

Н. Г. КУКЛИН, Г. С. КУКЛИНА

ДЕТАЛИ МАШИН

Издание четвертое,
переработанное
и дополненное

Допущено Министерством
высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника
для машиностроительных
специальностей техникумов



Москва · Высшая школа · 1987

ББК 34.44
К 89
УДК 621.81

Рецензент — канд. техн. наук, доц. П. Ф. Дунаев (Московское
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана)

Куклин Н. Г., Куклина Г. С.
К 89 Детали машин: Учеб. для машиностро-
ит. спец. техникумов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.:
Высш. шк., 1987. — 383 с.: ил.

В учебнике рассмотрены методы расчета и конструирования деталей
и сборочных единиц (узлов) машин общего назначения. Приведены типо-
вые примеры расчетов с подробными решениями и методическими указа-
ниями. В 4-м издании (3-е в 1984 г.) переработан и дополнен материал по
расчету зубчатых передач и подшипников качения.

К 2702000000(4308000000)—428 220—87
001(01)—87

ББК 34.44
6П5.3

© Издательство «Высшая школа», 1973
© Издательство «Высшая школа», 1987, с изменениями

*Светлой памяти
Галины Сергеевны
Куклиной
посвящается*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебник написан по программе предмета «Техническая механика» для машиностроительных специальностей и предназначен для учащихся техникумов дневной, вечерней и заочной форм обучения.

При написании учебника авторы стремились в сжатой и ясной форме изложить учебный материал, знание которого необходимо технику в его работе на производстве.

Выводы расчетных формул даны подробно, без сокращения промежуточных действий. Понятия и термины, впервые упоминаемые в тексте, сразу же поясняются.

Для зрительной фиксации основных положений и формулировок применяются шрифтовые выделения. Итоговые расчетные формулы заключены в рамки.

Назначение и объем учебника обусловили включение справочного материала в строго ограниченном количестве, необходимом для иллюстрации теоретических расчетов и решения примеров.

Все расчеты изложены по единой методике, в основу которой положены главные критерии работоспособности.

В книге по ходу изложения теоретического материала приводятся типовые примеры с подробными решениями и методическими указаниями.

Для подготовки учащихся к выполнению курсового проекта по деталям машин большинство приведенных примеров является составной частью одного комплексного расчета привода ленточного транспортера, включающего зубчатый редуктор, ремennую и цепную передачи.

Четвертое издание переработано и дополнено с учетом новых стандартов, а также достижений в конструировании и методах расчета деталей машин. Переработке подверглись почти все главы книги.

Расчеты выполнены в СИ. В расчетах на прочность используется более удобная внесистемная единица механического напряжения — Н/мм².

В связи с изменениями учебной программы раздел учебника «Основные положения» дополнен сведениями о надежности, контактной прочности деталей, об усталостном разрушении и о расчетах на сопротивление усталости.

В главе «Шлицевые соединения» заново изложен расчет этих соединений. Дополнены и переработаны расчеты зубчатых передач и расчет (подбор) подшипников качения. Улучшена структура книги.

Автор выражает благодарность рецензенту рукописи канд. техн. наук, доц. П. Ф. Дунаеву, а также Н. В. Рогановой, помогавшей при подготовке рукописи к печати.

Замечания и пожелания по улучшению книги просим присылать по адресу: 101430, Москва, ГСП-4, ул. Неглинная, д. 29/14, издательство «Высшая школа».

Автор

Часть первая ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

§ 0.1. Общие сведения

Третий раздел предмета «Техническая механика» — «Детали машин» посвящен рассмотрению основ расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения, встречающихся в различных механизмах и машинах*.

Механизмом называют систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Машиной называют механизм или сочетание механизмов, которые служат для облегчения или замены физического или умственного труда человека и повышения его производительности.

В зависимости от основного назначения различают два вида машин:

1) **энергетические машины**, преобразующие любой вид энергии в механическую и наоборот (двигатели, динамомашинны, компрессоры и др.);

2) **рабочие машины**, в том числе:
технологические, изменяющие свойства, форму и размеры тел (станки, прессы и др.);

транспортные, перемещающие тела (транспортеры, краны и др.);

информационные, преобразующие информацию (шифровальные машины, механические интеграторы и др.);

ЭВМ (компьютеры)** в которых механические движения служат для выполнения лишь вспомогательных операций.

* В Единой системе конструкторской документации (ЕСКД) термин «узел» заменен термином «сборочная единица». В учебной практике сохранен термин «узел».

** ЭВМ — *электронная вычислительная машина*, строго говоря, не является машиной; название сохранилось за нею в порядке преемственности от простых счетных машин. *Компьютер* (от лат. *computo* — вычисляю) — принятое в научно-популярной литературе название ЭВМ.

Все машины состоят из деталей, которые объединены в узлы. Деталью называют часть машины, изготовленную без применения сборочных операций (шпонка, болт, зубчатое колесо и др.).

Узел — крупная сборочная единица (коробка передач, муфта, редуктор и др.), являющаяся составной частью изделия (привода, машины).

В машиностроении различают детали и узлы общего и специального назначения. Деталью и узлом общего назначения называют такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты и др.). Они составляют подавляющее большинство и изучаются в курсе «Детали машин». К деталям и узлам специального назначения относят такие, которые встречаются только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, поршни, шатуны, коленчатые валы и др.). Они изучаются в соответствующих специальных курсах («Металлорежущие станки», «Компрессоры» и др.).

Все детали и узлы общего назначения делятся на три основные группы:

1) соединительные детали и соединения, которые могут быть неразъемными (заклепочные, сварные и др.) и разъемными (шпоночные, резьбовые и др.);

2) передачи вращательного движения (зубчатые, червячные, ременные и др.);

3) детали и узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

Целью курса является изучение основ расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения с учетом режима работы и срока службы машин. При этом рассматриваются выбор материала и его термообработка, рациональные формы деталей, их технологичность и точность изготовления.

Детали машин зачастую имеют сложную конфигурацию, работают в различных условиях и далеко не всегда можно получить точную формулу для их расчета. При расчетах деталей машин широко применяют различные приближенные и эмпирические формулы, в которые вводят поправочные коэффициенты, устанавливаемые опытным путем и подтверждаемые практикой конструирования и эксплуатации машин.

Детали и узлы общего назначения изготавливают ежегодно в очень больших количествах (в одном автомобиле более пяти тысяч типодеталей), поэтому всякое усовершенствование методов, правил и норм проектирования дает большой экономический эффект.

§ 0.2. Современные направления в развитии машиностроения

Эффективность реконструкции всех отраслей народного хозяйства в решающей мере зависит от машиностроения. Именно в нем материализуются научно-технические идеи, создаются новые системы машин, определяющие прогресс в других отраслях экономики.

Перед машиностроителями поставлена задача: резко повысить технико-экономический уровень и качество своей продукции, перейти на выпуск самых новейших машин, станков, приборов.

Чтобы ускорить выпуск новейших машин, намечено в 3 ... 4 раза сократить сроки разработки и освоения новой техники. При этом предусмотрено, что все вновь осваиваемые виды машиностроительной техники по производительности и надежности должны превосходить в 1,2 ... 2 раза выпускаемую аналогичную продукцию, при этом удельная * материалоемкость новых машин должна быть снижена на 12 ... 18%.

