y = 0{,}6 f_3 = 0{,}6 \cdot 2 = 1{,}2$ мм, чему будет соответствовать сила $F = 7{,}1$ кН.

Требуемое число дисков $z = \lambda / y = 6/1{,}2 = 5$.

Рис. 16.6. Червячный редуктор с фрикционным предохранительным устройством



16.3. Тарельчатые пружины с нелинейной характеристикой «сила — деформация» (по ГОСТ 3057 — 79)

Размеры, мм (см. рис. 16.5, *б*)

D	D_1	s	f_3	h_0	Сила F, кН, при деформации		Масса, кг
					$0{,}8 f_3$	$0{,}65 f_3$	
30	15	1,0	1,0	2,0	1,47	1,37	0,004
35	15	1,5	1,0	2,5	3,24	2,75	0,009
40	20	1,0	1,5	2,5	1,37	1,28	0,008
45	25	1,5	1,5	3,0	3,43	3,14	0,013
50	20	2,0	1,5	3,5	5,20	4,51	0,026
	25	1,5	1,5	3,0	2,55	2,35	0,017
55	16	2,0	1,5	3,5	4,12	3,53	0,034
	25	2,0	1,5	3,5	4,71	4,02	0,030
60	25	2,0	2,0	4,0	5,20	4,70	0,036
	30	1,5	2,0	3,5	2,65	2,45	0,025
65	30	2,5	2,0	4,5	8,63	7,45	0,051
70	25	3,0	2,4	5,4	14,22	12,26	0,079
	30	2,0	2,5	4,5	5,00	4,70	0,049
	30	3,0	2,0	5,0	12,26	10,30	0,074
80	35	3,0	2,5	5,5	11,77	10,30	0,096
	40	2,0	3,0	5,0	5,40	5,20	0,059
90	40	2,5	3,5	6,0	8,73	8,43	0,100

rusautomobile.ru

Продолжение табл. 16.3

D	D_1	s	f_3	h_0	Сила F, кН, при деформации		Масса, кг
					$0{,}8f_3$	$0{,}65f_3$	
100	40	4,0	3,0	7,0	20,60	18,15	0,207
	50	2,5	3,5	6,0	7,26	7,20	0,111
110	50	3,0	4,0	7,0	11,28	10,79	0,178
	60	4,0	3,5	7,5	23,55	20,60	0,210

Примечания: 1. Таблица приведена с сокращениями – по ГОСТ 3057–79 тарельчатые пружины с нелинейной характеристикой стандартизованы до наибольшего внешнего диаметра $D = 250$ мм.

2. Пример условного обозначения тарельчатой пружины класса I, типа 1, 2-й группы точности с размерами $D = 50$ мм; $D_1 = 20$ мм; $s = 1{,}8$ мм; $f_3 = 1{,}4$ мм, без покрытия:

Пружина тарельчатая I – 1 – 2 – 50 × 20 × 1,8 × 1,4 ГОСТ 3057 – 79

rusautomobile.ru

Глава 17
ОФОРМЛЕНИЕ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Содержание и оформление курсового проекта должно отвечать требованиям Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

В номенклатуру курсового проекта по деталям машин входят следующие конструкторские документы, регламентированные ГОСТ 2.102–68: текстовой документ – пояснительная записка (шифр ПЗ); графические документы – габаритный чертеж привода, (шифр ГЧ), сборочный чертеж редуктора (шифр СБ), рабочие чертежи основных деталей редуктора.

§ 17.1. СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Общие требования. Пояснительную записку следует оформлять в соответствии с ГОСТ 2.106–68 как конструкторский документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, обоснование принятых при его разработке технических и технико-экономических решений, расчеты деталей на прочность, жесткость и работоспособность, расчеты посадок сопряженных деталей, допусков.

Пояснительная записка в общем случае должна включать:

1) техническое задание на проектирование;

2) введение с кратким описанием устройства и назначения проектируемого привода;

3) особенности и сравнительную оценку проектируемого редуктора;

4) выбор электродвигателя и кинематический расчет привода;

5) расчет открытой передачи;

6) расчет редукторной передачи;

7) эскизную компоновку;

rusautomobile.ru

8) предварительный расчет валов редуктора, подбор подшипников и проверочный расчет их на долговечность;

9) конструктивные проработки и определение основных размеров валов, зубчатых (червячных) колес, корпуса и корпусных деталей редуктора;

10) выбор способа смазывания зубчатых (червячных) зацеплений и подшипников;

11) выбор посадок для сопряжения основных деталей редуктора;

12) уточненный расчет валов редуктора;

13) тепловой расчет редуктора (только червячного);

14) подбор соединительных муфт;

15) краткое описание технологии сборки редуктора, регулирования подшипников и деталей зацепления;

16) перечень использованной литературы, нормативно-технической документации или других источников, использованных при выполнении проекта;

17) содержание.

Московский институт инженеров
гражданской авиации

Пояснительная записка
к курсовому проекту
по деталям машин

На тему _____

Студента(ки) _____
(Фамилия, инициалы)

Группы _____ Шифр _____ Специальность _____

Дата выполнения проекта _____

Руководитель проекта _____
(Фамилия, инициалы)

Заключение руководителя _____

Проект принят с оценкой _____

Рис. 17.1. Пример оформления титульного листа пояснительной записки

rusautomobile.ru

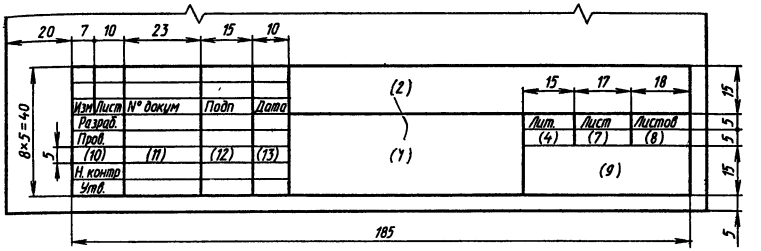


Рис. 17.2. Основная надпись первого листа пояснительной записки (форма 2)

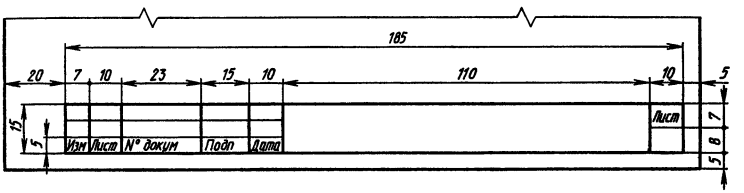


Рис. 17.3. Основная надпись последующих листов пояснительной записки (форма 2а)

Пояснительную записку (ПЗ) оформляют в виде папки-скоросшивателя. Первый лист – титульный, его выполняют чертежным шрифтом тушью или печатают на машинке.

Пример оформления приведен на рис. 17.1.

ПЗ выполняют на стандартных листах белой писчей бумаги формата А4 (297 × 219 мм). Рамку чертят на расстоянии 20 мм от левого края и 5 мм от трех других краев. Ее выполняют карандашом основной толстой сплошной линией толщиной 0,6 – 1,4 мм.

На первом (заглавном) листе текстовой части ПЗ (техническое задание) выполняют основную надпись по форме 2 (рис. 17.2), а на последующих – по форме 2а (рис. 17.3). Основную надпись на титульном листе не выполняют.

ГОСТ 2.104 – 68 установлены следующие размеры основных надписей для текстовых документов: для первых (заглавных) листов – 40 × 185 мм, для последующих листов – 15 × 185 мм. Размеры остальных граф см. рис. 17.2 и 17.3.

В графах основной надписи указывают:

графа 1 – тему курсового (дипломного) проекта в именительном падеже, например «Привод конвейера» или «Редуктор коническо-цилиндрический» и т. п.;

rusautomobile.ru

графа 2 – обозначение документа, которое рекомендуется выполнять по схеме:

КП 1610 41М 048 ПЗ
5 4 3 2 1

где 1 – шифр пояснительной записки; 2 – шифр студента; 3 – номер учебной группы; 4 – номер специальности; 5 – шифр курсового проекта (для дипломного ДП);

графа 4 – литеру, присвоенную данному документу (графу заполняют последовательно, начиная с крайней левой колонки), в учебных проектах следует писать букву «У»;

графа 7 – порядковый номер листа (в документах, состоящих из одного листа, например в спецификации, графу не заполняют);

графа 8 – общее число листов документа (графу заполняют только на первом листе);

графа 9 – сокращенное обозначение учебного заведения, (например, МИИГА);

графы 10–13 – сведения об исполнителях документа (например, в строке «Разраб.» пишется фамилия, инициалы студента, его подпись и дата выполнения документа; в строке «Пров.» – фамилия, инициалы преподавателя, консультанта и т. д. и его подпись.

Даты на конструкторских документах оформляют так: 05.12.84, слова «год» или «г» не указывают.

Пояснительная записка относится к текстовым конструкторским документам, и ее следует оформлять в соответствии с ГОСТ 2.105–79.

Текст ПЗ выполняют одним из следующих способов:

машинописным – на одной стороне листа через два интервала; шрифт пишущей машинки должен быть четким, высотой не менее 2,5 мм, лента только черного цвета (полужирная);

рукописным – основным чертежным шрифтом по ГОСТ 2.304–81 с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм; цифры и буквы необходимо писать четко, черной тушью (пастой).

Расстояние от рамки формы до границ текста следует оставлять в начале строк не менее 5 мм, в конце строк – не менее 3 мм.

Расстояние от верхней (нижней) строки текста до верхней (нижней) рамки формы должно быть не менее 10 мм.

Абзацы в тексте начинают отступом, равным пяти ударам пишущей машинки (15–17 мм).

rusautomobile.ru

Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения ПЗ, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской типа «Штрих» и нанесением на том же месте исправленного текста (графики) машинописным способом или черной тушью (пастой) рукописным способом.

Повреждения листов ПЗ, помарки и следы не полностью удаленного прежнего текста (графики) не допускаются.

Построение пояснительной записки. Содержание ПЗ разбивают на разделы и подразделы.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей ПЗ, обозначенные арабскими цифрами с точкой.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой.

Разделы и подразделы могут состоять из одного или нескольких пунктов; нумерация пунктов должна быть в пределах подраздела, номер пункта должен состоять из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками. Пример см. ниже.

3. Расчет основных параметров зацепления коническо-цилиндрического редуктора
3.1. Расчет цилиндрической (тихоходной) ступени
3.1.1.
3.1.2. } Нумерация пунктов первого подраздела третьего раздела записки
3.1.3.
3.2. Расчет конической быстроходной ступени
3.2.1.
3.2.2. } Нумерация пунктов второго подраздела третьего раздела записки
3.2.3.

Если раздел или подраздел состоит из одного пункта, он также нумеруется.

Если текст ПЗ подразделяется только на пункты, они нумеруются порядковыми номерами в пределах ПЗ.

Каждый пункт, подпункт и перечисление записывают с абзаца.

Наименования разделов должны быть краткими, соответствовать содержанию и записываться в виде заголовков (симметрично тексту) прописными буквами. Наименования подразделов записывают в виде заголовка строчными буквами (кроме первой прописной).

Переносы слов в заголовках не допускаются.

Расстояние между заголовком и текстом при выполнении ПЗ машинописным способом должно быть равно 3–4 интервалам, при выполнении рукописным способом – 15 мм. Расстояние между заголовками раздела и подраздела – 2 интервала.

rusautomobile.ru

Каждый раздел ПЗ рекомендуется начинать с новой страницы.

Текст ПЗ должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований.

При изложении обязательных требований в тексте должны применяться слова *«должен», «следует», «необходимо»* и производные от них.

Полное наименование изделия на титульном листе, в основной надписи и при первом упоминании в тексте ПЗ должно быть одинаковым.

В последующем тексте порядок слов в наименовании должен быть прямой, т. е. на первом месте должно быть определение, а затем название изделия; например: «...коническо-цилиндрический редуктор».

Наименования, приводимые в тексте ПЗ и на иллюстрациях, должны быть одинаковыми.

В тексте следует применять научно-технические термины, обозначения и определения, установленные стандартами, а при их отсутствии – общепринятые в научно-технической литературе.

Если в тексте ПЗ принята специфическая терминология, то в конце его (перед списком литературы) должен быть приведен перечень терминов с разъяснениями.

В тексте ПЗ *не допускается:*

применять для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу, а также иностранные термины при наличии равнозначных в русском языке;

применять сокращения слов, кроме установленных правилами русской орфографии и стандартами;

употреблять математические знаки без цифр, например – (минус), $\leqslant$, $\neq$, а также знаки №, %;

применять индексы стандартов (ГОСТ, ОСТ, СТ СЭВ) без номера.

Условные буквенные обозначения величин, а также условные графические обозначения должны соответствовать установленным государственными стандартами. В тексте ПЗ после обозначения параметра дают его пояснение, например: «$\sigma_в$ – предел прочности при растяжении».

Единица физической величины одного и того же параметра в пределах ПЗ должна быть постоянной. Например, единица напряжения σ – МПа.

Значения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, должны быть приведены непосредственно под

rusautomobile.ru

формулой. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Все формулы нумеруют арабскими цифрами в пределах раздела. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой. Номер указывают в круглых скобках; например, окружная скорость, м/с

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 1000}, \qquad (17.1)$$

где ω_1 – угловая скорость шестерни, рад/с; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм; 1000 – числовой коэффициент для выражения диаметра шестерни, м.

Ссылки в тексте на номер формулы дают в скобках, например, «в формуле (17.1)».

В примечаниях к тексту и таблицам указывают только справочные и поясняющие данные. Если имеется одно примечание, то его не нумеруют. Если примечаний несколько, то после слова «Примечания» ставят двоеточие. Примечания нумеруют арабскими цифрами с точкой, например:

Примечания: 1. . . . . .
2. . . . . .

Оформление расчетов. Каждый расчет в ПЗ необходимо выполнять по следующему плану.

1. Заголовок расчета с указанием, какая деталь рассчитывается и на какой вид работоспособности (прочность, жесткость, виброустойчивость и т. п.).

2. Эскиз детали и расчетная схема с указанием сил, эпюр, моментов и всех размеров, используемых в расчете.

3. Наименование выбранного материала с указанием его термообработки и характеристик механических свойств; например, сталь марки 35ХМ, термообработка (ТО) – улучшение. Механические характеристики: *НВ* 270 – 302; $\sigma_в = 950$ МПа; $\sigma_т = 850$ МПа.

4. Записывают расчетную формулу со ссылкой на источник, из которого она принята.

5. Задаются значением величин, входящих в расчетную формулу, указывают источник, из которого они заимствованы.

6. Принятые значения величин подставляют в расчетную формулу в последовательности, соответствующей символической записи формулы, строго соблюдая правило размерности. Точность вычислений и окончательные размеры принимают такими, какие установлены техническими условиями.

rusautomobile.ru

7. Обобщают итоги расчетов в виде сводной таблицы или делают заключение по результатам расчета.

Оформление иллюстраций и приложений. Иллюстрации могут быть расположены как по тексту ПЗ, так и в конце его или даны в приложении. Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями ЕСКД.

Все иллюстрации нумеруют в пределах раздела арабскими цифрами, указывая номер раздела и порядковый номер иллюстрации; например: Рис. 1.1, Рис. 1.2. Ссылки на иллюстрации дают по типу «рис. 1.1» или «рис. 1.2». Ссылки на ранее упомянутые иллюстрации дают с сокращенным словом «смотри», например, (см. рис. 2.3).

Допускается нумерация иллюстраций в пределах всего документа.

Иллюстрации при необходимости могут иметь наименование и подрисуночный текст, помещаемый под иллюстрацией следом за ее номером; например: «Рис. 1.1. Кинематическая схема привода».

Если в тексте документа есть ссылки на составные части изделия, то на иллюстрации должны быть указаны номера позиций этих составных частей, расположенных в возрастающем порядке.

Иллюстрационный материал, таблицы или текст вспомогательного характера допускается давать в виде приложения.

Приложение оформляют как продолжение ПЗ.

Каждое приложение должно начинаться с нового листа (страницы) с указанием в правом верхнем углу первого листа слова «Приложение» прописными буквами и в технически обоснованных случаях должно иметь заголовок, который записывают симметрично тексту прописными буквами.

Приложения, как правило, выполняют на листах формата А4. Допускается приложение оформлять на листах формата А3.

Нумерация листов ПЗ и приложений, входящих в ее состав, должна быть сквозная.

Иллюстрации и таблицы в приложениях нумеруют в пределах каждого приложения.

Если в ПЗ есть приложения, то на них дают ссылку в основном тексте ПЗ, а в содержании перечисляют все приложения с указанием их номеров и заголовков.

Построение таблиц. Цифровой материал оформляют по рис. 17.4. Заголовки граф таблицы начинают с прописных букв, а подзаголовки – со строчных, если они составляют одно предложение с заголовком. Наименования в графах указывают в единственном числе.

rusautomobile.ru

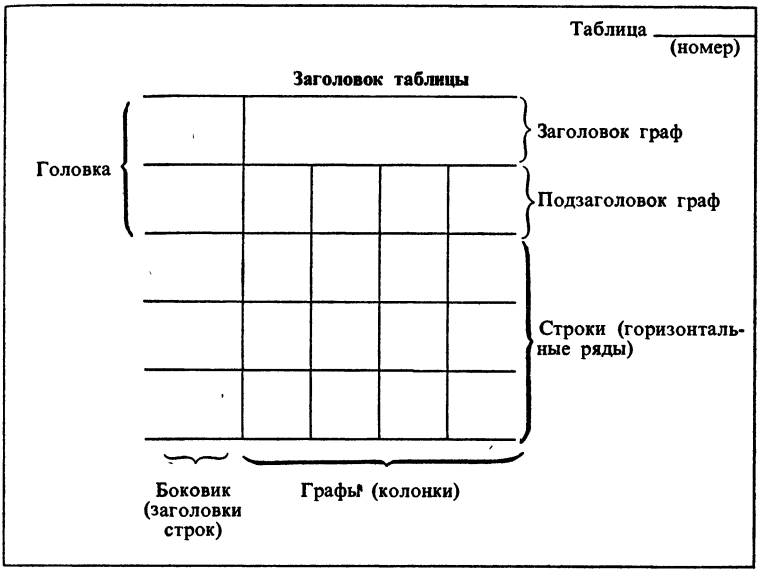


Рис. 17.4. Структура таблицы

Диагональное деление головки таблицы не допускается. Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм.

Графу «*N* п/п» в таблицу не включают. При необходимости нумерации показателей, параметров порядковые номера указывают в боковике таблицы перед их наименованием.

Если цифровые данные в графах таблицы выражены в различных единицах физических величин, то их указывают в заголовке каждой графы. Если все параметры выражены в одной и той же единице физической величины (например, миллиметрах), то ее сокращенное обозначение помещают над таблицей.

Все таблицы, если их в документе более одной, нумеруют в пределах раздела арабскими цифрами, указывая номер раздела и порядковый номер таблицы. Допускается нумерация таблиц в пределах всей ПЗ.

Если в ПЗ только одна таблица, то номер ей не присваивают и слово «Таблица» не пишут.

На все таблицы должны быть ссылки в тексте, при этом слово «Таблица» в тексте пишут сокращенно, например; «... в табл. 1.1».

Оформление литературы и содержания. В конце ПЗ приводят список литературы, использованной при составлении записки, по ГОСТ 7.1 – 76.

rusautomobile.ru

Ссылки на литературный источник в тексте ПЗ оформляют следующим образом: в квадратных скобках указывают номер книги, под каким она значится в списке литературы, и далее – параграф, таблицу, формулу и тому подобный показатель, который заимствован из этого источника, например: «... по [4], § 8 принимаем значение коэффициента $\psi_{ba} = 0{,}4$».

Заканчивается ПЗ содержанием. Слово «Содержание» записывают в виде заголовка (симметрично тексту) прописными буквами. Наименования (перечень глав, разделов, подразделов, приложений и т. п.) записывают строчными буквами. Справа от каждого наименования содержания (5 – 10 мм от рамки листа) указывают номер страницы. Порядковый номер наименований не указывают.

§ 17.2. ОФОРМЛЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

Общие правила оформления чертежей. Графическую часть проекта (чертежи) выполняют карандашом на чертежной бумаге с соблюдением требований ЕСКД.

1. Каждый чертеж оформляют на листах стандартного формата (табл. 17.1).

Формат листа определяется размерами внешней рамки. Рамку поля чертежа проводят на расстоянии 20 мм от левой стороны внешней рамки и на расстоянии 5 мм от всех других сторон. Рамку поля чертежа выполняют сплошной толстой линией – основной, внешнюю рамку – сплошной тонкой (рис. 17.5).

2. Каждый чертеж должен иметь основную надпись по обрамляющей линии в правом нижнем углу поля чертежа для формата А4 по короткой стороне, а для остальных форматов – по длинной стороне.

В обоснованных случаях для форматов не более А1 допускается вертикальное расположение чертежа с основной надписью по короткой стороне.

17.1. Обозначения и размеры чертежных листов по ГОСТ 2.301 – 68

Обозначение формата	Минимальные размеры чертежных листов, мм	Размеры сторон форматов, мм	Обозначение формата	Минимальные размеры чертежных листов, мм	Размеры сторон форматов, мм
А0	857 × 1205	841 × 1189	А3	313 × 436	297 × 420
А1	610 × 857	594 × 841	А4	226 × 313	210 × 297
А2	436 × 610	420 × 594			

rusautomobile.ru

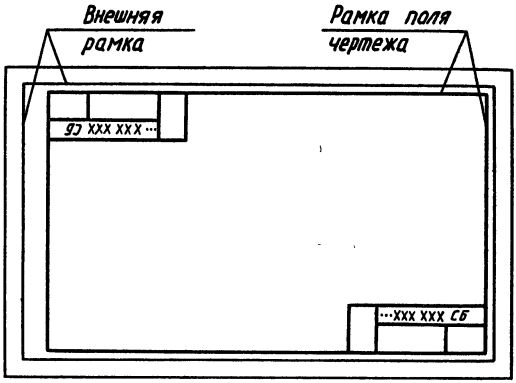


Рис. 17.5. Пример оформления рамок чертежей

На всех чертежных листах должно быть оставлено свободное поле для подшивки размером не менее 20 × 297 мм.

Если все необходимые изображения не размещаются на одном листе, то допускается выполнять чертеж на двух листах и более с указанием в основной надписи каждого из них его порядкового номера, а на первом листе – общего количества листов, на которых выполнен чертеж. Главный вид изделия вычерчивают на первом листе с основной надписью по форме 1 (рис. 17.6), а на всех последующих листах – по форме 2а (см. рис. 17.3).

Графы основной надписи формы 1 заполняют как на рис. 17.2. Остановимся лишь на тех графах, которые для текстовых документов не заполняют или они отличаются по содержанию; так, в графах чертежей указывают:

графа 1 – наименование изделия в именительном падеже;

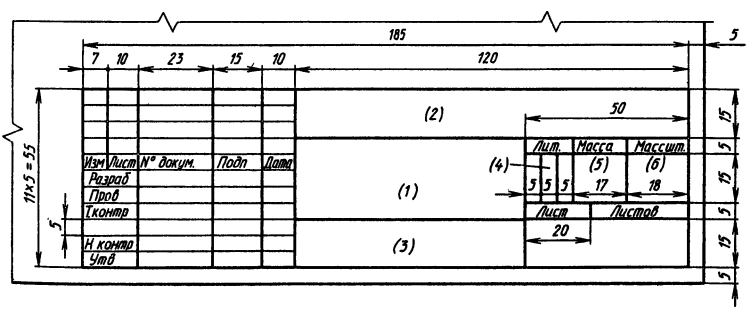


Рис. 17.6. Основная надпись чертежей (форма 1)

rusautomobile.ru

графа 2 – обозначение документа; его выполняют так же, как и для пояснительной записки, за исключением двух последних букв, которые в зависимости от вида чертежа должны быть: для чертежа общего вида – ОВ, для сборочного чертежа – СБ; для рабочего чертежа детали вместо букв указывают шифр деталей, входящих в сборочный чертеж изделия; например: 01 – шифр первой детали сборочного чертежа, 02 – шифр второй детали сборочного чертежа и т. д.

графа 3 – обозначение материала детали (графу заполняют только на чертежах деталей);

графа 5 – массу изделия (кг) по ГОСТ 2.109 – 73;

графа 6 – масштаб.

Содержание остальных граф основных надписей не требует пояснения.

3. Число изображений (видов, разрезов и сечений) на чертежах должно быть минимальным, но обеспечивающим полное представление об устройстве изделия, взаимодействии его составных частей, сборке и регулировании. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305 – 68, ГОСТ 2.109 – 73.

4. Изображения изделий следует рационально размещать на рабочем поле чертежного листа в масштабе, обеспечивающем четкое представление формы, устройства и конструкции изделия.

Предпочтителен масштаб М1 : 1. Небольшие изделия сложной формы изображают в масштабах увеличения, крупные изделия – в масштабах уменьшения, указанных в табл. 17.2. Если на чертеже имеются изображения, выполненные в масштабе, отличном от указанного в основной надписи, такой масштаб помещают непосредственно над изображением и записывают, например: М2 : 1; *А – А* или Вид *Б*.

5. Наименование, начертание, толщина и назначение линий чертежа регламентированы ГОСТ 2.303 – 68.

Видимый контур выполняют сплошной толстой основной линией. Толщина ее $s = 0{,}5 \div 1{,}4$ мм в зависимости от размеров изображения. Линии выносные, размерные, штриховки, полки

17.2. Масштабы изображений (по ГОСТ 2.302 — 68)

Масштабы уменьшения	1 : 2;	1 : 2,5;	1 : 4;	1 : 5;	1 : 10
Масштабы увеличения	2 : 1;	2,5 : 1;	4 : 1;	5 : 1;	10 : 1
Примечание. Обозначение масштаба в графе 6 основной надписи: 1 : 1; 1 : 2; 2 : 1 и т. д., а в тексте: М1 : 1; М1 : 2; М2 : 1 и т. д.					

rusautomobile.ru

линий-выносок, подчеркивание надписей выполняют сплошной тонкой линией толщиной $s/2 - s/3$.

Виды и комплектность конструкторских документов. Чертежи, схемы и текстовые описания к ним (спецификации, технические условия к изделию, инструкции по эксплуатации и ремонту изделий и др.) должны содержать данные об устройстве и основных частях изделия, сведения для его разработки, изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта.

Все конструкторские документы разделяют на проектные (техническое предложение, эскизный и технический проекты) и рабочие (чертеж детали, сборочный чертеж, спецификация и др.).

Габаритный чертеж – документ, содержащий контурное изображение изделия с габаритными, установочными и присоединительными размерами.

На габаритном чертеже допускается помещать техническую характеристику изделия (например, тяговое усилие на выходном звене, производительность, общее передаточное отношение и т. п.) и технические требования к монтажу изделия (например, допускаемое радиальное смещение и перекосы валов и т. п.).

Сборочный чертеж – содержит изображение сборочной единицы и другие данные, определяющие конструкцию изделия, показывающие взаимную связь, сборку и регулирование его составных частей, а также поясняющие принцип работы изделия. Он служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

На сборочном чертеже изделия приводят следующие данные.

1. Размеры: габаритные, необходимые для определения размеров места установки изделия, изготовления тары, транспортирования и т. д.;

установочные и присоединительные, необходимые для установки изделия на месте монтажа, а также определения размеров и места положения элементов, которые присоединяются к данному изделию; к присоединительным размерам относят размеры выступающих участков входного и выходного валов, на которые монтируют другие изделия; размеры конструктивных элементов, предназначенных для подвода и отвода масла и т. п.;

исполнительные (сборочные), связанные с выполнением технологических операций в процессе сборки, а также задающие условия регулирования изделия (например, размеры отверстий под штифты, если их обрабатывают в процессе сборки; размеры зазоров между подшипниками и упорными торцами подшипниковых крышек, если их контролируют при сборке);

rusautomobile.ru

справочные – на чертежах их обозначают знаком* и в технических требованиях записывают «Размеры для справок»; например, посадка зубчатого колеса на вал, посадка подшипника на вал и в корпус и т. п. Эти размеры используют при разработке чертежей деталей, для справок при разработке технологии сборки и пр.

2. Техническую характеристику изделия: передаточное отношение, частоту вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на нем. Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа над основной надписью под заголовком «Техническая характеристика».

3. Технические требования к изделию, где указывают требования к сборке, настройке и регулированию изделия, например: «Расточку пазов для крышек производить в сборе корпуса», «Плоскость разъема перед сборкой покрыть герметиком» и т. п.; требования к отделке, например: «Необработанные поверхности внутри редуктора красить маслостойкой краской, снаружи – серой нитроэмалью»; требования к эксплуатации, например, по смазыванию редуктора с указанием количества и марки смазывающего материала.

Правила оформления технических характеристик и технических требований изложены в § 17.3, п. 3.4.

4. Номера позиций составных частей, входящих в изделие.

5. Основную надпись.

Допускается на сборочном чертеже изображать сплошной тонкой линией соседние изделия и размеры, определяющие их взаимное положение.

По ГОСТ 2.109 – 73 в сборочные чертежи можно включать данные о функциях изделия и о взаимодействии его частей, например: стрелки, показывающие направление вращения валов; модуль, число зубьев, угол наклона и направление зубьев зубчатых колес; размеры диаметров делительных окружностей; межосевые расстояния передач и др.

Изображения и штриховку сечений и разрезов выполняют по ГОСТ 2.305 – 68 и ГОСТ 2.306 – 68.

Изделия из однородного материала, выполненные сваркой, пайкой, склеиванием, в разрезах и сечениях следует штриховать в одном направлении как монолитные. Границы между деталями в таких случаях изображают сплошными основными линиями.

На отдельных изображениях (дополнительных видах, разрезах, сечениях) допускается показывать только те части изделия, конструкцию которых требуется пояснить особо. Над таким изображением ставят соответствующее обозначение и номер позиции изображаемой детали, например: Вид *А* поз. *4*.

rusautomobile.ru

На сборочном чертеже допускается разрыв изображения на одной из проекций.

Виды, разрезы и сечения, как правило, выполняют в масштабе М1 : 1. Места сопряжений и сложные конструктивные элементы показывают в масштабе увеличения.

На разрезах зубчатых колес или червяка и червячного колеса показывают зуб одного из колес (ведущего) или виток червяка, расположенного перед зубом сопряженного колеса. Направление зубьев зубчатых колес показывают на одном из элементов зацепления кинематической пары (как правило, вблизи оси) тремя сплошными тонкими линиями с соответствующим наклоном.

Все составные части изделия на сборочном чертеже нумеруют. Номера позиций наносят на полках линий-выносок, пересекающих контур изображения и заканчивающихся на нем точкой. Линии-выноски не должны пересекаться и не должны по-возможности пересекать размерные линии, а также не должны быть параллельны линиям штриховки. Шрифт номеров позиций должен быть на один-два номера больше шрифта размерных чисел чертежа. Номера позиций наносят, как правило, один раз, но допускается повторно указывать номер позиции одинаковых составных частей. Для группы крепежных деталей, относящихся к одному месту крепления, допускается проводить общую линию-выноску. При этом полки номеров позиций надо располагать в колонку, их концы соединять сплошной тонкой линией.

Для сборочного чертежа обязательна спецификация.

Спецификация – текстовой документ с перечислением состава сборочной единицы. Спецификацию составляют на каждую сборочную единицу и выполняют на отдельных листах формата А4 по ГОСТ 2.108 – 68.

При большом числе составных частей изделия спецификацию располагают на нескольких листах, в нижней части каждого из которых должна быть основная надпись. Первый лист содержит основную надпись, выполненную по форме 2, последующие – по форме 2а (см. рис. 17.2 и 17.3).