Первоочередное развитие получают такие отрасли машиностроения, как станкостроение, электротехническая промышленность, микроэлектроника, вычислительная техника и приборостроение, вся индустрия информатики — подлинными катализаторами научно-технического прогресса. Темпы прироста выпуска продукции этих отраслей намечены в 1,3 ... 1,6 раза выше по сравнению со средними по машиностроению в целом.

В настоящее время создан и получает распространение принципиально новый класс машин, обеспечивающий высокую производительность — автоматизированные производственные системы (участки, цехи, заводы). Ускоренно нарастает производство промышленных роботов, обладающих искусственным зрением, воспринимающих речевые команды и быстро приспосаблиющихся к изменяющимся условиям работы.

В нашей стране разработан такой новейший класс техники, как роторные и роторно-конвейерные линии для машиностроения и металлообработки. По сравнению с обычными видами оборудования они обеспечивают повышение производительности труда в 10 и более раз.

Коммунистическая партия и Советское правительство принимают организационные и экономические меры для опережающего развития машиностроительного комплекса, быстрого создания новой техники и ее внедрения в производство.

* Часто для оценки различных вариантов используют *удельные показатели* — отношение массы изделия к его характерному параметру (мощности, вращающему моменту, производительности и т. п.).

§ 0.3. Требования к машинам и деталям

В соответствии с современными тенденциями к большинству проектируемых машин предъявляются следующие общие требования:

высокая производительность;
экономичность производства и эксплуатации;
равномерность хода;
высокий коэффициент полезного действия;
автоматизация рабочих циклов;
точность работы;
компактность, надежность и долговечность;
удобство и безопасность обслуживания;
транспортабельность;
соответствие внешнего вида требованиям технической эстетики.

При конструировании и изготовлении машин должны строго соблюдаться Государственные стандарты (ГОСТы).

Применение в машине стандартных деталей и узлов уменьшает количество типоразмеров, обеспечивает взаимозаменяемость, позволяет быстро и дешево изготавливать новые машины, а в период эксплуатации облегчает ремонт. Изготовление стандартных деталей и узлов машин производится в специализированных цехах и на заводах, что повышает их качество и снижает стоимость.

Одним из главных требований, предъявляемых к машинам и их деталям, является технологичность конструкции, которая значительно влияет на стоимость машины.

Технологичной называют такую конструкцию, которая характерна минимальными затратами при производстве и эксплуатации.

Технологичность конструкции характеризуется:

1) применением в новой машине деталей с минимальной механической обработкой. При этом широко используется штамповка, точное литье, фасонный прокат, сварка;

2) унификацией данной конструкции, т. е. применением одинаковых деталей в различных узлах машины;

3) максимальным применением стандартных конструктивных элементов деталей (резьб, канавок, фасок и др.), а также стандартных квалитетов и посадок;

4) применением в новой машине деталей и узлов, ранее освоенных в производстве.

§ 0.4. Надежность машин

Основными показателями надежности являются вероятность безотказной работы и интенсивность отказов.

Вероятностью безотказной работы $P(t)$ называется *вероятность того, что в заданном интервале времени или в пределах заданной наработки не возникает отказ изделия.*

Если за время наработки t из числа N_0 одинаковых изделий были изъяты из-за отказов N_t изделий, то вероятность безотказной работы изделия

$$P(t) = (N_0 - N_t) / N_0 = 1 - N_t / N_0. \quad (0.1)$$

Так, например, если по результатам испытания в одинаковых условиях партии изделий, состоящей из $N_0 = 1000$ шт., после наработки 5000 ч вышли из строя $N_t = 100$ изделий, то вероятность безотказной работы этих изделий

$$P(t) = 1 - N_t / N_0 = 1 - 100 / 1000 = 0,9.$$

Вероятность безотказной работы сложного изделия равна произведению вероятностей безотказной работы отдельных его элементов:

$$P(t) = P_1(t) P_2(t) \dots P_n(t). \quad (0.2)$$

Из формулы (0.2) следует, что *чем больше элементов имеет изделие, тем меньше его надежность.*

Интенсивность отказов $\lambda(t)$. В разные периоды эксплуатации или испытаний изделий число отказов в единицу времени различно. *Число отказов, приходящихся на единицу времени, называется интенсивностью отказов.*

Так, в предыдущем примере при испытании в интервале от 0 до 5000 ч из строя вышли 100 изделий. Это значит, что в среднем в 1 ч отказывает 0,02% изделий (1 изделие за 50 ч работы).

Типичная зависимость интенсивности отказов $\lambda(t)$ от времени эксплуатации t для большинства машин и их узлов показана на рис. 0.1. В начальный период работы — *период приработки* — интенсивность отказов велика. В этот период проявляются различные дефекты производства. Затем она убывает, приближаясь к постоянному значению, соответствующему *периоду нормальной эксплуатации*. Причиной отказов в этот период являются случайные перегрузки, скрытые дефекты производства (микротрещины и др.). В конце срока эксплуатации наступает *период проявления изнашивания*, когда интенсивность отказов быстро возрастает и, следовательно, эксплуатация изделий должна быть прекращена.

Основы надежности закладываются конструктором при проектировании изделия. Надежность зависит также от качества

изготовления изделия и от соблюдения норм эксплуатации. Она монотонно снижается в течение срока службы.

В технике имеются высоконадежные устройства, например в железнодорожном транспорте, авиации, космонавтике и др.

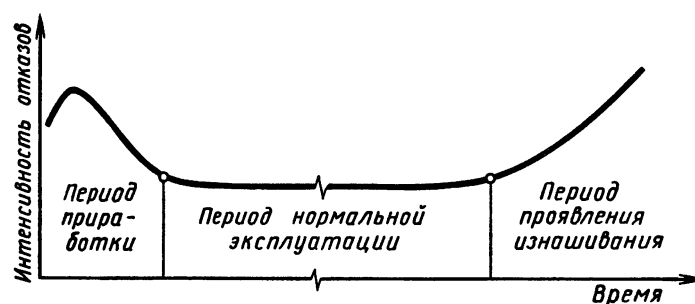


Рис. 0.1. Зависимость интенсивности отказов от времени эксплуатации

В соответствии с решениями КПСС стоит задача резко повысить надежность продукции машиностроения. Достичь этой цели поможет межотраслевой научно-технический комплекс (МНТК) «Надежность машин» — новая форма соединения науки с производством, призванная ускорить научно-технический прогресс.

§ 0.5. Циклы напряжений в деталях машин

Многие детали машин, такие, как зубчатые колеса, валы и другие, работают в условиях, когда возникающие в них *напряжения периодически изменяют свое значение или значение и знак*. Например, при вращении вала, нагруженного изгибающим моментом, одни и те же волокна его оказываются то в растянутой, то в сжатой зоне.

Изменение напряжений во времени происходит по закону синусоиды. *Время однократной смены напряжений* называется *периодом* и обозначается T (рис. 0.2, а — в).

Характеристикой напряженности детали является *цикл напряжений* — *совокупность последовательных значений напряжений σ^* за время одного периода при регулярном нагружении*.

* В случае касательных напряжений τ остаются в силе все приведенные ниже термины и соотношения с заменой σ на τ .