Спецификация содержит семь граф, представленных на рис. 17.7. Содержание граф:

«Поз.» – порядковый номер составных частей изделия;

«Обозначение» – шифр чертежа составных частей изделия (в разделе «Стандартные изделия» графу не заполняют);

«Наименование» – наименование изделия (для стандартных изделий указывают наименование и условное обозначение по стандарту, например: «Болт М12 × 40.58 ГОСТ 7805 – 70»);

rusautomobile.ru

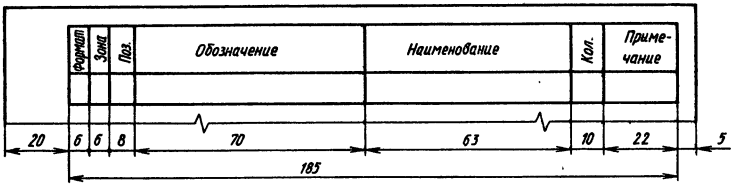


Рис. 17.7. Структура спецификации

«Кол.» – количество составных частей на специфицируемое изделие;

«Примечание» – дополнительные сведения (в учебных проектах допускается указывать обозначение материала деталей и ГОСТ на материал).

Вносимые в спецификацию сведения о документации, сборочных единицах и деталях оформляют в виде разделов с заголовками. Заголовки пишут в графе «Наименование». Выше и ниже заголовков оставляют по одной свободной строчке.

Содержание разделов и последовательность записей внутри каждого из них следующие.

Документация. В разделе записывают основной комплект конструкторских документов специфицируемого изделия, например: схема изделия, пояснительная записка.

Сборочные единицы. В раздел включают сборочные единицы, входящие в специфицируемое изделие, например: червячное или зубчатое колесо в сборе (бандажированное), муфта, рама и т. п.

Детали. В разделе записывают детали, входящие непосредственно в специфицируемое изделие, на которые выполнены чертежи.

Внутри разделов «Сборочные единицы» и «Детали» записи производят в порядке возрастания позиций.

Стандартные изделия. В раздел вносят изделия, применяемые по следующим категориям стандартов: государственным, республиканским, отраслевым и стандартам предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по функциональному назначению, например: крепежные изделия, подшипники, арматура, электротехнические изделия и т. п.; в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименование изделий, например: болт, винт, гайка, шпилька и т. п.; в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов.

Чертеж детали – документ, содержащий изображение де-

rusautomobile.ru

тали и другие данные, несбходимые для изготовления и контроля детали.

Характер и число изображений на чертежах деталей должны полностью определять форму и размеры изображаемой детали. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305 – 68, ГОСТ 2.109 – 73.

Деталь рекомендуется изображать в положении, удобном для чтения чертежа при ее изготовлении. Например, детали, основную обработку которых производят на токарном станке (валы, шкивы, стаканы и т. п.), располагают так, чтобы их ось была параллельна основной надписи чертежа.

На рабочих чертежах обозначают шероховатость поверхностей деталей; допустимые отклонения размеров; допустимые отклонения геометрических форм и расположения поверхностей деталей; указывают технические требования, предъявляемые к материалам, размерам и форме деталей.

Подробное разъяснение по содержанию перечисленных пунктов см. § 17.3.

На рабочем чертеже деталь принято изображать с теми размерами, обозначениями шероховатости и другими параметрами, которые она должна иметь перед сборкой. На нем не допускается помещать технологические указания. Исключения составляют указания о выборе вида заготовки (отливка, поковка и т. д.), а также указания о применении определенных способов обработки для тех случаев, когда они предусматриваются как единственные, гарантирующие требуемое качество детали, например: совместная обработка, притирка, доводка и т. д.

Основанием для суждения о размерах детали служат только цифровые значения, проставленные на чертеже, независимо от его масштаба. Количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля детали.

При оформлении рабочих чертежей зубчатых (червячных) колес и червяков в правом верхнем углу поля чертежа должна быть помещена таблица параметров из трех частей: первая часть – основные данные; вторая – данные для контроля; третья – справочные данные.

При оформлении чертежей учебных проектов допускается оформлять таблицу параметров из одной первой части.

В основных данных таблицы должны быть приведены:

1) модуль;

2) число зубьев колеса, число витков червяка;

3) тип зуба для конического зубчатого колеса;

4) вид червяка;

rusautomobile.ru

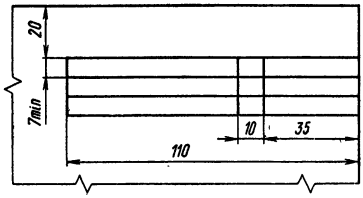


Рис. 17.8. Структура таблицы основных параметров зубчатых (червячных) колес и червяков

5) угол наклона зуба (кроме червячного колеса) или угол подъема витка червяка;

6) направление линии зуба или угол подъема линии витка;

7) исходный контур зубчатого колеса, исходный червяк или исходный производящий червяк (для червячного колеса).

Размеры и место расположения таблицы приведены на рис. 17.8.

Если зубчатое колесо имеет два венца (например, у планетарного редуктора с раздвоенными сателлитами), то таблицы выполняют для каждого венца. Помещают их одну под другой с обозначением прописными буквами А, Б соответственно каждому венцу.

В параметрах таблицы указывают степень точности по ГОСТ 1643 – 81.

§ 17.3. УСЛОВНОСТИ И УПРОЩЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Для уменьшения трудоемкости выполнения чертежей и схем и для облегчения их чтения применяют упрощения и условности, рекомендуемые стандартами (ГОСТ 2.305 – 68, ГОСТ 2.308 – 79, ГОСТ 2.315 – 68).

Обозначение шероховатости поверхностей. Параметры шероховатости поверхности изделия регламентированы ГОСТ 2789 – 73. На рабочем чертеже детали шероховатость поверхности обозначают условными знаками по ГОСТ 2.309 – 73.

Для сопрягаемых поверхностей требуемую шероховатость можно определять по рис. 17.9. Например, для вала с предельным отклонением диаметра 18 мкм шероховатость, как показано штриховыми линиями и стрелками, должна быть $\sqrt{0,8}$. В обозначении шероховатости параметра *Ra* указывают без

rusautomobile.ru

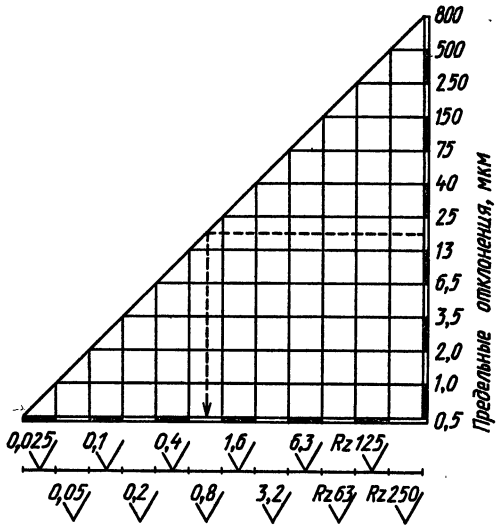


Рис. 17.9. Диаграмма выбора шероховатости по заданному допуску

символа, например $\overset{3,2}{\sqrt{}}$, для параметра Rz – с символом, например $\overset{Rz125}{\sqrt{}}$.

Если шероховатость всех поверхностей одинакова, то обозначение ее записывают в правом верхнем углу поля чертежа.

Если шероховатость одной и той же поверхности на отдельных участках различна, то эти участки разграничивают сплошной тонкой линией с нанесением соответствующих размеров и обозначений шероховатости. Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев колес, эвольвентных шлицев, витков червяка, если на чертеже не приведен их профиль, наносят на линии делительной окружности.

Обозначение на чертежах предельных отклонений размеров. На рабочем чертеже детали предельные отклонения размеров могут быть указаны одним из следующих способов:

1) условными обозначениями полей допусков сопрягаемых деталей по ГОСТ 25347–82 ($\varnothing 45\ H7$, $\varnothing 60\ J7$);

2) числовыми величинами предельных отклонений линейных размеров ($\varnothing 22^{+0,4}_{-0,2}$, $\varnothing 36 \pm 0{,}2$ и др.), которые назначены конструктором и отличны от стандартных величин;

3) числовыми величинами предельных отклонений угловых размеров, например: $90° \pm 10'$;

rusautomobile.ru

4) смешанным способом: $20\,J7^{+0,012}_{-0,009}$.

Правила указания допусков формы и расположения поверхностей на чертежах изделий. Термины и определения допусков формы и расположения поверхностей регламентированы ГОСТ 24642 – 81, а числовые значения – ГОСТ 24643 – 81.

Данные о допусках указывают в прямоугольной рамке, разделенной на части, в которых помещают: в первой – знак допуска; во второй – числовое значение допуска в миллиметрах; в третьей и последующих – буквенное.

Рамку соединяют с элементом, к которому относится допуск, сплошной тонкой линией, заканчивающейся стрелкой. Соединительная линия может быть прямой или ломаной, но направление отрезка соединительной линии, заканчивающегося стрелкой, должно соответствовать направлению измерения отклонения; условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей на чертежах деталей приведены в ГОСТ 2.308 – 79.

Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц. Кроме изображения предмета с размерами и предельными отклонениями, чертеж может содержать:

1) текстовую часть, состоящую из технических требований и технических характеристик (на сборочных чертежах);

2) надписи с обозначениями изображений, а также относящиеся к отдельным элементам изделия;

3) таблицы с размерами и другими параметрами.

Текстовую часть, надписи и таблицы включают в чертеж в тех случаях, когда содержащиеся в них данные, указания и разъяснения невозможно или нецелесообразно выразить графически или условными обозначениями.

Текстовую часть помещают на поле чертежа над основной надписью, без заголовка. Между текстовой частью и основной надписью не допускается помещать изображения, таблицы и т. п. На листах формата более А4 допускается размещение текста в две и большее число колонок шириной не более 185 мм.

Под заголовком «Технические требования» указывают:

1) требования, предъявляемые к материалу, заготовке, термической обработке и свойствам материала готовой детали;

2) размеры, предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей;

3) требования к качеству поверхностей, указания об их отделке, покрытии;

4) требования, предъявляемые к настройке и регулированию изделия;

rusautomobile.ru

5) правила транспортирования, хранения;

6) ссылки на другие документы, содержащие технические требования, распространяющиеся на данное изделие, но не приведенные на чертеже.

Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию; каждый пункт записывают с новой строки.

Если необходимо указать техническую характеристику изделия, то ее размещают отдельно от технических требований, с самостоятельной нумерацией пунктов, на свободном поле чертежа под заголовком «Техническая характеристика». Заголовки не подчеркивают.

При выполнении чертежа на двух листах и более текстовую часть помещают только на первом листе независимо от того, на каких листах находятся изображения, к которым относятся указания.

Для изображения на чертеже видов, разрезов, сечений, поверхностей, размеров и других элементов изделия применяют прописные буквы русского алфавита. Буквенные изображения присваивают в алфавитном порядке без повторения и без пропусков, независимо от количества листов чертежа, например: «Вид А», «Б – Б» и т. п. Размер шрифта должен быть больше размера цифр, применяемых на том же чертеже, приблизительно в 2 раза.

Правила упрощенного изображения стандартных крепежных деталей и нанесения размеров отверстий на габаритных и сборочных чертежах регламентированы ГОСТ 2.315 – 68.

Резьбу показывают по всей длине стержня болта (винта, шпильки); фаски на головке болта, гайке, шайбе и на резьбах не показывают: допускается также не вычерчивать галтели и зазоры между стержнем болта и отверстием скрепляемой детали. Шлицы на головках винтов изображают одной сплошной толстой линией; на видах, перпендикулярных к оси винта, также одной линией, проведенной не в проекционной связи, а под углом 45° к основной надписи чертежа.

Если изделие имеет несколько одинаковых по форме и размерам равномерно расположенных деталей или их элементов (болтов, винтов, шпилек, гаек, отверстий и пр.), то допускается выполнить изображение одной детали или элемента, остальные же можно изобразить упрощенно, условно или вообще не показывать, отметив лишь их расположение осевыми линиями.

В случаях, если: а) изображения отверстий на чертеже малы; б) отверстия изображены условно; в) нанесение размеров отверстий по общим правилам усложняет чтение чертежа, можно применять упрощенное нанесение размеров отверстий на полке

rusautomobile.ru

линии-выноски, проведенной от оси отверстия. На линиях-выносках допускается также указывать предельные отклонения размеров и параметры шероховатости поверхности.

Упрощенное и условное изображение на чертежах и схемах подшипников. На сборочных чертежах и схемах подшипники качения в осевых разрезах изображают, как правило, упрощенно по СТ СЭВ 1797–79 без указания конструкции и типа. Контурное очертание подшипника выполняют сплошными основными линиями, а внутри контура проводят сплошными тонкими линиями диагонали (рис. 17.10, *а*). При необходимости

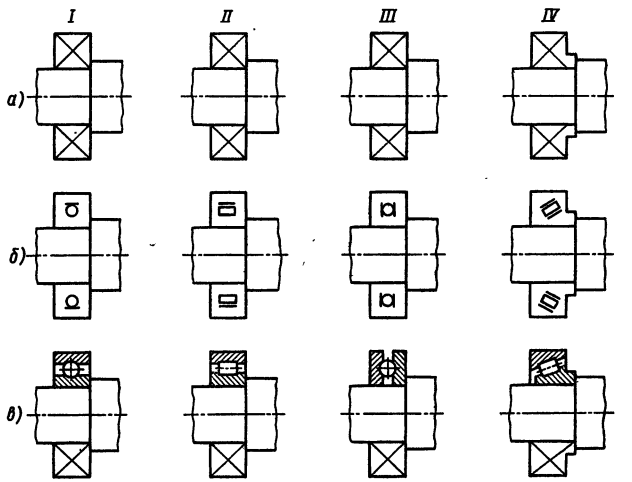
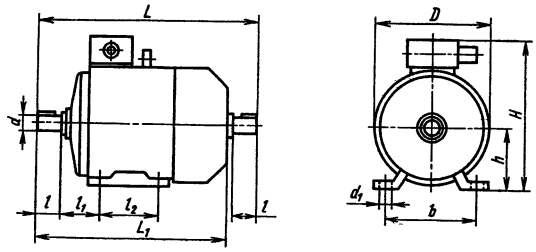


Рис. 17.10. Примеры условного изображения подшипников качения: I – шарикоподшипники радиальные однорядные; II – роликоподшипники радиальные однорядные с короткими цилиндрическими роликами; III – шарикоподшипники упорные однорядные; IV – роликоподшипники с коническими роликами

указания типа подшипника в контур изображения вписывают условное графическое изображение (рис. 17.10, *б*). На сборочных чертежах предпочтительно комбинированное сочетание (рис. 17.10, *в*), где в одной половине разреза показывают конструкцию подшипника без фасок и сепараторов, а вторую половину изображают условно.

rusautomobile.ru

П1. ДВИГАТЕЛИ ТРЕХФАЗНЫЕ АСИНХРОННЫЕ СЕРИИ 4А (ИСПОЛНЕНИЯ 1М 1081 1М 1082) ПО ГОСТ 19523–81



Размеры, мм

Тип	Число полюсов	L	L_1	H	D	d	d_1	l	l_1	l_2	b	Масса, кг
4АА63	2, 4, 6	250	216	164	138	14	7	30	40	80	100	6,3
4А71		330	285	201	170	19	7	40	45	90	112	15,1
4А80А	2, 4, 6, 8	355	300	218	186	22	10	50	50	100	125	17,5
4А80В		375	320	218	186	22		50	50	100	125	20,0
4А90L		405	350	243	208	24		50	56	125	140	28,7
4А100S		427	365	265	235	28	12	60	63	112	160	36
4А100L		457	395	280		28				140		42
4А112М		534	452	310	260	32		80	70	140	190	56
4А132S	4, 6, 8	560	480	350	302	38			89	140	216	71
4А132М	2, 4, 6, 8	610	530							178	216	93

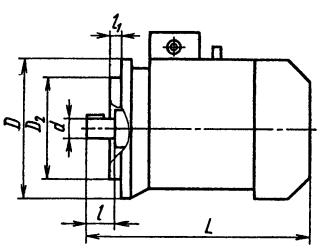
rusautomobile.ru

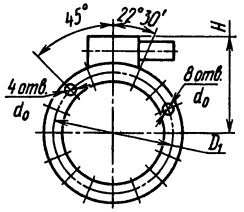
Тип	Число полюсов	L	L_1	H	D	d	d_1	l	l_1	l_2	b	Масса, кг
4A160S	2	737	624	430	358	42	15	110	108	178	254	130
	4, 6, 8					48						135
4A160M	2	780	667			42				210		145
	4, 6, 8					48						160
4A180S	2	778	682	470	410	48			121	203	279	165
	4, 6, 8					55						175
4A180M	2	818	702			48				241		185
	4, 6, 8					55						195
4A200M	2	875	760	535	450	55	19	140	133	257	318	255
	4, 6, 8	905	790			60						270
4A200L	2	915	800			55		110		305		280
	4, 6, 8	945	830			60		140				310
4A225M	2	925	810	575	494	55		110	149	311	356	355
	4, 6, 8	985	840			65		140				
4A250S	2	1050	915	640	554	65	24	140	168	311	406	470
	4, 6, 8					75						490
4A250M	2	1100	915			65				349		510
	4, 6, 8					75						535