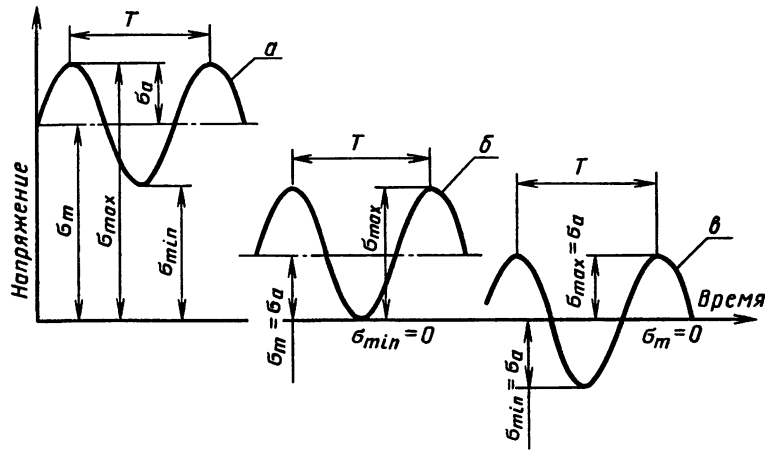


Рис. 0.2. Циклы напряжений: *a* — асимметричный; *б* — отнулевой; *в* — симметричный

Цикл переменных напряжений характеризуется (рис. 0.2, *a* — *в*):

- 1) максимальным напряжением σ_{max} ;
- 2) минимальным напряжением σ_{min} ;
- 3) средним напряжением $\sigma_m = 0,5 (\sigma_{max} + \sigma_{min})$;
- 4) амплитудой цикла $\sigma_a = 0,5 (\sigma_{max} - \sigma_{min})$;
- 5) коэффициентом асимметрии цикла $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$.

Если $R = 0$ ($\sigma_{min} = 0$; $\sigma_m = \sigma_a = 0,5 \sigma_{max}$), то имеем отнулевой цикл напряжений (рис. 0.2, *б*).

Если $R = -1$ ($\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma_{max}$), то цикл напряжений называется симметричным (рис. 0.2, *в*).

Если $R = 1$ ($\sigma_{max} = \sigma_{min} = \sigma_m = \sigma_a$), то действуют постоянные статические напряжения.

Во всех остальных случаях — циклы напряжений асимметричные.

§ 0.6. Усталость материалов деталей машин

Опыты показывают, что детали машин, длительное время подвергавшиеся действию переменных нагрузок, разрушаются при напряжениях значительно меньших, чем предел прочности σ_a .

Разрушение при циклическом нагружении происходит вследствие возникновения микротрещин в зоне концентраций напряжений. Трещины постепенно развиваются, проникая вглубь, по-

перечное сечение детали ослабляется и в некоторый момент происходит мгновенное разрушение.

Разрушение материала, вызванное циклическим действием напряжений, называется усталостью.

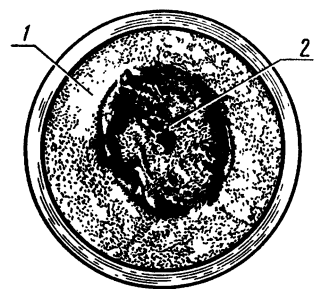


Рис. 0.3. Усталостное разрушение вала

Типичный усталостный излом вала (рис. 0.3) имеет две ярко выраженные зоны: *зону усталостного разрушения 1* с гладкой притертой поверхностью там, где усталостная трещина постепенно проникала в глубь сечения, и *зону статического разрушения 2* крупнокристаллического строения, по которому произошло хрупкое разрушение вследствие большого ослабления сечения. Около 80% всех случаев поломки деталей являются усталостными.

Способность материала воспринимать многократное действие переменных напряжений без разрушений называется сопротивлением усталости или выносливостью материала.

§ 0.7. Предел выносливости материалов

Для расчетов на прочность при повторно-переменных напряжениях требуются механические характеристики материала. Они определяются испытанием на выносливость серии стандартных (тщательно отполированных) образцов на специальных машинах. Наиболее простым является испытание на изгиб при симметричном цикле напряжений.

Задавая образцам различные значения напряжений σ_{max} , определяют число циклов N , при котором произошло их разруше-

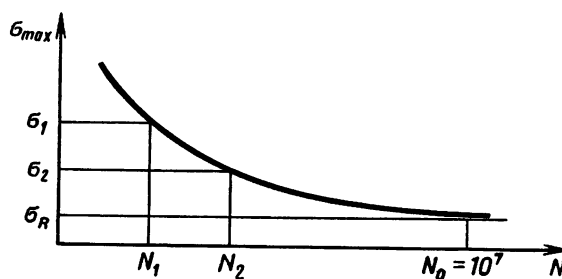


Рис. 0.4. Кривая усталости

ние. По полученным данным строят кривую в координатах $\sigma_{\max} - N$, называемую кривой усталости (рис. 0.4).

Испытания показывают, что, начиная с некоторого напряжения σ_R , кривая стремится к горизонтальной асимптоте. Это означает, что при определенном напряжении σ_R образец, не разрушаясь, может выдержать бесконечно большое число циклов нагружения. Опыт показывает, что стальной образец, выдержавший $N_0 = 10^7$ циклов, может их выдержать неограниченно много.

Число циклов N_0 называют базой испытаний. При испытании образца после прохождения N_0 циклов опыт прекращают. Для закаленных сталей и цветных металлов $N_0 = 10^8$.

Напряжение, соответствующее N_0 , принимают за предел выносливости.

Пределом выносливости называется *наибольшее напряжение, при котором образец или деталь может сопротивляться без разрушения неограниченно долго*, и обозначается σ_R для образца и $(\sigma_R)_D$ для детали.

Для образцов и деталей при коэффициенте асимметрии цикла $R = -1$ пределы выносливости при нормальных напряжениях обозначаются σ_{-1} и $(\sigma_{-1})_D$, а при отнулевом цикле ($R = 0$) соответственно σ_0 и $(\sigma_0)_D$.

При отсутствии в таблицах экспериментальных данных для определения пределов выносливости принимают эмпирические соотношения. Так, например, для углеродистой стали:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx 0,43\sigma_b; & \tau_{-1} &\approx 0,58\sigma_{-1}; \\ \sigma_0 &\approx 1,6\sigma_{-1}; & \tau_0 &\approx 1,9\tau_{-1}, \end{aligned} \quad (0.3)$$

где σ_b — предел прочности на растяжение.

§ 0.8. Местные напряжения в деталях машин

Экспериментально установлено, что на значение предела выносливости влияют размеры, форма и состояние поверхности деталей.

Влияние размеров. Чем больше абсолютные размеры поперечного сечения детали, тем меньше предел выносливости, так как возрастает вероятность существования внутренних дефектов (раковин, шлаковых включений и др.). Это учитывается коэффициентом влияния абсолютных размеров K_d (табл. 0.1).

Т а б л и ц а 0.1. Значения коэффициента K_d (выборка)

Деформация и материал	При диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистых сталей	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей и кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Влияние формы. В местах резкого изменения формы поперечного сечения деталей (у отверстий, канавок, выточек, в резьбе, в переходных сечениях и др.) напряжения больше номинальных σ или τ , определяемых по формулам сопротивления материалов (рис. 0.5).