Примечание. Размер h включен в обозначение типа двигателя; например, у двигателя 4AA63 размер $h = 63$ мм; у двигателя 4A100S $h = 100$ мм.

rusautomobile.ru

П2. ДВИГАТЕЛИ ТРЕХФАЗНЫЕ АСИНХРОННЫЕ СЕРИИ 4А (ИСПОЛНЕНИЯ 1М 3081, 1М 3011 и 1М 3031) ПО ГОСТ 19523–81





Габаритные и присоединительные размеры, мм

Тип двигателя	Число полюсов	L	H	D	D_1	D_2	l	l_1	d	d_0	Масса, кг
4АА63	2, 4, 6	216	101	160	130	110	30	3,5	14	10	6,0
4А71	2, 4, 6, 8	285	130	200	165	130	40	3,5	19	12	15,7
4А80А	2, 4, 6, 8	300	138				50		22		18,3
4А80В	2, 4, 6, 8	320									20,3
4А90L	2, 4, 6, 8	350	153	250	215	180	50	4	24	15	30,0
4А100S	2, 4, 6, 8	365	168				60		28		37,0
4А100L	2, 4, 6, 8	395	168				60		28		42,8
4А112М	2, 4, 6, 8	452	198	300	265	230	80		32		58
4А132S	4, 6, 8	480	218	350	300	250		5	38	19	82
4А132М	2, 4, 6, 8	530	218						38		97
4А160М	2	667	270				110		42		145
	4, 6, 8								48		160
4А160S	2	624	270						42		130
	4, 6, 8								48		135
4А180S	2	662	290	400	350	300			48		170
	4								55		180
4А180М	2	702	290						48		190
	4, 6, 8								55		200
4А200М	2	760	335	450	400	350			55		260
	4, 6, 8	790							60		275
4А200L	2	800	335				140		55		285
	4, 6, 8	830					110		60		315
							140				

rusautomobile.ru

Продолжение табл. П2

Тип двигателя	Число полюсов	L	H	D	D_1	D_2	l	l_1	d	d_0	Масса, кг
4А225М	2	810	350	550	500	450	110		55		300
	4, 6, 8	840					140		65		340
4А225*S*	2	915	390	550	500	450	140	5	65	19	485
	4, 6, 8								75		505
4А250М	2	955	390				140		65		525
	4, 6, 8								75		550

Примечание. Число отверстий во фланцах двигателей 4АА63–4А180М – четыре; во фланцах двигателей 4А200М – 4А250М – восемь.

П3. НОМИНАЛЬНЫЕ ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОЛЕСА С ВНУТРЕННИМИ ЗУБЬЯМИ (ПО ГОСТ 25022–81), мм

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2
–	90	–	180	–	355	–	710
100	–	200	–	400	–	800	–
–	112	–	224	–	450	–	900
125	–	250	–	500	–	1000	–
–	140	–	280	–	560	–	–
160	–	315	–	630	–	–	–

Примечания: 1. Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.

2. Предельные отклонения делительных диаметров могут отличаться от номинальных на величину, обеспечивающую допускаемые отклонения фактических значений передаточных отношений от номинальных.

П4. НОМИНАЛЬНЫЕ РАДИУСЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОСЕЙ САТЕЛЛИТОВ $r = a_{12} = a_{23}$ (ПО ГОСТ 25022–81), мм

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2
31,5	–	63,0	–	–	112	–	224
–	35,5	–	71	125	–	250	–
40,0	–	80	–	–	140	–	280
–	45,0	–	90	160	–	315	–
50,0	–	100	–	–	180		
–	56,0			200	–		

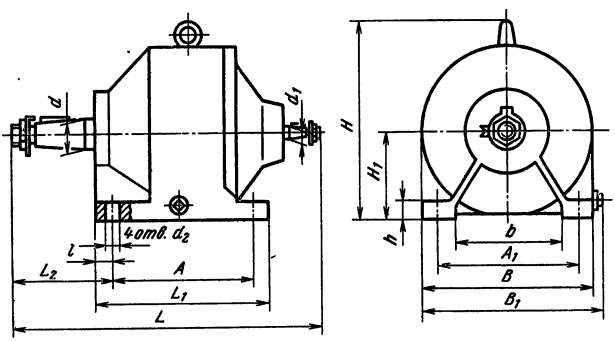
Примечание. Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.

rusautomobile.ru

П5. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕДУКТОРОВ ТИПА Пз2 (ПО ГОСТ 22916–78)

Типоразмер редуктора	Радиусы расположения осей сателлитов первой и второй ступеней, мм	Номинальное передаточное отношение	Допускаемый вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	Допускаемая радиальная нагрузка на выходном валу, Н		КПД, %, не менее	Масса, кг, не более
				быстроходном	тихоходном		
Пз2-31,5	32, 35	31,5; 40; 50; 63; 80; 100	125	400	2800	95	19
Пз2-40	40	25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100	250	500	4000		30
Пз2-50	50		500	630	5600		45
Пз2-63	63		1000	1000	8000		80

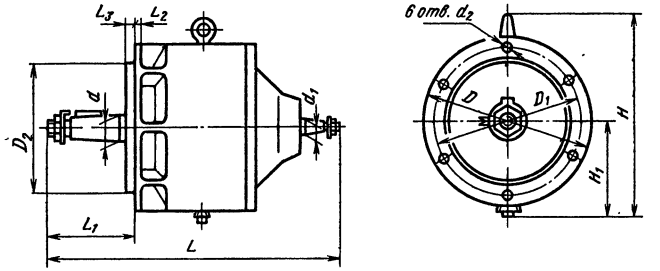
П6. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм РЕДУКТОРОВ ТИПА Пз2 (ИСПОЛНЕНИЕ НА ЛАПАХ) ПО ГОСТ 22916–78



Типоразмер редуктора	L	L_1	L_2	l	A	A_1	B	B_1	b	H	H_1	h	d	d_1	d_2
							не более								
Пз2-31,5	355	175	99	20	130	155	195	220	106	255	100	18	28	12	19
Пз2-40	420	215	120	20	170	180	225	245	130	285	112	22	35	18	19
Пз2-50	510	265	158	25	210	220	270	285	160	330	132	30	45	20	24
Пз2-63	525	285	158	25	230	260	330	345	195	385	160	32	55	22	24

rusautomobile.ru

П7. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм РЕДУКТОРОВ ТИПА Пз2 (ИСПОЛНЕНИЕ НА ОПОРНОМ ФЛАНЦЕ) ПО ГОСТ 22916–78



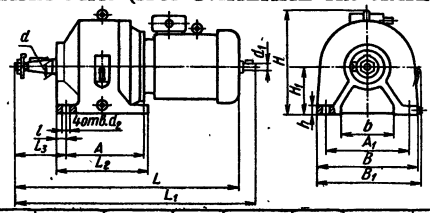
Типоразмер редуктора	L	L_1	L_2	L_3	H	H_1	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2
Пз2-31,5	355	75	12	6	270	115	195	155	130	28	12	12
Пз2-40	420	95	15	6	305	130	225	185	160	35	18	15
Пз2-50	510	130	18	8	350	150	270	230	200	45	20	17
Пз2-63	525	130	20	8	405	180	330	280	250	55	22	19

П8. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МОТОР-РЕДУКТОРОВ ТИПА МПз (ПО ГОСТ 21355–75)

Типоразмер мотор-редуктора	Радиус расположения осей сателлитов, мм	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	Допускаемый вращающий момент на выходном валу, Н·м	Допускаемая радиальная нагрузка, на выходном валу, Н	Масса мотор-редуктора, кг, не более	Электродвигатель		
						Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин
МПз-31,5	32,35	112	120	1400	45	4АХ90L6Р3	1,5	940
		140	125			4АХ90L4Р3	2,2	1420
		180	120					
		280	125		55	4А100S2Р3	4,0	2880
МПз-40	40	112	235	2000	85	4А112МА6Р3	30	950
		140	250		75	4А100L4Р3	4,0	1450
		180	250		90	4А112М4Р3	5,5	
		224	230					
		280	240			4А112М2Р3	7,5	2900
МПз-50	50	112	420	2800	130	4А132S6Р3	5,5	960
		140	500		135	4А132S4Р3	7,5	1450
		180	500		150	4А132М4Р3	11,0	
		224	450					
МПз-63	63	90	1000	4000	220	4А160S6Р3	11,0	970
		112	840			4А160S6Р3		
		140	940		240	4А160S4Р3	15,0	1460
		180	940			4А160М4Р3	18,5	

rusautomobile.ru

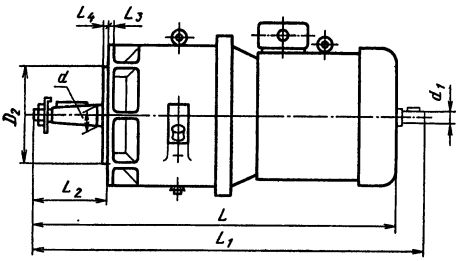
П9. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, МОТОР-РЕДУКТОРОВ ТИПА МПз (ИСПОЛНЕНИЕ НА ЛАПАХ) ПО ГОСТ 21355–75



Типоразмер мотор-редуктора	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	L	L_1	L_2	L_3	A	A_1	B	B_1	H	H_1	l	b	h	d_2	d	d_1
МПз-31,5	280	565	630	175	99	130	205	245	260	275	100	20	156	18	19	28	28
	180 140 112	550	605							265							24
МПз-40	280; 224 180; 112	665	765	215	120	170	260	305	320	315	112	20	210	22	19	35	42
	140	630	695							285							28
МПз-50	224 180	810	890	265	158	210	295	345	360	360	132	25	236	30	24	45	42
	140 112	760	840														
МПз-63	180	940	1055	285	158	230	340	395	410	440	160	25	260	32	24	55	
	140; 112																
	90	900	1015														

rusautomobile.ru

П10. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, МОТОР-РЕДУКТОРОВ ТИПА МПз (ИСПОЛНЕНИЕ НА ОПОРНОМ ФЛАНЦЕ) ПО ГОСТ 21355–75



Типоразмер мотор-редуктора	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	L	L_1	L_2	L_3	L_4	H	D	D_1	D_2	D_3	d_2	d	d_1
МПз-31,5	280	565	630	75	12	6	295	195	155	130	240	12	28	28
	180 140 112	550	605				285							24
МПз-40	280 224 180 112	665	765	95	15	6	340	225	185	160	270	15	35	42
	140	630	695				305				205			28
МПз-50	224 180	810	890	130	18	8	390	270	230	200	325	17	45	42
	140 112	760	840											
МПз-63	180	940	1055	130	20	8	460	330	280	250	360	19	55	
	140 112 90	900	1015											

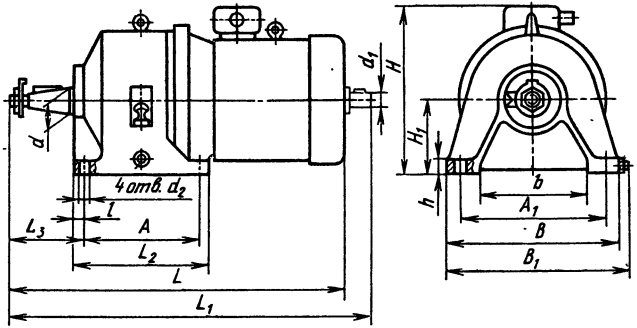
rusautomobile.ru

П11. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МОТОР-РЕДУКТОРОВ ТИПА МПз2 (ПО ГОСТ 21356–75)

Типоразмер мотор-редуктора	Радиусы расположения осей сателлитов первой и второй ступеней, мм	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	Допускаемый вращающий момент на выходном валу, Н·м	Допускаемая радиальная нагрузка на выходном валу, Н	Масса мотор-редуктора, кг, не более	Электродвигатель		
						Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин
МПз2-31,5	32,35	18	125	2800	35	4АХ71В8Р3	0,25	690
		22,4	106			4АХ71В8Р3	0,25	690
		28	120			4АХ71А6Р3	0,37	920
		35,5	125			4АХ71А4Р3	0,55	1370
		45	120			4АХ71А4Р3	0,55	1370
		71	125			4АХ71В2Р3	1,10	2810
		90	115			4АХ71В2Р3	1,10	2810
МПз2-40	40	18	250	4000	52	4АХ80В8Р3	0,55	700
		22,4	220		47	4АХ71В6Р3	0,55	920
		28	240		50	4АХ80А6Р3	0,75	920
		35,5	250		50	4АХ80А4Р3	1,10	1400
		45	230		50	4АХ80А4Р3	1,10	1400
		56	250		52	4АХ80В4Р3	1,50	1400
		71	250		52	4АХ80В2Р3	2,20	2850
		90	227		52	4АХ80В2Р3	2,20	2850
МПз2-50	50	18	500	5600	80	4АХ90LВ8Р3	1,10	700
		22,4	500		80	4АХ90L6Р3	1,50	940
		28	470		80	4АХ90L6Р3	1,50	940
		35,5	500		80	4АХ90L4Р3	2,20	1420
		45	460		80	4АХ90L4Р3	2,20	1420
		56	490		85	4А100L4Р3	3,0	1420
		71	500		85	4А100L2Р3	4,0	2880
		90	500		95	4А100L2Р3	5,50	2880
МПз2-63	63	18	1000	8000	142	4А112МА8Р3	2,20	700
		22,4	910		142	4А112МА8Р3	2,20	700
		28	910		142	4А112МА6Р3	3,0	950
		35,5	988		147	4А112МВ6Р3	4,0	950
		45	1000		147	4А112М4Р3	5,50	1450
		56	880		147	4А112М4Р3	5,50	1450
		71	940		147	4А112М2Р3	7,50	2900
МПз2-80	80	18	2000	11 000	230	4А132S8Р3	4,0	720
		22,4	2000		230	4А132S6Р3	5,0	960
		28	1670		230	4А132S6Р3	5,00	960
		35,5	1920		230	4А132S4Р3	7,50	1450
		45	2000		250	4А132М4Р3	11,0	1450
		56	1800		250	4А132М4Р3	11,0	1450

rusautomobile.ru

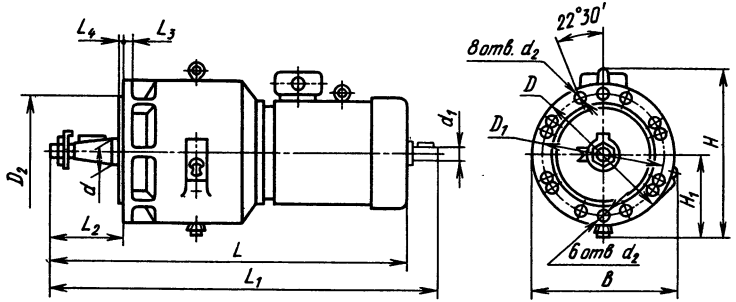
П12. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, МОТОР-РЕДУКТОРОВ ТИПА МПз2 (ИСПОЛНЕНИЕ НА ЛАПАХ) ПО ГОСТ 21356–75



Типоразмер мотор-редуктора	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	L	L_1	L_2	L_3	A	A_1	B	B_1	H	H_1	l	b	h	d_2	d	d_1
МПз-31,5	18–90	515	560	175	99	130	155	195	220	255	100	20	106	18	19	28	19
МПз2-40	18–45 56–90	570 590	625 645	215	120	170	180	225	245	285	112	20	130	22	19	35	22
МПз2-50	18–45 56–90	700 715	755 770	265	158	210	220	270	285	330	132	25	160	30	24	45	24 28
МПз2-63 МПз2-80	18–71 18–56	785 1000	885 1080	285 400	158 196	230 335	260 335	330 405	345 415	385 460	160 200	25 30	195 249	32 40	24 28	55 70	42 42

rusautomobile.ru

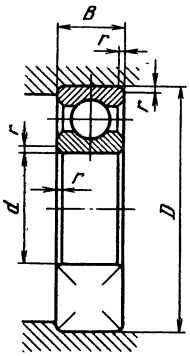
П13. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, мм, МОТОР-РЕДУКТОРОВ ТИПА МПз2 (ИСПОЛНЕНИЕ НА ОПОРНОМ ФЛАНЦЕ) ПО ГОСТ 21356–75



Типоразмер мотор-редуктора	Номинальная частота вращения выходного вала, об/мин	L	L_1	L_2	L_3	L_4	H	H_1	D	D_1	D_2	B	d_2	d	d_1	Число отверстий
МПз2-31,5	18–90	515	560	75	12	6	270	115	195	155	130	220	12	28	19	6
МПз2-40	18–45 56–90	570 590	625 645	95	15	6	305	130	225	185	160	245	15	35	22	
МПз2-50	18–45 56–90	700 715	755 770	130	18	8	350	150	270	230	200	295	17	45	24 28	
МПз2-63	18–71	785	885	130	20	8	405	180	330	280	250	365	19	55	42	
МПз2-80	18–35,5 45, 56	1000 1045	1080 1125	160	22	10	475	215	405	350	320	415	19	70		8

rusautomobile.ru

П14. ШАРИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ ПО ГОСТ 8338 – 75



Размеры, мм

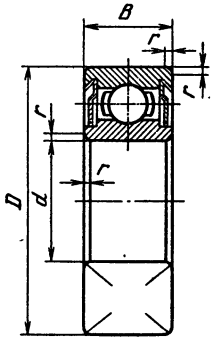
Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН: динамическая C	Грузоподъемность, кН: статическая C_0
Особо легкая серия						
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17,0
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5
115	75	115	20	2	39,7	26,0
116	90	125	22	2	47,7	31,5
117	85	130	22	2	49,4	33,5
118	90	140	24	2,5	57,2	39,0
119	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	100	150	24	2,5	60,5	41,5
Легкая серия						
200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
217	85	150	28	3	89,5	53,0
218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Средняя серия						
300	10	35	11	1	8,06	3,75
301	12	37	12	1	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0

rusautomobile.ru

Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН: динамическая C	Грузоподъемность, кН: статическая C_0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4	133,0	90,0
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0

Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН: динамическая C	Грузоподъемность, кН: статическая C_0
Тяжелая серия						
403	17	62	17	2,0	22,9	11,8
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

П15. ШАРИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ С ДВУМЯ ЗАЩИТНЫМИ ШАЙБАМИ ПО ГОСТ 7242–81



Размеры, мм

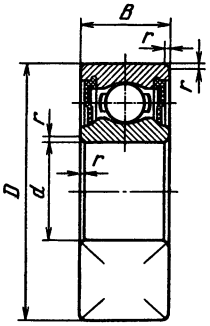
Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН: динамическая C	Грузоподъемность, кН: статическая C_0
Особо легкая серия						
80018	8	22	7	0,5	3,25	1,34
80104	20	42	12	1,0	9,36	4,5
80106	30	55	13	1,5	13,0	6,8
80108	40	68	15	1,5	16,8	9,3

Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН: динамическая C	Грузоподъемность, кН: статическая C_0
Легкая серия						
80200	10	30	9	1,0	5,5	2,65
80201	12	32	10	1,0	6,89	3,1
80202	15	35	11	1,0	7,8	3,55
80203	17	40	12	1,0	9,56	4,5

rusautomobile.ru

Условное обозначение подшипника	*d*	*D*	*B*	*r*	Грузоподъемность, кН: динамическая *C*	Грузоподъемность, кН: статическая C_0	Условное обозначение подшипника	*d*	*D*	*B*	*r*	Грузоподъемность, кН: динамическая *C*	Грузоподъемность, кН: статическая C_0
80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
80205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	80213	65	120	23	2,3	56,0	34,0
80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	80215	75	130	25	2,5	66,0	41,0
80208	40	80	18	2,0	32,0	17,8	80218	90	160	30	3,0	95,6	62,0
80209	45	85	19	2,0	33,2	18,6	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0

П16. ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ С ДВУСТОРОННИМ УПЛОТНЕНИЕМ ПО ГОСТ 8882–75

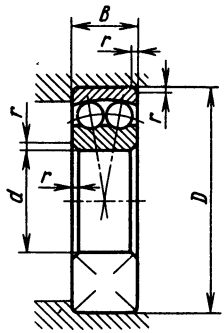


Размеры, мм

Условное обозначение подшипника	*d*	*D*	*B*	*r*	Грузоподъемность, кН: динамическая *C*	Грузоподъемность, кН: статическая C_0	Условное обозначение подшипника	*d*	*D*	*B*	*r*	Грузоподъемность, кН: динамическая *C*	Грузоподъемность, кН: статическая C_0
Легкая серия							**Легкая и средняя широкая серия**						
180201	12	32	10	1	6,89	3,1	180500	10	30	14	1	5,5	2,65
180203	17	40	12	1	9,56	4,5	180501	12	32	14	1	6,8	3,1
180204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	180502	15	35	14	1	7,8	3,55
180205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	180503	17	40	16	1	9,56	4,5
180206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	180504	20	47	18	1,5	12,7	6,2
180207	35	72	17	2	25,5	13,7	180505	25	52	18	1,5	14,0	6,95
							180506	30	62	20	1,5	19,5	10,0
							180508	40	80	23	2	30,3	16,6

rusautomobile.ru

П17. ШАРИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ (ПО ГОСТ 5720–75)



Размеры, мм

Условное обозначение подшипника типа 1000	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки *			
					динамическая C	статическая C_0	e	Y при $\frac{F_a}{F_r} < e$	Y при $\frac{F_a}{F_r} > e$	Y_0
Легкая серия										
1200	10	30	9	1,0	5,53	1,37	0,321	1,960	3,033	2,053
1201	12	32	10	1,0	5,59	1,5	0,334	1,884	2,915	1,973
1202	15	35	11	1,0	7,41	2,04	0,332	1,896	2,935	1,986
1203	17	40	12	1,5	7,93	2,42	0,307	2,052	3,176	2,150
1204	20	47	14	1,5	9,95	3,18	0,273	2,306	3,570	2,416
1205	25	52	15	1,5	12,1	4,0	0,271	2,324	3,597	2,435
1206	30	62	16	1,5	15,6	5,8	0,244	2,576	3,987	2,699
1207	35	72	17	2,0	15,9	6,6	0,230	2,737	4,236	2,867
1208	40	80	18	2,0	19,0	8,55	0,219	2,870	4,442	3,007
1209	45	85	19	2,0	21,6	9,6	0,212	2,972	4,599	3,113
1210	50	90	20	2,0	22,9	10,8	0,214	3,134	4,850	3,283
1211	55	100	21	2,5	26,5	13,3	0,195	3,232	5,002	3,386
1212	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,185	3,407	5,273	3,569
1213	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,170	3,705	5,734	3,882
1214	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,179	3,509	5,431	6,676
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,175	3,596	5,566	3,767
1216	80	140	26	3,0	39,7	23,5	0,160	3,944	6,105	4,132
1217	85	150	28	3,0	48,8	28,5	0,171	3,689	5,710	3,865
1218	90	160	30	3,0	57,2	32,0	0,168	3,758	5,815	3,936
1220	100	180	34	3,5	68,9	40,5	0,173	3,634	5,625	3,808
Средняя серия										
1300	10	35	11	1,0	7,25	2,0	0,330	1,910	2,956	2,000

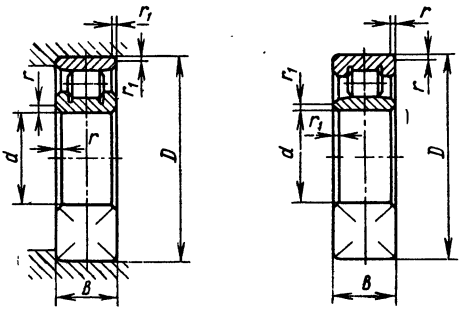
rusautomobile.ru

Условное обозначение подшипника типа 1000	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки *			
					динамическая C	статическая C_0	e	Y при $\frac{F_a}{F_r} < e$	Y при $\frac{F_a}{F_r} > e$	Y_0
1301	12	37	12	1,5	9,36	2,6	0,348	1,811	2,803	1,897
1302	15	42	13	1,5	9,56	2,8	0,334	1,885	2,917	1,975
1303	17	47	14	1,5	12,5	3,66	0,328	1,918	2,968	2,009
1304	20	52	15	2,0	12,5	3,66	0,291	2,166	3,352	2,269
1305	25	62	17	2,0	17,8	6,0	0,279	2,257	3,492	2,364
1306	30	72	19	2,0	21,2	7,7	0,256	2,458	3,804	2,575
1307	35	80	21	2,5	25,1	9,8	0,245	2,570	3,978	2,693
1308	40	90	23	2,5	29,6	12,2	0,241	2,614	4,046	2,739
1309	45	100	25	2,5	37,7	15,9	0,248	2,538	3,928	2,659
1310	50	110	27	3,0	43,6	17,5	0,235	2,676	4,141	2,803
1311	55	120	29	3,0	50,7	22,5	0,234	2,696	4,173	2,824
1312	60	130	31	3,5	57,2	26,5	0,225	2,800	4,334	2,934
1313	65	140	33	3,5	61,8	29,5	0,226	2,785	4,311	2,918
1314	70	150	35	3,5	74,1	35,5	0,224	2,813	4,354	2,947
1315	75	160	37	3,5	79,3	38,5	0,222	2,837	4,390	2,972
1316	80	170	39	3,5	88,4	42,0	0,216	2,918	4,515	3,056
1317	85	180	41	4,0	97,5	48,5	0,217	2,898	4,485	3,036
1318	85	180	41	4,0	117,0	56,0	0,224	2,817	4,360	2,951
1320	100	215	47	4,0	143,0	72,0	0,236	2,673	4,137	2,800
Легкая широкая серия										
1500	10	30	14	1	7,28	1,76	0,65	0,97	1,5	1,02
1506	30	62	20	1,5	15,3	5,7	0,39	1,59	2,47	1,67
1507	35	72	23	2	21,6	8,2	0,37	1,69	2,62	1,77
1508	40	80	23	2	22,5	9,45	0,33	1,9	2,96	1,99
1509	45	85	23	2	23,4	10,7	0,31	2,06	3,19	2,16
1510	50	90	23	2	23,4	11,5	0,29	2,2	3,41	2,31
1516	80	140	33	3	48,8	27,0	0,24	2,49	3,85	2,61
Средняя широкая серия										
1605	25	62	24	2	24,2	7,5	0,47	1,34	2,07	1,4
1606	30	72	27	2	31,2	10,0	0,44	1,43	2,22	1,5
1607	35	80	31	2,5	39,7	12,9	0,46	1,36	2,11	1,43
1608	40	90	33	2,5	44,9	15,7	0,43	1,46	2,25	1,52
1609	45	100	36	2,5	54,0	19,4	0,42	1,51	2,33	1,58
1610	50	110	40	3	63,7	23,6	0,43	1,48	2,29	1,55
1611	55	120	43	3	76,1	28,0	0,41	1,52	2,36	1,6
1612	60	130	46	3,5	87,1	33,0	0,41	1,56	2,41	1,63
1613	65	140	48	3,5	95,6	38,5	0,38	1,65	2,55	1,73
1614	70	150	51	3,5	111,1	44,5	0,38	1,68	2,59	1,76
1616	80	170	58	3,5	135,0	58,0	0,37	1,68	2,61	1,76

rusautomobile.ru

Примечание. При $\frac{F_a}{F_r} < e$ $X = 1$; при $\frac{F_a}{F_r} > e$ $X = 0{,}65$.

П18. РОЛИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ С КОРОТКИМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ (ПО ГОСТ 8328–75)



Размеры, мм

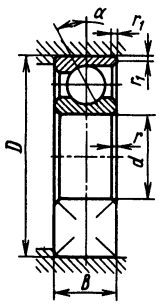
Условное обозначение подшипника типа		d	D	B	r	r_1	Грузоподъемность, кН	
2000	32000						динамическая C	статическая C_0
Легкая серия								
2202	32202	15	35	11	1,0	0,5	8,97	4,25
2204	32204	20	47	14	1,5	1,0	14,7	7,35
2206	32206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	32207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	32208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	32209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	32210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	32211	50	100	21	2,5	2,0	56,1	34,0
2212	32212	60	110	22	2,5	2,5	64,4	43,0
2213	32213	65	120	23	2,5	2,5	76,5	51,0
2214	32214	70	125	24	2,5	2,5	79,2	51,0
2215	32215	75	130	25	2,5	2,5	91,3	63,0
2216	32216	80	140	26	3,0	3,0	106,0	68,0
2217	—	85	150	28	3,0	3,0	119,0	78,0
2218	32218	90	160	30	3,0	3,0	142,0	105,0
2220	32220	100	180	34	3,5	3,5	183,0	125,0

rusautomobile.ru

Условное обозначение подшипника типа		d	D	B	r	r_1	Грузоподъемность, кН	
2000	32000						динамическая C	статическая C_0
Средняя серия								
2305	–	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0
2306	32306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	–	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	32308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	32309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	32310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	32311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	32312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5
2313	32313	65	140	33	3,5	3,5	138,0	85,0
2314	32314	70	150	35	3,5	3,5	151,0	102,0
2315	32315	75	160	37	3,5	3,5	183,0	125,0
2316	32316	80	170	39	3,5	3,5	190,0	125,0
2317	32317	85	180	41	4,0	4,0	212,0	146,0
2318	32318	90	190	43	4,0	4,0	242,0	160,0
2319	32319	95	200	45	4,0	4,0	264,0	190,0
2320	23320	100	215	47	4,0	4,0	303,0	220,0
Средняя широкая серия								
–	32605	25	62	24	2,0	2,0	41,8	24,5
–	32607	35	80	31	2,5	2,0	58,3	38,0
–	32608	40	90	33	2,5	2,5	80,9	51,0
2609	–	45	100	36	2,5	2,5	96,8	67,0
–	32610	50	110	40	3,0	3,0	121,0	80,0
2611	–	55	120	43	3,0	3,0	138,0	98,0
2612	32612	60	130	46	3,5	3,5	168,0	114,0
–	32613	65	140	48	3,5	3,5	190,0	129,0
2614	–	70	150	51	3,5	3,5	212,0	160,0
–	32615	75	160	55	3,5	3,5	260,0	200,0
–	32616	80	170	58	3,5	3,5	275,0	200,0
–	32617	85	180	60	4,0	4,0	297,0	230,0
2619	32619	95	200	67	4,0	4,0	374,0	300,0
2622	32622	110	240	80	4,0	4,0	610,0	540,0
–	32624	120	260	86	4,0	4,0	792,0	630,0
2626	–	130	280	93	5,0	5,0	900,0	750,0
Тяжелая серия								
–	32410	50	130	31	3,5	3,5	130,0	86,5
2411	–	55	140	33	3,5	3,5	142,0	86,5
–	32412	60	150	35	3,5	3,5	168,0	106,0
2413	32413	65	160	37	3,5	3,5	183,0	127,0
–	32414	70	180	42	4	4	229,0	163,0
2416	32416	80	200	48	4	4	303,0	200,0
–	32417	85	210	52	5	5	319,0	228,0
–	32418	90	225	54	5	5	385,0	260,0
–	32419	95	240	55	5	5	419,0	280,0

rusautomobile.ru

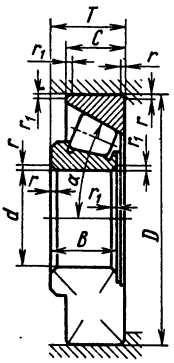
П19. ШАРИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ (ПО ГОСТ 831–75)