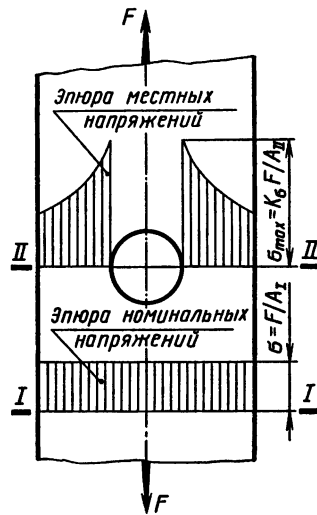


Рис. 0.5. Эпюры напряжений

Явление местного увеличения напряжений называется концентрацией напряжений.

Местные напряжения быстро убывают по мере удаления от концентратора, их вызвавшего (отверстия, канавки, паза и др.). Многократные изменения напряжений в зоне концентратора напряжений приводят к более раннему образованию трещины с последующим усталостным разрушением.

Влияние формы детали на предел выносливости учитывается эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_σ (K_τ), равным отношению

пределов выносливости при одинаковых видах нагружения двух образцов одинаковых размеров — гладкого — σ_{-1} (τ_{-1}) и с концентратором напряжений — $\sigma_{-1к}$ ($\tau_{-1к}$):

$$K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1к}; \quad K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1к}.$$

Для наиболее характерных концентраторов напряжений значения K_σ и K_τ даны в табл. 0.2.

Влияние шероховатости поверхности. С увеличением шероховатости поверхности детали предел выносливости понижается. При переменных напряжениях первичные усталостные микротрещины возникают обычно в поверхностном слое. Этому способствуют дефекты механической обработки (следы резца,

Т а б л и ц а 0.2. Значения коэффициентов K_σ и K_τ (выборка)

Источник концентрации напряжений	K_σ		K_τ	
	$\sigma_{\text{стали}}, \text{Н/мм}^2$			
	≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Галтель (см. рис. 22.4,б):				
при $t/r=2$ и $r/d=0,02$	1,85	2,0	1,55	1,65
при $t/r=2$ и $r/d=0,05$	1,8	2,1	1,6	1,7
Шпоночная канавка, выполненная концевой фрезой	1,9	2,3	1,7	2,2
Шлицы прямобочные	1,6	1,72	2,45	2,7
Резьба	2,2	2,6	1,6	2,0

П р и м е ч а н и е. Если в расчетном сечении вала несколько концентраторов напряжений, то в расчет принимается тот, для которого больше K_σ/K_d или K_τ/K_d .

шлифовального круга), являющиеся концентраторами напряжений.

Влияние качества поверхности на предел выносливости учитывается коэффициентом влияния шероховатости и поверхности K_F (табл. 0.3).

Т а б л и ц а 0.3. Значения коэффициента K_F (выборка)

Вид механической обработки	Параметр шероховатости поверхности R_a , мкм	K_F при $\sigma_s, \text{Н/мм}^2$	
		≤ 700	> 700
Обточка	2,5 .. 0,63	1,1	1,2
Шлифование	0,32 .. 0,16	1,0	1,0

Влияние упрочнения поверхности. Для повышения несущей способности деталей широко используют разные способы поверхностного упрочнения: цементацию, нитроцементацию, азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты (т. в. ч.), деформационное упрочнение (наклеп) накаткой роликами или дробеструйной обработкой. Упрочнение поверхности деталей значительно повышает предел выносливости, что и учитывается коэффициентом влияния поверхностного упрочнения K_V (табл. 0.4).

В местах посадки деталей с натягом (подшипников качения, зубчатых колес и др.) влияние абсолютных размеров поперечного сечения вала на предел выносливости ока-

Т а б л и ц а 0.4. Значения коэффициента K_v (выборка)

Вид упрочнения поверхности вала	σ_v сердцевины, Н/мм ²	K_v	
		Валы с концентрацией напряжения	
		$K_\sigma \leq 1,5$	$K_\sigma = 1,8 \dots 2,0$
Закалка т. в. ч.	600 ... 800	1,6 ... 1,7	2,4 ... 2,8
Накатка роликом	—	1,3 ... 1,5	1,6 ... 2,0
Дробеструйный наклеп	600 1500	1,5 ... 1,6	1,7 ... 2,1

зывается более резким. В этом случае для оценки концентрации напряжений используют отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d (табл. 0.5).

Т а б л и ц а 0.5 Значения K_σ/K_d и K_τ/K_d для валов в местах посадки деталей с натягом (выборка)

Диаметр вала d , мм	K_σ/K_d при σ_v , Н/мм ²				K_τ/K_d при σ_v , Н/мм ²			
	700	800	900	1000	700	800	900	1000
30	3,0	3,25	3,5	3,75	2,2	2,35	2,5	2,65
50	3,65	3,96	4,3	4,6	2,6	2,78	3,07	3,26
≥ 100	3,95	4,25	4,6	4,9	2,8	2,95	3,2	3,34

П р и м е ч а н и е Наибольшая концентрация напряжений возникает у края напрессованной детали.

Коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения детали определяют с использованием приведенных выше данных:

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_v}; \quad (0.4)$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_v}. \quad (0.5)$$

Пределы выносливости детали в рассматриваемом сечении будут:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D}, \quad (0.6)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости гладких стандартных образцов [см. табл. 8.4 или формулы (0.3)].

§ 0.9. Коэффициенты запаса прочности

При статических напряжениях. При статическом нагружении * деталей (когда число циклов за весь период работы $N \leq 10^3$), изготовленных из пластичных материалов, концентрация напряжений не снижает несущей способности детали, так как местные пластические деформации способствуют перераспределению и выравниванию напряжений по сечению. В этом случае расчеты на прочность выполняют по номинальным напряжениям σ или τ .

Так же рассчитывают детали из хрупких материалов в связи с их пониженной чувствительностью к концентрации напряжений.

Для малопластичных материалов (легированные стали и др.) расчет ведут по наибольшему местному напряжению, так как концентрация напряжений снижает прочность детали (см. рис. 0.5).

На основании сказанного расчетные коэффициенты запаса прочности s , например, по нормальным напряжениям определяют по формулам:

для пластичных материалов

$$s_{\tau} = \sigma_{\tau} / \sigma \geq [s_{\tau}]; \quad (0.7)$$

для хрупких материалов

$$s_{\sigma} = \sigma_{\sigma} / \sigma \geq [s_{\sigma}]; \quad (0.8)$$

для малопластичных материалов

$$s_{\tau} = \sigma_{\tau} / (K_{\sigma} \sigma) \geq [s_{\tau}], \quad (0.9)$$

где σ_{τ} и σ_{σ} — предел текучести и предел прочности материала; K_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. табл. 0.2); $[s_{\tau}]$ и $[s_{\sigma}]$ — допускаемые коэффициенты запаса прочности по пределу текучести и пределу прочности.

Выбор значения $[s]$ является весьма ответственной задачей, поскольку необходимо обеспечить требуемую надежность без завышения массы и габаритов детали. Ориентировочно рекомендуют:

для углеродистой стали $[s_{\tau}] = 1,3 \dots 1,6$;

для серого чугуна $[s_{\sigma}] = 2,1 \dots 2,4$.

При переменных напряжениях. Для оценки сопротивления усталости деталей необходимо учитывать их конструктивные формы, размеры, состояние поверхности и другие факторы.