Размеры, мм

Условное обозначение подшипника		d	D	B	r	r_1	Грузоподъемность, кН			
							динамическая C типа		статическая C_0 типа	
α = 12°	α = 26°						36000	46000	36000	46000
Легкая серия										
36202	46202	15	35	11	1	0,3	8,15	8,25	3,83	3,65
36203	–	17	40	12	1	0,3	12,0	–	6,12	–
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,1	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	60,8	39,3	38,8
36213	46213	65	120	23	2,5	1,2	–	69,4	–	45,9
36214	–	70	125	24	2,5	1,2	80,2	–	54,8	–
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2	–	78,4	–	53,8
36216	46216	80	140	26	3	1,5	93,6	87,9	65,0	60,0
36217	46217	85	150	28	3	1,5	101,0	94,4	70,8	65,1
36218	46218	90	160	30	3	1,5	118,0	111,0	83,0	76,2
36219	–	95	170	32	3,5	2	134,0	–	95,0	–
–	46220	100	180	34	3,5	2	–	148,0	–	107,0

rusautomobile.ru



П20. РОЛИКОПОДШИПНИКИ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОРЯДНЫЕ (по ГОСТ 333–79)

Размеры, мм

Условное обозначение подшипника	d	D	T	B	c	r	r_1	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
								динамическая C	статическая C_0	e	Y	Y_0
Легкая серия $\alpha = 12 \div 16°$												
7202	15	35	12,0	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,451	1,329	0,731
7203	17	40	13,5	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,314	1,909	1,050
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,882
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,411	1,459	0,802
7212	60	100	24,0	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,351	1,710	0,940
7214	70	125	26,5	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,369	1,624	0,893
7215	75	130	27,5	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,388	1,547	0,851
7216	80	140	28,5	26	22	3,0	1,0	112,0	95,0	0,421	1,426	0,784
7217	85	150	31,0	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,435	1,380	0,759
7218	90	160	33,0	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,383	1,565	0,861
7219	95	170	35,0	32	27	3,5	1,2	168,0	131,0	0,407	1,476	0,812
7220	100	180	37,5	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,402	1,493	0,821
Легкая широкая серия $\alpha = 12 \div 16°$												
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793

rusautomobile.ru

Условное обозначение подшипника	d	D	T	B	c	r	r_1	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
								динамическая C	статическая C_0	e	Y	Y_0
7510	50	90	25,0	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
7511	55	100	27,0	25,0	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,360	1,666	0,916
7512	60	110	30,0	28,0	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,392	1,528	0,840
7513	65	120	33,0	31,0	27	2,5	0,8	119,0	98,0	0,369	1,624	0,893
7514	70	125	33,5	31,0	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,388	1,547	0,851
7515	75	130	33,5	31,0	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,407	1,476	0,812
7516	80	140	35,5	33,0	28	3,0	1,0	143,0	126,0	0,402	1,493	0,821
7517	85	150	39,0	36,0	30	3,0	1,0	162,0	141,0	0,388	1,547	0,851
7518	90	160	43,0	40,0	34	3,0	1,0	190,0	171,0	0,388	1,547	0,851
7519	95	170	46,0	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0	0,383	1,565	0,861
7520	100	180	49,5	46,0	39	3,5	1,2	250,0	236,0	0,402	1,493	0,821
Средняя серия $\alpha = 10 \div 14°$												
7304	20	52	16,5	16	13			26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0		33,0	23,2	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17		0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5		54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5		66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5		83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23			100,0	75,5	0,310	1,937	1,065
7311	55	120	32,0	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,332	1,804	0,992
7312	60	130	34,0	31	27			128,0	96,5	0,305	1,966	1,081
7313	65	140	36,5	33	28			146,0	112,0	0,305	1,966	1,081
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,310	1,937	1,065
7315	75	160	40,5	37	31			180,0	148,0	0,328	1,829	1,006
7317	85	180	45,0	41	35			230,0	195,0	0,314	1,909	1,050
7318	90	190	47,0	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,319	1,881	1,035
Средняя широкая серия $\alpha = 11 \div 15°$												
7604	20	52	22,5	21	18,5			31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2,0	0,8	47,5	36,6	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23			63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27			76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31			114,0	90,5	0,291	2,058	1,131
7611	55	120	46,0	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,323	1,855	1,020
7612	60	130	49,0	47,5	39			186,0	157,0	0,305	1,966	1,081
7613	65	140	51,5	48	41			210,0	168,0	0,328	1,829	1,006
7614	70	150	54,5	51	43	3,5	1,2	240,0	186,0	0,351	1,710	0,940
7615	75	160	58,5	55	46,5			280,0	235,0	0,301	1,996	1,198

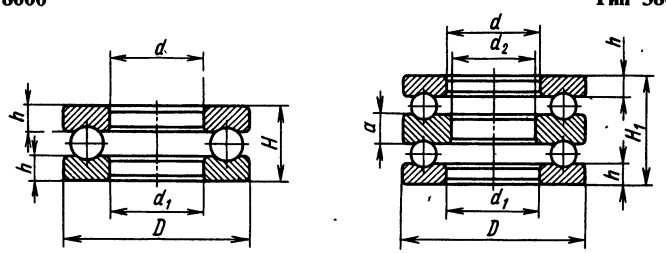
rusautomobile.ru

Условное обозначение подшипника	d	D	T	B	c	r	r_1	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
								динамическая C	статическая C_0	e	Y	Y_0
7616	80	170	62,0	59,5	49			310,0	290,0	0,316	1,895	1,042
7618	90	190	68,0	66,5	53,5			370,0	365,0	0,301	1,996	1,198
7620	100	215	78,0	73	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0	0,314	1,909	1,050
Средняя серия* $\alpha = 25 \div 29°$												
27306	30,0	72,0	21,0	19,0	14,0	2,0	0,8	35,0	20,6	0,721	0,833	0,458
27307	35,0	80,0	23,0	21,0	15,0	2,5	0,8	45,0	29,0	0,786	0,763	0,420
27308	40,0	90,0	25,5	23,0	17,0	2,5	0,8	56,0	37,0	0,786	0,763	0,420
27310	50,0	110,0	29,5	29,0	19,0	3,0	1,0	80,0	53,0	0,797	0,752	0,414
27311	55,0	120,0	32,0	29,0	21,0	3,0	1,0	92,0	58,0	0,814	0,737	0,504
27312	60,0	130,0	34,0	31,0	22,0	3,5	1,2	105,0	61,0	0,699	0,858	0,472
27313	65,0	140,0	36,5	33,0	23,0	3,5	1,2	120,0	70,0	0,753	0,796	0,438
27315	75,0	160,0	40,5	37,0	26,0	3,5	1,2	150,0	93,5	0,826	0,726	0,400
27317	85,0	180,0	45,0	41,0	30,0	4,0	1,5	180,0	146,0	0,764	0,785	0,432

* По ГОСТ 7260–81.

П21. ШАРИКОПОДШИПНИКИ УПОРНЫЕ (по ГОСТ 6874–75)

Тип 8000 **Тип 38000**



Размеры, мм

Условное обозначение подшипника, тип		d	d_2	D	H	H_1	r	a	h	Грузоподъемность, кН	
8000	38000									динамическая C	статическая C_0
Легкая серия											
8201	–	12	–	26	11	–		–	3,3	11,2	16,7
8202	38202	15	10	32	12	–		5	3,7	13,8	18,2

rusautomobile.ru

Условное обозначение подшипника, тип		d	d_2	D	H	H_1	r	a	h	Грузоподъемность, кН	
8000	38 000									динамическая C	статическая C_0
8204	38204	20	15	40	14	26	1,0	6	4,7	19,9	30,0
8205	38205	25	20	47	15	28		7	4,2	24,7	40,0
8206	38206	30	25	52	16	29		7	4,8	25,5	46,0
8207	38207	35	30	62	18	34		8	5,0	35,1	66,5
8208	38208	40	30	68	19	36		9	5,2	39,7	78,5
8209	38209	45	35	73	20	37		9	5,7	41,0	89,0
8210	38210	50	40	78	22	39		9	6,3	43,0	103,0
8211	38211	55	45	90	25	45		10	7,1	63,7	127,0
8212	38212	60	50	95	26	46	1,5	10	7,3	65,0	150,0
8213	38213	65	55	100	27	47		10	8,0	66,3	150,0
8214	38214	70	55	105	27	47		10	8,0	70,0	158,0
8215	38215	75	60	110	27	47		10	8,0	71,5	166,0
8216	38216	80	65	115	28	48		10	8,3	80,0	188,0
8217	38217	85	70	125	31	55		12	8,8	85,0	235,0
8218	38218	90	75	135	35	62		14	10,5	108,0	285,0
8220	38220	100	82	150	38	67	2,0	15	11,1	133,0	330,0
					Средняя серия						
8305	–	25	–	52	18	–		–	5,0	33,8	50,0
8306	–	30	–	60	21	–		–	6,0	40,3	66,5
8307	–	35	–	68	24	–	1,5	–	7,0	49,4	83,5
8308	–	40	–	78	26	–		–	7,6	65,0	107,0
8309	–	45	–	85	28	–		–	8,2	71,5	130,0
8310	–	50	–	95	31	–		–	9,1	87,1	161,0
8311	–	55	–	105	35	–		–	10,1	112,0	213,0
8312	–	60	–	110	35	–	2,0	–	10,1	119,0	213,0
8313	–	65	–	115	36	–		–	20,5	114,0	249,0
8314	–	70	–	125	40	–		–	12,0	133,0	290,0
8315	–	75	–	135	44	–		–	13,0	153,0	340,0
8316	–	80	–	140	44	–		–	13,0	159,0	340,0
8318	–	90	–	155	50	–	2,5	–	14,5	199,0	445,0
8320	–	100	–	170	55	–		–	16,0	238,0	480,0

Примечание. Размер $d_1 = d + 0{,}2$ мм.

rusautomobile.ru

П22. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ТОЧНОСТЬ И ПАРАМЕТРЫ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Детали	Сопрягаемые поверхности	Диаметр, мм	Квалитет точности изготовления по ГОСТ 25347–82	Степень кинематической точности венцов зубчатых колес ГОСТ 1643–81	Допуски формы и расположения поверхностей по СТ СЭВ 368–76				Параметр шероховатости поверхности Ra, мкм, по ГОСТ 2789–73
					круглости	цилиндричности	перпендикулярности	соосности	
Гибкое колесо	Гладкие внутренняя и наружная	150–1000, модуль 0,3–1,5	6–9	–	0,01–0,02	0,01–0,05	–	0,01–0,05	1,25–2,5
	Торцы		9	–	–	–	0,01–0,05	–	2,5–5
	Зубчатый волновой венец		–	7С, 7РХ	–	–	–	–	2,5–5
Жесткое колесо	Торцы	0,3–1,5	8–10	–	–	–	0,01–0,06	–	2,5–5
	Зубчатый волновой венец			7С, 7РХ	–	–	–	–	2,5–5
Диски генератора	Наружная и внутренняя	150–1000	6–9	–	0,01–0,05	0,01–0,05	–	0,01–0,05	1,25–2,5
	Торцы		8–10	–	–	–	0,1–0,2	–	3,2
Ступица-кулачок	Наружная	150–1000	5–8		–	Контроль по шаблону		–	0,65–1,25
	Торцы		8–10	–	–	–	0,1–0,2	–	2,5–5

russtotools.ru

П23. ПЕРЕВОД ЧИСЕЛ ТВЕРДОСТИ $HRC_э$ ШКАЛЫ С РОКВЕЛЛА, ВОСПРОИЗВОДИМОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫМ СПЕЦИАЛЬНЫМ ЭТАЛОНОМ, В ЧИСЛА ТВЕРДОСТИ *HRC* ШКАЛЫ С РОКВЕЛЛА, РАНЕЕ ПРИМЕНЯВШЕЙСЯ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

$HRC_э$	*HRC*	$HRC_э$	*HRC*	$HRC_э$	*HRC*	$HRC_э$	*HRC*
20,0	17,8	32,0	30,2	44,0	42,5	56,0	54,9
20,5	18,3	32,5	30,7	44,5	43,0	56,5	55,4
21,0	18,8	33,0	31,2	45,0	43,5	57,0	55,9
21,5	19,3	33,5	31,7	45,5	44,1	57,5	56,4
22,0	19,9	34,0	32,2	46,0	44,6	58,0	56,9
22,5	20,4	34,5	32,7	46,5	45,1	58,5	57,4
23,0	20,9	35,0	33,2	47,0	45,6	59,0	58,0
23,5	21,4	35,5	33,8	47,5	46,1	59,5	58,5
24,0	21,9	36,0	34,3	48,0	46,6	60,0	59,0
24,5	22,4	36,5	34,8	48,5	47,1	60,5	59,5
25,0	23,0	37,0	35,3	49,0	47,7	61,0	60,0
25,5	23,5	37,5	35,8	49,5	48,2	61,5	60,5
26,0	24,0	38,0	36,3	50,0	48,7	62,0	61,0
26,5	24,5	38,5	36,8	50,5	49,2	62,5	61,6
27,0	25,0	39,0	37,4	51,0	49,7	63,0	62,1
27,5	25,5	39,5	37,9	51,5	50,2	63,5	62,6
28,0	26,0	40,0	38,4	52,0	50,7	64,0	63,1
28,5	26,6	40,5	38,9	52,5	51,3	64,5	63,6
29,0	27,1	41,0	39,4	53,0	51,8	65,0	64,1
29,5	27,6	41,5	39,9	53,5	52,3	65,5	64,6
30,0	28,1	42,0	40,5	54,0	52,8	66,0	65,2
30,5	28,6	42,5	41,0	54,5	53,3	66,5	65,7
31,0	29,1	43,0	41,5	55,0	53,8	67,0	66,2
31,5	29,6	43,5	42,0	55,5	54,3	67,5	66,7

Примечание. Промежуточные значения находят методом линейной интерполяции.

rusautomobile.ru

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя, 6-е изд. М.: Машиностроение, 1982, т. 1, 728 с.; т. 2, 584 с.; т. 3, 576 с.

2. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. 3-е изд. М.: Наука, 1975. 638 с.

3. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.** Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 575 с.

4. **Боков В. П., Чернилевский Д. В., Будько П. П.** Детали машин: Атлас конструкций. М.: Машиностроение, 1983. 115 с.

5. **Бушуев В. В.** Гидростатическая смазка в тяжелых станках. М.: Машиностроение, 1979. 88 с.

6. **Волновые** зубчатые передачи/Под ред. Д. П. Волкова, А. Ф. Крайнева. Киев: Техніка, 1976. 216 с.

7. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач: Справочник. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982, 336 с.

8. **Гузенков П. Г.** Детали машин. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1982. 352 с.

9. **Детали** машин. Атлас конструкций/Под ред. Д. Н. Решетова. М. Машиностроение, 1979. 368 с.

10. **Дружинин Н. С., Цылбов П. П.** Выполнение чертежей по ЕСКД. М.: Изд-во стандартов, 1975. 542 с.

11. **Дунаев П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин. 3-е изд. М.; Высшая школа, 1978. 352 с.

12. **Иванов А. И.** Основы взаимозаменяемости и технические измерения. М.: Колос, 1975. 496 с.

13. **Иванов М. Н.** Волновые зубчатые передачи. М.: Высшая школа, 1981. 180 с.

14. **Коровчинский М. В.** Теоретические основы работы подшипников скольжения. М.: Машиностроение, 1959. 403 с.

15. **Курсовое** проектирование деталей машин/Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983. 393 с.

16. **Методические** рекомендации по технической механике/Под ред. Г. М. Ицковича. М.: Высшая школа, 1979. 120 с.

17. **Мотор-редукторы** и редукторы: Каталог. М.: Изд-во стандартов, 1978. 311 с.

18. **Орлов П. И.** Основы конструирования. М.: Машиностроение, 1977, т. 1, 623 с.; т. 2, 574 с.; т. 3, 357 с.

19. **Перель Л. Я.** Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 588 с.

20. **Планетарные** передачи /Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдящева. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1977. 526 с.

21. **Поляков В. С., Барбаш И. Д.** Муфты. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1973. 336 с.

22. **Пуш А. В.** Оптимизация потерь на трение в гидростатических опорах. – Трение и износ. 1982, т. 3, № 1. с. 129 – 137.

rusautomobile.ru

23. **Пуш А. В.** Оптимизация гидростатических подшипников с помощью ЭВМ. – Станки и инструмент, 1980, №10, с. 6 – 8.