* На практике статические, или строго постоянные, нагрузки встречаются редко. К постоянным нагрузкам относятся режимы с отклонением до 20%.

При действии переменных напряжений с амплитудой цикла σ_a , τ_a расчетные коэффициенты запаса прочности определяют по формулам:

в случае нормальных напряжений (изгиб, растяжение-сжатие)

$$s_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}; \quad (0.10)^*$$

в случае касательных напряжений (кручение, срез)

$$s_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a}. \quad (0.11)$$

При совместном действии переменных нормальных и касательных напряжений, например при изгибе с кручением, общий коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (0.12)$$

где s_σ и s_τ — коэффициенты, определяемые по формулам (0.10) и (0.11).

В случае переменных напряжений для стальных деталей рекомендуют принимать:

при высокой достоверности расчета $[s]=1,3...1,5$;

при менее точной расчетной схеме $[s]=1,6...2,1$.

§ 0.10. Контактная прочность деталей машин

Работоспособность ряда деталей машин (зубчатых колес, подшипников качения и др.) определяется контактной прочностью, т. е. прочностью их рабочих (контактирующих) поверхностей.

Разрушение этих поверхностей вызывается действием контактных напряжений σ_H^{**} , которые образуются в месте контакта криволинейных поверхностей двух прижатых друг к другу деталей (рис. 0.6).

При отсутствии внешней нагрузки начальный кон-

* Влияние асимметрии цикла на сопротивление усталости обычно незначительно и в формулах (0.10) и (0.11) не учитывается.

** Индекс H в честь основоположника теории контактных напряжений Г. Герца (Hertz).

т а к т криволинейных поверхностей происходит в т о ч к е (контакт двух шаров и др.) или п о л и н и и (контакт двух цилиндров и др.).

После приложения внешней нагрузки начальный контакт этих поверхностей переходит в контакт по малой площадке с высокими значениями контактных напряжений. Эти напряжения распределяются по эллиптическому закону (рис. 0.6). Наибольшее значение σ_H используется в качестве главного критерия работоспособности зубчатых, червячных и других передач, а также подшипников качения.

В случае начального контакта по линии, характерного для работы пары зубчатых колес и др., наибольшее значение контактных напряжений σ_H определяется по формуле Герца, полученной для зоны касания двух цилиндров (рис. 0.6):

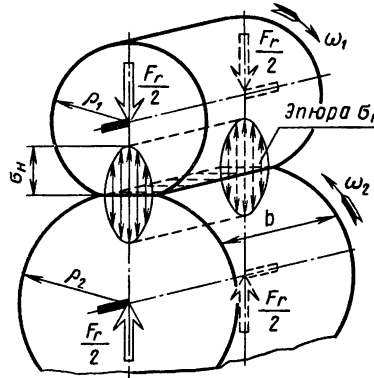


Рис. 0.6. Эпюра контактных напряжений

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\rho_{np}}}, \quad (0.13)$$

где $q = F_r/b$ — нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии; F_r — сила, нормальная к площадке контакта; b — рабочая длина контактной линии; ρ_{np} — приведенный радиус кривизны,

$$\rho_{np} = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 \pm \rho_2); \quad (0.14)$$

ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны в точках контакта (знак минус берется для случая контакта выпуклой поверхности радиуса ρ_1 с вогнутой поверхностью радиуса ρ_2); E_{np} — приведенный модуль упругости,

$$E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2); \quad (0.15)$$

E_1 и E_2 — модули упругости материалов цилиндров; если материалы цилиндров одинаковы, то $E_{np} = E_1 = E_2$; μ — коэффициент Пуассона.

Условием контактной прочности является

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (0.16)$$

где $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение.

При вращении деталей под нагрузкой каждая точка их сопряженных поверхностей периодически нагружается только во время прохождения зоны контакта, а контактные напряжения σ_H в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу (рис. 0.7).

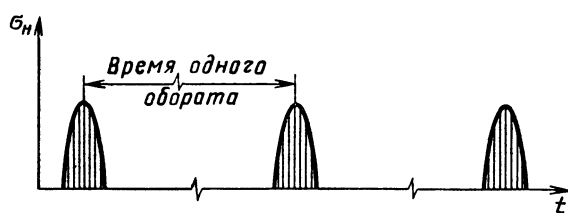


Рис. 0.7. Прерывистый отнулевой цикл изменения σ_H

Если значения $\sigma_H > [\sigma]_H$, то в результате циклического действия контактных напряжений в сопряженных поверхностях деталей возникают усталостные микротрещины. Под влиянием сил трения качения эти микротрещины располагаются наклонно вследствие пластического течения металла (рис. 0.8, а).

Дальнейшее развитие трещин обусловлено наличием в зоне контакта смазочного материала. При вращении деталей в начальный момент контакта поверхностей силы трения раскрывают трещины и масло заполняет их (рис. 0.8, а). Переходя затем в зону высоких контактных напряжений, трещины смыкаются и давление масла внутри их резко возрастает, расклинивая металл, что приводит к постепенному развитию трещин и выкалыва-

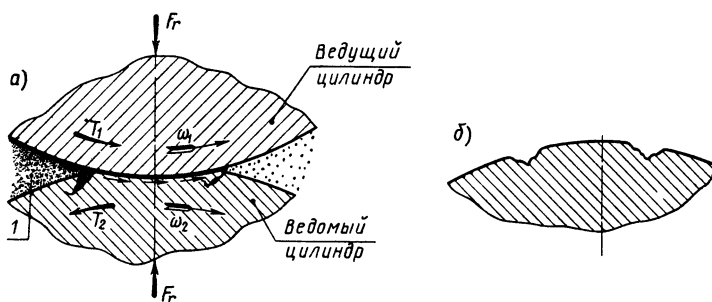


Рис. 0.8. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей:
1 — смазочный материал

нию частиц металла. На рабочих поверхностях деталей появляются мелкие раковины, едва заметные сначала и достигающие 2 ... 3 мм в процессе развития (рис. 0.8, б; см также рис. 8.27, б). Этот процесс разрушения называют *усталостным выкрашиванием*.

Увеличение предела прочности и твердости, уменьшение шероховатости способствуют повышению сопротивляемости поверхностей выкрашиванию.

Развитие трещин при работе в масле не означает, что без него разрушение рабочих поверхностей замедленно. Масло образует на поверхности защитные пленки, которые устраняют непосредственный металлический контакт и уменьшают трение. *При контакте через масляную пленку контактные напряжения уменьшаются, срок службы до появления микротрещин увеличивается.*

При отсутствии смазочного материала поверхностный слой, в котором возникают первичные трещины, истирается раньше, чем в нем успевают образоваться раковины.

§ 0.11. Критерии работоспособности и расчета деталей машин

Работоспособность деталей оценивается рядом критериев, которые диктуются условиями их работы. К ним относятся: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.

Прочность. *Основным критерием работоспособности всех деталей является прочность, т. е. способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок.* Методы расчетов на прочность изучаются в курсе сопротивления материалов. В расчетах на прочность *первостепенное значение имеет правильное определение допускаемых напряжений* $[\sigma]$ или $[\tau]$, которые зависят от многих факторов. К ним относятся.

- а) выбранный материал и способ получения заготовки (литье, поковка и др.), термообработка,
- б) степень ответственности детали и ее режим работы;
- в) конфигурация детали и ее размеры,
- г) шероховатость поверхностей и др.

В настоящем курсе конкретные указания о выборе допускаемых напряжений будут рассмотрены в расчетах соответствующих деталей.

Жесткость. Жесткостью называют *способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.* Для некоторых деталей жесткость является основным критерием при определении их размеров. Например, жесткость валов определяет

удовлетворительную работу подшипников, а также зубчатых, червячных и других передач.

Нормы жесткости устанавливают на основе обобщения опыта эксплуатации машин. Эти нормы приводятся в справочной литературе.

Износостойкость. *Способность детали сохранять необходимые размеры трущихся поверхностей в течение заданного срока службы* называют износостойкостью. Она зависит от свойств выбранного материала, термообработки и шероховатости поверхностей, от величины давлений или контактных напряжений, от скорости скольжения и условий смазки, от режима работы и т. д. *Износ уменьшает прочность деталей, изменяет характер соединения* (при работе появляется шум).

В большинстве случаев расчеты деталей на износостойкость ведутся по допускаемым давлениям $[p_m]$, установленным практикой (расчеты подшипников скольжения и др.). Применение в конструкциях уплотняющих устройств защищает детали от попадания пыли, увеличивая их износостойкость.

Теплостойкость. Теплостойкостью называют *способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение заданного срока службы*. Перегрев деталей во время работы — явление вредное и опасное, так как при этом снижается их прочность, ухудшаются свойства смазки, а уменьшение зазоров в подвижных соединениях приводит к заеданию и поломке. Для обеспечения нормального теплового режима работы проводят тепловые расчеты (расчеты червячных передач, подшипников скольжения и др.).

Виброустойчивость. Виброустойчивостью называют *способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов, достаточно далеких от области резонансов*. Вибрации снижают качество работы машин, вызывают переменные напряжения в деталях. Особенно опасны резонансные колебания. Расчеты на виброустойчивость рассматриваются в курсе «Теория колебаний» и выполняются для машины в целом.

Соблюдение указанных критериев работоспособности обеспечивает надежность конструкции в течение заданного срока службы.

§ 0.12. Проектировочный и проверочный расчеты

Проектировочным расчетом называют определение размеров детали по формулам, соответствующим главному критерию работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости и др.). Этот расчет применяют в тех случаях, когда размеры

конструкции заранее не известны. Проектировочные расчеты основаны на ряде допущений и выполняются как предварительные.

Проверочным расчетом называется определение фактических характеристик главного критерия работоспособности детали и сравнение их с допускаемыми значениями. При проверочном расчете определяют фактические (расчетные) напряжения и коэффициенты запаса прочности, действительные прогибы и углы наклона сечений, температуру и т. д.

Проверочный расчет является уточненным; его производят, когда форма и размеры детали известны из проектировочного расчета или приняты конструктивно.

Расчет и конструирование органически связаны. Конструирование называется творческий процесс создания механизма или машины в чертежах на основе проектных и проверочных расчетов. При разработке конструкции машины рассматривают различные варианты для получения оптимальной конструкции, обеспечивающей требуемые характеристики машины при наименьшей стоимости ее изготовления и эксплуатации.

Конструирование требует всестороннего анализа статического материала, отражающего опыт эксплуатации машин данного типа, учета специфических факторов и параметров проектируемой машины, а также всех требований современного машиностроения.

Контрольные вопросы

1. Что рассматривается в разделе «Детали машин» предмета «Техническая механика»?
2. Какая разница между механизмом и машиной?
3. Что следует понимать под деталью машин? Какие детали называются деталями общего назначения?
4. Какие основные требования предъявляются к машинам и их деталям?
5. Изложите задачи советского машиностроения в области научно-технического прогресса
6. Что следует понимать под надежностью машин и их деталей? Чем оценивается надежность?
7. Что называется циклом перемены напряжений? Перечислите характеристики цикла и укажите зависимость между ними
8. Какой из различных циклов самый неблагоприятный для работы детали?
9. Что называется усталостным разрушением и каковы его причины?
10. Что называется пределом выносливости материала?
11. Что такое концентрация напряжений и что ее вызывает?
12. Как определяется общий расчетный коэффициент запаса прочности при переменных напряжениях?

13. При каких обстоятельствах и где возникают контактные напряжения σ_H ? По какой формуле определяется их наибольшее значение при начальном контакте по линии?

14. В чем сущность усталостного выкрашивания рабочих поверхностей? Назовите меры по повышению сопротивляемости поверхностей выкрашиванию.

15. Каковы основные критерии работоспособности и расчета деталей машин?

16. Каково различие между проектировочным и проверочным расчетами?

Часть вторая

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В процессе изготовления машины некоторые ее детали соединяют между собой, при этом образуются неразъемные или разъемные соединения.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные и клеевые соединения, а также посадки с натягом.

Разъемными называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным относятся резьбовые, шпоночные и другие соединения.

Проектирование соединений — ответственная задача, так как разрушения в машинах происходят в большинстве случаев в местах соединений.

В настоящем курсе заклепочные соединения не рассматриваются.

ГЛАВА 1. СВАРНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 1.1. Общие сведения о сварных соединениях

Сварные соединения представляют собой основной тип неразъемных соединений. Они образуются путем местного нагрева деталей в зоне их соединения. В современном машиностроении применяют различные виды сварки. Наибольшее распространение получили электрические виды, основными из которых являются дуговая и контактная сварка. Различают три разновидности дуговой сварки:

1) *автоматическая сварка под флюсом*. Этот вид сварки высокопроизводителен и экономичен, дает хорошее качество шва. Применяется в крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами;

2) *полуавтоматическая сварка под флюсом*. Применяется для конструкций с короткими прерывистыми швами;

3) *ручная сварка*. Применяется в тех случаях, когда другие виды дуговой сварки нерациональны. Этот вид сварки малопродуктивен. Качество шва зависит от квалификации сварщика.

Для дуговой сварки применяют электроды с различной обмазкой. Для сварки конструкционных сталей рекомендуются электроды Э34, Э42, Э42А, Э46, Э46А, Э50, Э50А, Э55 и др. Число после буквы Э обозначает минимальный гарантируемый предел прочности металла шва в кгс/мм². Буква А обозначает гарантируемое получение повышенных пластических свойств металла шва.

Контактная сварка применяется в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тонкого листового металла (точечная, шовная контактные сварки) или для стыковых соединений круглого и полосового металла (стыковая сварка).

В дальнейшем рассматриваются соединения, выполненные дуговой сваркой.

Достоинства сварных соединений. 1. Невысокая стоимость соединения благодаря малой трудоемкости сварки и простоте конструкции сварного шва (рис. 1.1, б). 2. Сравнительно небольшая масса конструкции (на 15 ...25% меньше массы клепаной),

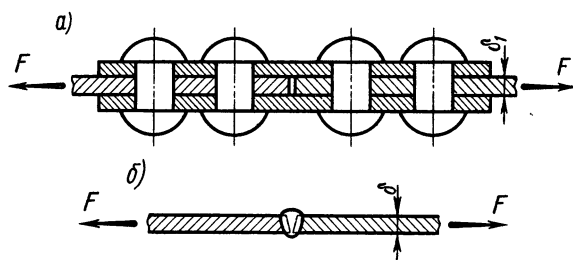


Рис. 1.1. Клепаное (а) и сварное (б) соединения

так как: а) из-за отсутствия отверстий под заклепки требуется меньшая площадь сечений свариваемых деталей; б) соединение деталей может выполняться без накладок (рис. 1.1, б); в) отсутствуют выступающие массивные головки заклепок (ср. рис. 1.1, а и 1.1, б). 3. Герметичность и плотность соединения. 4. Возможность автоматизации процесса сварки. 5. Возможность сварки толстых профилей.