24. **Решетов Д. Н.** Детали машин. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1974. 655 с.

25. **Решетов Д. Н.** Работоспособность и надежность деталей машин. М.: Высшая школа, 1974. 206 с.

26. **Снесарев Г. А.** Конструирование редукторов. – В кн.: Методические рекомендации по технической механике. М.: Высшая школа, 1982, вып. 6, с. 4 – 71.

27. **Снесарев Г. А.** Расчет надежности редукторов. – Вестник машиностроения, 1982, № 4, с. 47 – 53.

28. **Сборник** задач и примеров расчета по курсу деталей машин /Под ред. Г. М. Ицковича, С. А. Чернавского. М.: Машиностроение, 1974. 286 с.

29. **Справочник** металлиста, Т. I/Под ред. С. А. Чернавского. М.: Машиностроение, 1976. 768 с.

30. **Часовников Л. Д.** Передачи зацеплением. М.: Машиностроение, 1969. 488 с.

31. **Чернин И. М., Кузьмин А. В., Ицкович Г. М.** Расчеты деталей машин. Минск: Вышейш. школа, 1974. 592 с.

32. **Электрические** машины: Каталог. М.: Изд-во стандартов, 1973. 608 с.

rusautomobile.ru

А **Агрегат** – Понятие 4

Б **База контактных напряжений** – Понятие 79
Блочность – Понятие 7
Бобышки – Размеры для размещения подшипников 421
Болты – Диаметры отверстий под болты 421
– стяжные – Установка вблизи подшипников 420

В **Валы** – Материалы и упрочнение 426, 427
– Ориентировочный расчет 296
– Проверочный расчет после завершения компоновки редуктора 426
– Проектный и проверочный расчеты 296 – 301
– Схемы нагружения 293
– Участки вала, вызывающие концентрацию напряжений 298
Валы вертикальные – Установка подшипников 336, 337
– со шпоночными канавками – Расчет 300
– тихоходные – Конструирование 422 – 424
– шлицевые – Расчет 300, 301
Валы-шестерни – Конструирование 424, 425
– плавающие 335
Ванна масляная 351, 352, 355
Взаимозаменяемость – Понятие 7
Винт – Расчет на устойчивость 243
Вкладыши подшипников 382
Водила – Конструирование 171, 172
Волновые зубчатые передачи – Геометрический расчет генераторов волн 194, 195
– Гибкие колеса, 182, 183
– Жесткие колеса 183, 184
– КПД, смазывание и тепловой режим 199, 200
– Материалы и прочностные характеристики основных деталей 185
– Механические генераторы волновой деформации 183 – 186
– Общие сведения 180 – 182
– Определение основных размеров и чисел зубьев колес 180 – 195
– Основные звенья передач 182 – 186
– Основные определения и обозначения 179, 180
– Подбор подшипников для генераторов волн 195 – 197
– Проверочный расчет зацепления на прочность 197 – 199
– Рекомендуемые точность и параметры шероховатости поверхностей 542
Втулки порошковые 380
Вязкость масла – Значения 353, 441 – Номограмма для определения 354

Г **Гайки** круглые шлицевые – Конструкции и размеры 328
– с контрящим винтом – Конструкции и размеры 327
Галтели 298 – Размеры 339
ГОСТ 2.102 – 68 497
2.103 – 68 8
2.104 – 68 499
2.106 – 68 497
2.108 – 68 511
2.109 – 73 508, 510, 513
2.301 – 68 506
2.303 – 68 508
2.305 – 68 508, 510, 513, 514
2.306 – 68 510
2.308 – 79 514, 516

rusautomobile.ru

2.309–73 514
2.315–68 514, 517
7.1–76 505
32–74 353
333–79 538
520–71 341
592–81 281, 285
831–75 537
1033–79 352
1050–74 331
1139–80 305
1284.1–80 263
1284.2–80 263
1284.3–80 263, 265, 268, 269
1585–79 285
1643–81 73, 92, 413, 514
1957–73 352
2789–73 514, 542
3057–79 492–496
4366–76 352
5006–55 462
5720–75 533
6033–80 307, 308
6267–74 352
6411–76 353
6480–78 353
6636–69 296
6874–75 540
6982–75 259
7242–81 531
7805–70 511
8328–75 535
8338–75 530
8752–79 357
8773–73 352
8820–69 423
8882–75 532
9369–77 229–231
9389–75 488, 491
9563–60 189
11521–82 380
11522–82 380
11523–82 380
11524–82 380
11525–82 380
11607–82–380
11608–82 380
11609–82 380
11610–82 380
11871–80 328
11872–80 329
12460–67 327
13552–81 280, 290, 291
13568–75 278–280
13576–81 289, 292
13755–81 73, 110, 190
13764–68 487
13942–80 330
13943–80 331
14084–76 464, 465
14959–79 492
15620–77 477
15621–77 481
15622–77 485
16162–78 369
17383–73 257, 274, 277
17699–72 235
18511–73 337
18512–73 337
18697–73 257
19337–73 352
19523–81 519, 521
20373–80 32
20421–75 352
20720–81 460
20742–81 460, 461
20761–80 458, 459
20799–75 353, 410
20884–82 464, 466
20889–80 277
20890–80 277
20891–80 277
20892–80 277
20893–80 277
20894–80 277
20895–80 277
20896–80 277
20897–80 277
20898–80 277
21150–75 352
21355–75 524, 525
21356–75 527–529
21424–75 463
21425–75 305
21743–76 353
22916–78 523, 524
23106–78 459
23108–78 196, 197
23179–78 188, 206
23360–78 302, 303
23831–79 257–259
24068–80 301
24071–80 303
24246–80 458
24642–81 516
24643–81 516
25022–81 522
25346–82 392
25347–82 350, 392, 515

rusautomobile.ru

Д **Деталь** – Понятие 4
DIN 8195 283, 287
Диски смазочные 442
Дифференциальные передачи – см. *Планетарные передачи*
Документы конструкторские – Виды и комплектность 509
Е **Единица сборочная** – Понятие 4 – Пример конструкции 6
З **Задание техническое** – Понятие 8
Зазор осевой для подшипников – Допускаемые пределы 333
Записка пояснительная – Общие требования 497 – 501
– Оформление иллюстраций и приложений 504
– Оформление литературы и содержания 505, 506
– Оформление расчетов 503, 504
– Построение 501 – 503
– Построение таблиц 504, 505
– Пример оформления титульного листа 498
Звездочки для зубчатых цепей – Основные параметры 292
– для пластинчатых роликовых цепей – Расчет и построение профиля зубьев 285, 286
Звено механизма – Понятие 4
– входное – Понятие 5
– выходное – Понятие 5
– промежуточное – Понятие 5
Зубчатые передачи – График нагрузки 76, 78
– Классы нагрузки 77
– Критерии работоспособности 76
– Обозначения параметров 73, 74
– Основные виды отказов 75
– Режимы нагружения 76
– Степени точности 96
Зубчатые передачи конические – Геометрический расчет 134 – 138
– Определение основных параметров 126 – 134
– Пример определения сил в зацеплении 140
– Размеры конических зубчатых колес 135
– Силы в зацеплении 138 – 140
Зубчатые передачи конические косозубые 294, 295
– прямозубые 294
– с круговыми зубьями 294, 295
Зубчатые передачи цилиндрические – Геометрический расчет 107, 108
– Главные параметры 97 – Определение основных параметров 97 – 107 – Силы в зацеплении 109
– косозубые 293
– открытые – Основные параметры 106, 107
– прямозубые 293
– со смещением производящего исходного контура – Восстановление рабочих поверхностей зубьев изношенных колес 123 – Выполнение передачи с заданным межосевым расстоянием, не равным делительному 122 – 125 – Пример определения коэффициентов смещения 120 – Увеличение нагрузочной способности 114 – 123 – Уменьшение глубины врезания зубьев шестерни в тело вала 123
– шевронные 293, 294
И **Изделие** – Общие принципы и порядок конструирования 5 – 7 – Понятие 4
К **Канавки** для выхода шлифовальных кругов 340, 341
– смазочные – Расположение 382
– шпоночные 298
Классы точности подшипников 341
Клиноременные передачи – Номинальная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем 265, 266
– Номограмма для выбора сечения клинового ремня 266
– Расчет 262 – 271
– Способы установки электродвигателя 264
– Стандартный ряд диаметров шкивов 267

rusautomobile.ru

Колеса волновых передач гибкие 182, 183
– жесткие 183, 184
Колеса зубчатые – Выбор марок сталей для зубчатых колес 87–89
– Допускаемые напряжения 89–91
– Механические свойства сталей 88
– Режим работы и расчетная нагрузка 76–85
– Способы упрочнения 86–87
– Типовые графики нагрузки 78
Колеса зубчатые конические – Конструирование 430, 431 – Размеры 135
– конические бандажированные 431
– планетарных редукторов 429, 430
Колеса зубчатые цилиндрические – Зацепление колес, нарезанных со смещением производящего исходного контура 110–125
– Конструирование 427–429
– Силы в зацеплении 293
– Устранение подрезания ножек зубьев колеса 112–114
Колеса смазочные 443
– червячные – Конструирование 431 – Материалы 211–213
– шевронные 293, 429
Кольца внутренние эксцентрические для крепления подшипников в корпусе 331, 332
– мазеудерживающие 356
– наружные эксцентрические для крепления подшипников на валу 330
Коэффициент безопасности – Значения 90
– динамичности при расчете на изгибную выносливость – Значения 97
– динамичности при расчете на контактную выносливость – Значения 96
– долговечности – Формула 79
– долговечности по изгибу – Формула 83
– долговечности по контактным напряжениям – Формула 83
– концентрации нагрузки 93, 94
– нагрузки 127 – График 92 – Формулы 92
– наклона зуба зубчатых колес – Формула 101
Коэффициеит преемственности – Формула 7, 8
– смещения – Графики для определения 113, 114, 118–120 – Максимальные значения для прямозубых передач 116, 117 – Формулы 112, 113, 115
– стандартизации – Формула 7
– трения 483
– формы зуба – Значения 101
– эквивалентности – Графики нагрузки, эквивалентные по величине коэффициентам эквивалентности 80, 81 – Значения в зависимости от классов нагрузки 77 – Формула 76
– эквивалентности по изгибу – Формула 82
Кривая усталости унифицированная 79
Крышки закладные – Конструкции и размеры 338
– прижимные 337 – Конструкции 338

М Манжеты резиновые армированные 357
Масла, применяемые в подшипниковых узлах 353
Маслоотражатели 444
Маслоуказатели жезловые 447
– трубчатые 448
– фонарные 448
Материалы подшипников скольжения – Антифрикционные сплавы 380
– Антифрикционный чугун 378, 379
– Бронзографит 380
– Бронзы 379
– Железографит 380
– Серый чугун 378

rusautomobile.ru

Материалы смазочные – Масла, применяемые в подшипниковых узлах 353
– пластичные 352, 355
Машина – Понятие 4
Механизм – Понятие 4
Мотор-редукторы 44, 45, 50, 51
– волновые – Пример расчета 200–206
– типа МПз 524–526
– типа МПз2 527–529
Муфты жесткие 456, 457
– втулочные 458
– продольно-свертные 459
– фланцевые 458, 459
Муфты компенсирующие 456
– зубчатые 461, 462
– кулачково-дисковые 460
– цепные 460, 461
Муфты предохранительные 456, 474, 475
– кулачковые 477–479 – Пример расчета 479, 480
– со срезным штифтом 476, 477
– фрикционные 481–484
– фрикционные дисковые 484–486
– шариковые 480, 481
Муфты сцепные 456, 491
Муфты упругие 456
– втулочно-пальцевые 462–464
– постоянной жесткости 467–469
– пружинные 464, 465, 467
– со звездочкой 464, 465
– с плоскими пружинами 469–473 – Пример расчета 473, 474
– с торообразной оболочкой 464–466

Н Надежность – Понятие 5
Насос шестеренный 445

О Опоры валов – Компоновка подшипниковых узлов 316–323 – Порядок проектирования 309
– плавающие 316–318
– фиксирующие 316–320, 333, 334

П Пара кинематическая – Понятие 5

Передача винт – гайка – Кинематический расчет 238, 239 – Силовой расчет 239, 240
– с трением качения 244, 245 – Конструкция винтовых шариковых пар 252–254 – Нагружение винтовой шариковой пары 248–252 – Определение основных параметров 245–248 – Порядок проектирования 254, 255
– с трением скольжения 240–242 – Проектирование 242–244
Передачи – Выбор типа 21, 22
– винтовые – см. *Передача винт – гайка*
– волновые – см. *Волновые зубчатые передачи*
– зубчатые – см. *Зубчатые передачи*; *Зубчатые передачи конические*; *Зубчатые передачи цилиндрические*
– планетарные – см. *Планетарные передачи*
– плоскоременные – см. *Плоскоременные передачи*
– реечные – Основные параметры 107
– ременные – см. *Ременные передачи*
– цепные – см. *Цепные передачи*
– червячные – см. *Червячные передачи*
Планетарные передачи – Выбор кинематической схемы 146–149
– Конструкции 165–172
– Области применения 146
– Определение передаточного отношения 143–146
– Пример проектирования 172–178
– Расчет 149–165
– Типы 141–143
Планетарные передачи дифференциальные 141 – Выбор кинематической схемы 146, 147 – Выбор чисел зубьев 161 – Определение КПД 161, 162 – Определение переда-

rusautomobile.ru

точного отношения 143
замкнутые дифференциальные 141, 142 – Выбор кинематической схемы 147–149 – Выбор чисел зубьев 161 – Определение КПД 161, 163, 164 – Определение передаточного отношения 145, 146
– простые 141–143 – Определение передаточного отношения 144 – Расчет – см. *Расчет простых планетарных передач*
Плиты фундаментные – Конструирование 449–455
– литые 451, 452
– сварные 451–454
Плоскоременные передачи 256, 257 – Выбор типа ремня 257–259 – Схема 256
– резинотканевыми ремнями – Расчет 259–262
Подпятники плоские – Расчет 377, 378
Подшипники гидростатические 395
– Конструкции 398
– Номограмма для определения вязкости смазочной жидкости 410
– Особенности конструирования 410–412
– Пример расчета 408–410
– Принцип работы 395–397
– Расчет 400–408
– Типы 397
Подшипники гидростатические комбинированные 399
– конические 399
– радиально-упорные 397, 399
– радиальные 398, 399
– сферические 399
– упорные 398, 399

Подшипники качения – Виды нагружения колец 342, 343
– Выбор 359–374
– Долговечность 359, 367–370
– Классы точности 341
– Крепление на валу и в корпусе 323–334
– Нагрузка эквивалентная 359–363, 365–367
– Нагрузки осевые 364–366
– Поля допусков 346–350
– Посадки 342–344
– Предельные отклонения колец 351
– Примеры подбора подшипников и определения их долговечности 372–374
– Смазывание – см. *Смазывание подшипниковых узлов*
– Способы крепления колец 323–332
– Способы регулирования зазоров 333
– Торцовое крепление внутреннего кольца 325, 326
– Условные обозначения 344, 345

Подшипники качения гибкие 188
– роликовые – см. *Роликоподшипники*
– шариковые – см. *Шарикоподшипники*

Подшипники скольжения – Гидродинамический расчет 383–395
– Конструкции 380–383
– Материалы 378–380
– Пример расчета 392, 393
– Расчет при недостаточной смазке 375–378
– Трение в подшипниках 386–390
Предел выносливости длительной контактной – Понятие 79
– стали – Значения 90
Преемственность конструктивная – Понятие 6, 7
Привод – Выбор электродвигателя 22–27
– Задания на проектирование 12–20
– Кинематический расчет 21, 22
– Передаточное отношение 28–30
– Понятие 5
Принцип модульный – Понятие 7
Пробка 445
– коническая 446, 447
Пробка-отдушина 446
Проект – Понятие 8

rusautomobile.ru

– технический – Понятие 9
– эскизный – Понятие 8
Проектирование деталей машин – Применение ЭВМ 9 – 11
– курсовое – Тематика 11 – 20
Пружины растяжения – Расчет 490
– растяжения-сжатия цилиндрические винтовые 487 – Классы 487 – Пример расчета 491, 492 – Расчет на жесткость 489 – Расчет на прочность 488, 489
– сжатия – Расчет 489, 490
– тарельчатые 492 – 494 – Пример подбора 494, 495
Пята гребенчатая – Расчет 378