Недостатки. 1. Прочность сварного соединения зависит от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устраняет этот недостаток. 2. Коробление деталей из-за неравномерности нагрева в процессе сварки. 3. Недостаточная надеж-

ность при значительных вибрационных и ударных нагрузках. По мере совершенствования сварки этот недостаток проявляется в меньшей степени.

Применение. В современном машиностроении, строительстве и других отраслях промышленности сварные соединения вытеснили заклепочные, за исключением особых случаев. Сварку широко применяют для получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве и в ремонтном деле. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса (рис. 1.2), коленчатые валы, корпуса судов, железнодорожные вагоны, трубопроводы и др. В массовом производстве применяют штампосварные детали, полученные дуговой автоматической или контактной сваркой.

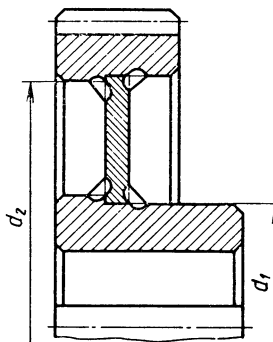


Рис 1.2 Пример сварного зубчатого колеса

§ 1.2. Основные типы и элементы сварных соединений

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие типы сварных соединений.

Стыковые соединения. Простые и наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам. На рис. 1.3, а — г показаны различные варианты стыковых швов, выполняемых ручной

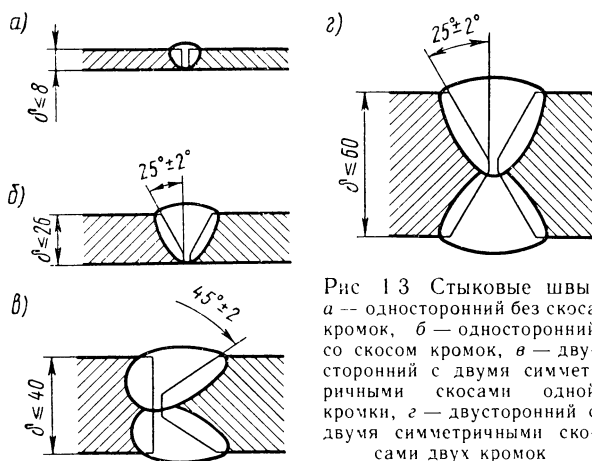


Рис 1.3 Стыковые швы. а — односторонний без скоса кромок, б — односторонний со скосом кромок, в — двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки, г — двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок

дуговой сваркой при различной толщине соединяемых элементов. При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла.

Выпуклость стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений, поэтому в ответственных соединениях ее удаляют механическим способом.

Нахлесточные соединения (рис. 1.4, а — в) выполняют угловыми швами с различной формой сечения:

а) *нормальные* (рис. 1.5, а), профиль которых представляет собой равнобедренный треугольник;

б) *вогнутые* (рис. 1.5, б), применяют в особо ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогну-

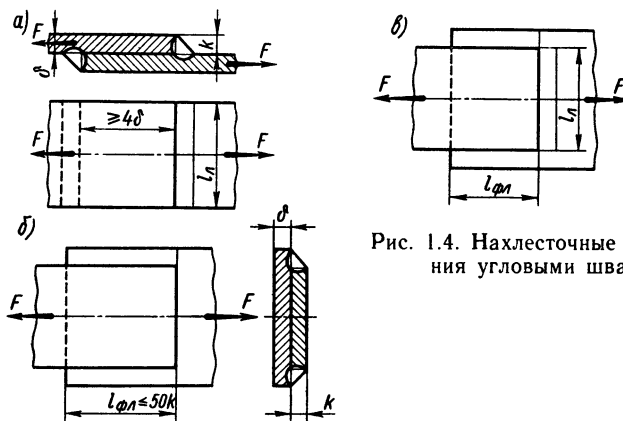


Рис. 1.4. Нахлесточные соединения угловыми швами

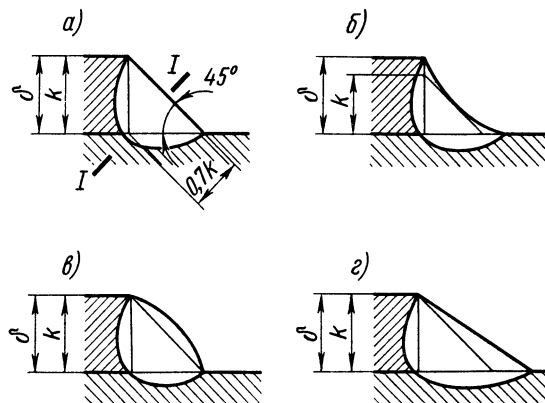


Рис. 1.5. Угловые швы

тость обеспечивает плавный переход шва в основной металл детали, благодаря чему снижается концентрация напряжений. *Вогнутый шов повышает стоимость соединения*, так как требует последующей механической обработки для получения вогнутости,

в) *выпуклые* (рис. 1.5, в) — нерациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений,

г) *специальные* (рис. 1.5, г), профиль которых представляет собой неравнобедренный прямоугольный треугольник, применяются при переменных нагрузках, так как значительно снижают концентрацию напряжений

За катет шва k принимают катет вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника (рис. 1.5, б). В большинстве случаев значение k принимают равным толщине δ свариваемых деталей, но не менее 3 мм

В зависимости от расположения угловые швы бывают:

а) *лобовые*, расположенные перпендикулярно линии действия силы F (см. рис. 1.4, а);

б) *фланговые*, расположенные параллельно линии действия силы F (см. рис. 1.4, б);

в) *комбинированные*, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (см. рис. 1.4, в)

В нахлесточных соединениях возникает изгибающий момент $M = F\delta$ (см. рис. 1.4, а) от внецентренного действия растягивающих или сжимающих сил, что является недостатком этих соединений.

Тавровые соединения. Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может выполняться угловыми (рис. 1.6, а) или стыковыми (рис. 1.6, б) швами

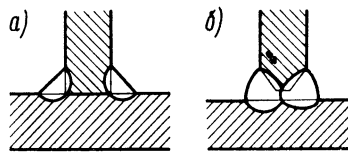


Рис. 1.6 Тавровые соединения

1.3. Расчет на прочность сварных соединений

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределяются равномерно как по длине, так и по сечению

Стыковые соединения. Расчет швов (рис. 1.7) производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Условие прочности шва на рас-

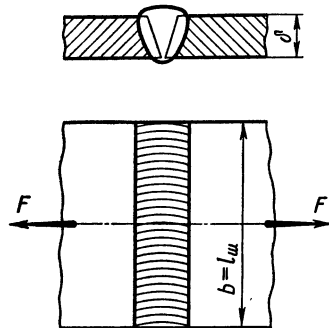


Рис. 1.7. Стыковое соединение

тяжение

$$\sigma'_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta l_w} \leq [\sigma]'_p, \quad (1.1)$$

где F — растягивающая сила; δ — толщина шва (принимается равной толщине детали); l_w — длина шва; σ'_p и $[\sigma]'_p$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва (см. табл. 1.1).