Р Расчет простых планетарных передач – Выбор чисел зубьев 149 – 156
– Определение вращающих моментов и сил в зацеплениях и опорах осей и валов 157, 158
– Определение КПД 156, 157
– Расчет на изгибную прочность 160, 161
– Расчет на контактную прочность 158, 159
– Условия собираемости 151, 152

Редукторы – Главные параметры 413, 414
– Выбор основных параметров 51 – 57
– Выбор типа и схемы установки подшипника 435 – 437
– Исполнение 32
– Конструирование корпусов 414 – 421
– Конструирование опорных узлов 334 – 341
– Конструкции подшипниковых узлов 437 – 439
– Обозначение типа 31, 32
– Обозначение типоразмера 32
– Основная энергетическая характеристика 32
– Охлаждение 448, 449
– Понятие 31
– Регулирование подшипников 439, 440
– Рекомендуемые передаточные отношения 58
– Ряд нормальных вращающих моментов 84
– Способы смазывания 441 – 448
– Технический уровень 33
– Формулы для расчета номинальных консольных сил 84
Редукторы волновые 46 – Выбор основных параметров 54
– волновые зубчатые одноступенчатые – Основные параметры 196
– конические 40, 41 – Выбор основных параметров 54, 55 – Пример определения основных параметров 129 – 134 – Схема 126
– коническо-цилиндрические 41 – Выбор основных параметров 55, 56
– коническо-цилиндрические двухступенчатые 41 – 43 – Разбивка передаточного отношения 69, 70
– коническо-цилиндрические трехступенчатые 43, 44 – Разбивка передаточного отношения 70, 71
– планетарные 44 – 46 – Выбор основных параметров 53, 54 – Разбивка передаточного отношения 67 – 69
– типа Пз2 523, 524

Редукторы цилиндрические – Выбор основных параметров 52, 53
– двухступенчатые 35 – 38 – Разбивка передаточного отношения 59 – 64
– многоступенчатые 39
– одноступенчатые 33, 34 – Пример определения параметров 102 – 106
– трехступенчатые 38, 39 – Разбивка передаточного отношения 64 – 67
Редукторы цилиндрочервячные 49 – Выбор основных параметров 57 – Разбивка передаточного отношения 72
– червячно-цилиндрические 48, 49 – Выбор основных

rusautomobile.ru

параметров 57 – Разбивка передаточного отношения 72
– червячные 46–48, 419 – Выбор основных параметров 56, 57 – КПД 225–227 – Нагрев 227–229 – Пример определения основных параметров 219–222
– червячные двухступенчатые – Разбивка передаточного отношения 72
Ременные передачи – Нагрузка на вал 295
– клиноременные – см. *Клиноременные передачи*
– плоскоременные – см. *Плоскоременные передачи*
– поликлиновыми ремнями – Расчет 272–274
Ремни – Выбор типа 257–259
– клиновые 263
– кожаные 257
– поликлиновые со шнуровым кордом 272
– резинотканевые 257, 258
– хлопчатобумажные 259
Ремонтопригодность – Понятие 5
Роликоподшипники игольчатые 311, 312
– конические однорядные 538–540
– радиально-упорные конические двухрядные 315, 316
– радиально-упорные однорядные 315
– радиальные двухрядные сферические 313
– радиальные с витыми роликами 312
– радиальные с короткими цилиндрическими роликами 311, 535, 536
– сферические однорядные 310, 311
РТМ 3840528–74 272

С Сателлиты 430 – Конструкции 169–171 – Номинальные радиусы расположения осей 522
Смазывание подшипниковых узлов – Номограмма для определения вязкости масла 354 – Смазочные материалы 351–353 – Способы 351, 352, 354, 355
– масляным туманом 354, 355
– погружением в масляную ванну 352, 355
– под давлением 354
– фитильное 354
Смещение производящего исходного контура 110–125
Соединения бесшпоночные с гарантированным натягом – Расчет и конструирование 432–434
– шлицевые – см. *Шлицевые соединения*
– шпоночные 301–304, 431, 432
Стандартизация – Понятие 7
СТ СЭВ 266–76 207
308–76 110
311–76 207
368–76 542
773–77 346, 347
1797–79 518

Т ТУ 3810196–76 352
38101419–73 352

У Узел – Понятие 4
Унификация – Понятие 7
Уплотнения гидростатических подшипников 411
– комбинированные 356
– контактные 356
– лабиринтные 356–358
– манжетные 356, 357
– центробежные 356, 357
– щелевые 356, 358
Устройства дросселирующие 412

Ц Цепи приводные – Типы 278
– зубчатые – Нормативный коэффициент запаса прочности 291 – Основные параметры звездочек 292 – Профиль зубьев звездочек 292
– зубчатые с односторонним зацеплением – Основные параметры 290, 291
– роликовые – Конструкции и размеры 279, 280 – Примеры условного обозначения 280

rusautomobile.ru

– роликовые пластинчатые – Расчет и построение профиля зубьев звездочек 285, 286
Цепные передачи – Выбор основных параметров 280–286
– Давление в шарнирах 283
– Длина цепи 281
– Коэффициент запаса прочности 284
– Межосевое расстояние 282
– Нагрузка на вал 296
– Порядок расчета передачи приводной роликовой цепью 286–288
– Расчет передачи зубчатыми цепями 289–292
– Типы приводных цепей 278

Ч **Червяки** – Конструирование 425, 426 – Материалы 211
Червячные передачи – Виды отказов 208, 209
– Виды расчетов 208, 209
– Геометрический расчет 222–224
– Допускаемые напряжения 213, 214
– Коэффициент нагрузки 213–215
– КПД червячного редуктора 225–227
– Материалы червячных пар 211–213
– Нагрев редуктора 227–229
– Обозначения параметров 207, 208
– Определение основных параметров 215–222
– Режим работы и расчетная нагрузка 209–211
– Силы в зацеплении 224, 225, 294, 295
Червячные передачи глобоидные – Основные параметры 229–234 Порядок определения основных геометрических параметров 235–237 – Проектирование 229–237
Чертежи – Масштабы изображений 508
– Нанесение надписей, технических требований и таблиц 516, 517
– Обозначение предельных отклонений размеров 515, 516
– Обозначение шероховатости поверхностей 514, 515
– Обозначения и размеры чертежных листов 506
– Общие правила выполнения 506–509
– Указание допусков формы и расположения поверхностей 516
– Упрощенное изображение стандартных крепежных деталей и нанесение размеров отверстий 517, 518
– Упрощенное и условное изображение подшипников 518
Чертежи габаритные 509
– сборочные 509 – Спецификация 511–513

Ш **Шайбы стопорные многолапчатые** – Конструкция и размеры 329
Шарикоподшипники радиально-упорные 313
– радиально-упорные однорядные 537
– радиально-упорные сдвоенные 314
– радиальные двухрядные сферические 312, 313
– радиальные однорядные 309, 310, 530, 531
– радиальные однорядные с двумя защитными шайбами 531, 532
– радиальные однорядные с двусторонним уплотнением 532
– радиальные сферические двухрядные 533–535
– с канавкой на наружном кольце 310
– с шайбами 310
– упорные 316, 540, 541
Шероховатость поверхности – Обозначение на чертежах 514, 515 – Рекомендуемые параметры для волновых зубчатых передач 542
Шестерня солнечная 430
Шкивы для приводных ремней клиновых – Размеры 276

rusautomobile.ru

– плоских – Конструкции 275 – Типы и размеры 274, 275, 277
Шлицевые соединения 432 – Расчет 304 – 308
– прямобочные – Конструкция и размеры 305 – 307
– эвольвентные с углом профиля 30° – Размеры 307, 308
Шпонки призматические 302, 303
– сегментные 303
Штифты – Установка 420

Э **Электродвигатели** – Выбор 22 – 28 – Определение мощности 23 – Типы 24
– закрытые обдуваемые серии 4А 26, 27
– трехфазные асинхронные серии 4А 519 – 522

rusautomobile.ru

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава 1. **Общие сведения о проектировании деталей машин и механизмов** (*Д. В. Чернилевский*) 4

§ 1.1. Основные понятия 4

§ 1.2. Требования к изделиям, общие принципы и порядок конструирования 5

§ 1.3. Проектирование деталей машин с применением ЭВМ . . . 9

§ 1.4. Тематика курсового проектирования 11

Глава 2. **Кинематический расчет привода** (*С. А. Чернавский*) . . . 21

§ 2.1. Выбор типа передачи 21

§ 2.2. Выбор электродвигателя 22

§ 2.3. Передаточное отношение привода 28

Глава 3. **Редукторы и мотор-редукторы** (*Г. А. Снесарев*) 31

§ 3.1 Общий обзор редукторов и мотор-редукторов. Обозначения 31

§ 3.2. Цилиндрические редукторы 33

§ 3.3. Конические редукторы 40

§ 3.4. Коническо-цилиндрические редукторы 41

§ 3.5. Планетарные редукторы 44

§ 3.6. Червячные редукторы 46

§ 3.7. Червячно-цилиндрические и цилиндрочервячные редукторы 48

§ 3.8. Мотор-редукторы 50

§ 3.9. Выбор основных параметров редукторов 51

§ 3.10. Разбивка общего передаточного отношения по ступеням 57

Глава 4. **Расчет зубчатых передач** (*Г. А. Снесарев*) 73

§ 4.1. Общие положения 73

§ 4.2. Критерии работоспособности 75

§ 4.3. Режим работы зубчатых колес и расчетная нагрузка . . . 76

§ 4.4. Материалы зубчатых колес и способы упрочнения зубьев 85

§ 4.5. Допускаемые напряжения 89

§ 4.6. Коэффициенты нагрузки 92

§ 4.7. Определение основных параметров цилиндрической передачи 97

§ 4.8. Геометрический расчет цилиндрической передачи 107

§ 4.9. Силы в зацеплении цилиндрических передач 109

§ 4.10. Зацепление цилиндрических зубчатых колес, нарезанных со смещением производящего исходного контура (*Б. С. Козинцов*) 110

§ 4.11. Определение основных параметров конической передачи 126

§ 4.12. Геометрический расчет конической передачи 134

§ 4.13. Силы в зацеплении конических передач 138

Глава 5. **Проектирование зубчатых планетарных передач** (*Б. С. Козинцов*) 141

§ 5.1. Типы планетарных передач и области их применения . . . 141

§ 5.2. Расчет планетарных передач 149

§ 5.3. Конструкции зубчатых планетарных передач 165

§ 5.4. Пример проектирования 172

Глава 6. **Проектирование зубчатых волновых передач** (*Д. В. Чернилевский*) 179

§ 6.1. Основные определения и обозначения 179

rusautomobile.ru

§ 6.2. Общие сведения 180
§ 6.3. Конструкции основных деталей волновых передач. Материалы 182
§ 6.4. Расчет волновых передач 186
§ 6.5. Пример расчета волнового мотор-редуктора промышленного робота 200
Глава 7. **Проектирование червячных передач** *(Г. А. Снесарев)* 207
§ 7.1. Область распространения 207
§ 7.2. Определения и обозначения. Критерии работоспособности 207
§ 7.3. Режим работы и расчетная нагрузка 209
§ 7.4. Материалы червячных пар 211
§ 7.5. Допускаемые напряжения и коэффициенты нагрузки 213
§ 7.6. Определение основных параметров червячной передачи . . . 215
§ 7.7. Геометрический расчет червячной передачи 222
§ 7.8. Силы в зацеплении червячной пары 224
§ 7.9 Коэффициент полезного действия. Нагрев редуктора 225
§ 7.10. Проектирование червячной глобоидной передачи *(Б. С. Козинцов)* 229
Глава 8. **Проектирование передач винт—гайка** (*Б. С. Козинцов*) . . . 238
§ 8.1. Кинематический и силовой расчеты 238
§ 8.2. Передача винт—гайка с трением скольжения 240
§ 8.3. Передача винт—гайка с трением качения 244
Глава 9. **Проектирование ременных передач** *(С. А. Чернавский)* 256
§ 9.1. Плоскоременные передачи 256
§ 9.2. Расчет передачи плоскими резинотканевыми ремнями . . . 259
§ 9.3. Клиноременные передачи 262
§ 9.4. Передача поликлиновыми ремнями 272
§ 9.5. Шкивы 274
Глава 10. **Проектирование цепных передач** *(С. А. Чернавский)* 278
§ 10.1. Типы приводных цепей 278
§ 10.2. Выбор параметров цепной передачи 280
§ 10.3. Порядок расчета передачи приводной роликовой цепью . . . 286
§ 10.4. Передачи зубчатыми цепями 289
Глава 11. **Расчет валов** *(Г. М. Ицкович)* 293
§ 11.1. Нагрузки валов 293
§ 11.2. Проектный и проверочный расчеты валов 296
§ 11.3. Шпоночные и шлицевые соединения 301
Глава 12. **Проектирование опор валов на подшипниках качения** *(К. Н. Боков)* 309
§ 12.1. Порядок проектирования 309
§ 12.2. Характеристики подшипников качения основных типов . . . 309
§ 12.3. Компоновка подшипниковых узлов 316
§ 12.4. Крепление подшипников на валу и в корпусе 323
§ 12.5. Конструирование опорных узлов редукторов 334
§ 12.6. Классы точности и посадки подшипников качения . . . 341
§ 12.7. Смазывание и уплотнение подшипниковых узлов 351
§ 12.8. Выбор подшипников качения 359
Глава 13. **Проектирование опор на подшипниках скольжения** *(С. А. Чернавский)* 375
§ 13.1. Расчет подшипников при недостаточной смазке 375
§ 13.2. Подшипниковые материалы 378
§ 13.3. Конструкции подшипников скольжения 380
§ 13.4. Гидродинамический расчет подшипников скольжения . . . 383
§ 13.5. Гидростатические подшипники *(А. В. Пуш)* 395
Глава 14. **Конструирование редукторов** *(Г. А. Снесарев)* 413
§ 14.1. Основные факторы 413

rusautomobile.ru

§ 14.2. Корпуса редукторов 414
§ 14.3. Валы, валы-шестерни, червяки 421
§ 14.4. Зубчатые колеса 427
§ 14.5. Соединения зубчатых колес с валами 431
§ 14.6. Подшипниковые узлы редукторов 434
§ 14.7. Смазывание и охлаждение 441
§ 14.8. Плиты 449
Глава 15. **Муфты** *(С. А. Чернавский)* 456
§ 15.1. Выбор типа муфты 456
§ 15.2. Жесткие муфты 457
§ 15.3. Компенсирующие муфты 459
§ 15.4. Упругие муфты 462
§ 15.5. Предохранительные муфты 474
Глава 16. **Расчет пружин** *(Г. М. Ицкович)* 487
§ 16.1. Цилиндрические винтовые пружины растяжения-сжатия . . . 487
§ 16.2. Тарельчатые пружины 492
Глава 17. **Оформление конструкторской документации курсового проекта** *(Д. В. Чернилевский)* 497
§ 17.1. **Содержание и оформление пояснительной записки** 497
§ 17.2. Оформление графической части проекта 506
§ 17.3. Условности и упрощения, применяемые при выполнении машиностроительных чертежей 514
Приложения 519
Список литературы 544
Предметный указатель 546

rusautomobile.ru

Сергей Александрович Чернавский, Георгий Андреевич Свесарев, Борис Саулович Козинцов и др.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Редакторы *Т. С. Грачева, Т. Н. Леденева, И. И. Лесниченко*
Художественный редактор *С. С. Водчиц*
Переплет художника *Р. А. Казакова*
Технический редактор *В. И. Орешкина*
Корректоры *И. М. Борейша* и *А. А. Снастина*

ИБ № 3941

Сдано в набор 14.02.84. Подписано в печать 24.08.84. Т-12490. Формат 84 × 108 1/32. Бумага кн.-журн. Гарнитура «Таймс.» Печать высокая. Усл. печ. л. 29,4. Усл. кр.-отт. 29,4. Уч.-изд. л. 33,36. Тираж 210 000 экз. Заказ 1308. Цена 1 р. 50 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15

rusautomobile.ru