Нахлесточные соединения угловыми швами. Расчет угловых швов производят на срез

по опасному сечению $I-I$ (см. рис. 1.5, а), совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота опасного сечения шва равна $k \sin 45^\circ \approx 0,7k$.

Условие прочности шва на срез при действии растягивающей или сжимающей силы

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7k l_w} \leq [\tau]'_{cp}, \quad (1.2)$$

где τ'_{cp} и $[\tau]'_{cp}$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва (см. табл. 1.1); l_w — расчетная длина шва. В соединении лобовыми швами $l_w = 2l_n$ (см. рис. 1.4, а), фланговыми швами $l_w = 2l_{фл}$ (см. рис. 1.4, б). В комбинированном сварном шве (см. рис. 1.4, в) l_w равна сумме длин всех лобовых и фланговых швов.

§ 1.4. Допускаемые напряжения для сварных соединений

Температурные деформации при сварке создают остаточные напряжения в зоне шва. Эти напряжения незначительны, если свариваемые металлы обладают хорошей пластичностью. К таким металлам относятся низко- и среднеуглеродистые стали. Сварка легированных сталей несколько затруднена из-за склонности к закалке околошовной зоны. Допускаемые напряжения для сварных соединений выбирают по табл. 1.1.

При переменной нагрузке допускаемые напряжения, полученные по табл. 1.1, снижают умножением на коэффициент γ :

$$\gamma = \frac{1}{(0,58K_\sigma \pm 0,26) - (0,58K_\sigma \mp 0,26)R} \leq 1, \quad (1.3)$$

Т а б л и ц а 1.1. Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке

Вид деформации и напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная дуговая сварка электродами	
		Э50А, Э42А	Э50, Э42
Растяжение $[\sigma]_p'$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,9[\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma]_{сж}$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Срез $[\tau]_{ср}$	$0,65[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$

Примечание В таблице $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей Для стали Ст2 $[\sigma]_p/140 \text{ Н/мм}^2$, Ст3 $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$

где R — коэффициент асимметрии цикла (см. § 0 5); K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Для угловых лобовых швов: при ручной сварке $K_\sigma = 2,3 \dots 3,2$; при автоматической $K_\sigma = 1,7 \dots 2,4$.

Для фланговых швов $K_\sigma = 3,5 \dots 4,5$.

Для стыковых швов при ручной сварке углеродистых сталей $K_\sigma = 1,2$

В знаменателе формулы (1.3) верхние знаки принимают, когда среднее напряжение цикла $\sigma_m \geq 0$, нижние — когда $\sigma_m < 0$.

§ 1.5. Рекомендации по конструированию сварных соединений

1 Из-за дефектов сварки на концах шва принимают *минимальную длину шва* не менее 30 мм.

2 В нахлесточных соединениях (см. рис. 1.4, а) *длину перекрытия принимают* не менее величины 4δ , где δ — минимальная толщина свариваемых деталей.

3 Длина *лобовых швов* l_l не ограничивается.

Длина *фланговых швов* ограничивается, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва (см. рис. 1.4, б), $l_{фл} \leq 50k$.

4 Сварные швы располагают так, чтобы они в соединении были *нагружены равномерно*. При конструировании соединения уголков с косынками (рис. 1.8) длины фланговых швов принимают из условия равенства.

$$l_{1фл} z_0 = l_{2фл} (b - z_0),$$

где $l_{1фл} + l_{2фл} = l_{фл}$ — суммарная длина фланговых швов.

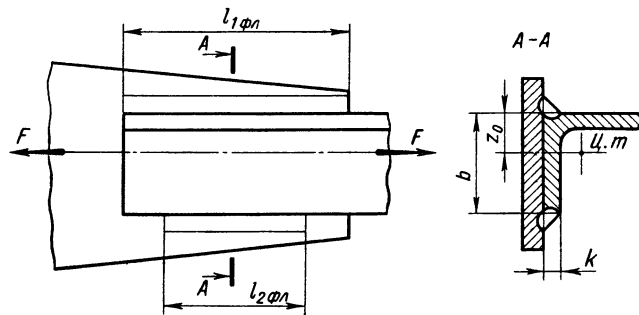


Рис. 1.8 Пример сварной конструкции

Следовательно, длина флангового шва у пера уголка

$$l_{2\text{фл}} = l_{\text{фл}} z_0 / b. \quad (1.4)$$

5. В конструкциях, подверженных действию вибрационных знакопеременных нагрузок, нахлесточные соединения не рекомендуются, так как они создают значительную концентрацию напряжений. По этой же причине не разрешается применять всевозможные «усиливающие» накладки и другие элементы.

Пример 1.1. Рассчитать сварные соединения однодискового зубчатого колеса, передающего вращающий момент $T = 30 \text{ кН} \cdot \text{м}$ (см. рис. 1.2). Внутренний диаметр диска $d_1 = 210 \text{ мм}$, наружный $d_2 = 500 \text{ мм}$. Материал обода, ступицы и диска — сталь Ст3. Распределение нагрузки по сварному шву неравномерное — циклическое, с коэффициентом асимметрии цикла $R = 0,3$. Сварка ручная, дуговая электродом Э50А. Шов двусторонний ($i = 2$).

Решение. 1. Для фланговых швов принимаем эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_\sigma = 4$. При $R = \sigma_{\text{min}} / \sigma_{\text{max}} = 0,3$ (см. § 0.5 и рис. 0.2) среднее напряжение цикла $\sigma_m > 0$.

Допускаемое напряжение среза для угловых швов при переменной нагрузке по табл. 1.1:

$$[\tau]_{\text{ср}} = \gamma \cdot 0,65 [\sigma]_p,$$

где по формуле (1.3)

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{1}{(0,58K_\sigma + 0,26) - (0,58K_\sigma - 0,26) R} = \\ &= \frac{1}{(0,58 \cdot 4 + 0,26) - (0,58 \cdot 4 - 0,26) 0,3} = 0,51 \end{aligned}$$

По табл. 1.1 для стали Ст3 $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$. Следовательно,

$$[\tau]_{\text{ср}} = \gamma \cdot 0,65 [\sigma]_p = 0,51 \cdot 0,65 \cdot 160 \text{ Н/мм}^2 = 53 \text{ Н/мм}^2.$$

2. **Окружные силы** на внутреннем и наружном диаметрах диска

$$F_{t1} = 2T/d_1 = (2 \cdot 30/0,21) \text{ кН} = 285 \text{ кН},$$

$$F_{t2} = 2T/d_2 = (2 \cdot 30/0,5) \text{ кН} = 120 \text{ кН}$$

3. **Внутренний и наружный периметры диска** (длины фланговых швов)

$$l_{1\phi 1} = \pi d_1 = \pi \cdot 210 \text{ мм} = 660 \text{ мм},$$

$$l_{2\phi 1} = \pi d_2 = \pi \cdot 500 \text{ мм} = 1570 \text{ мм}$$

4. **Высота катета по внутреннему периметру диска** [формула (1 2)]

$$k_1 = \frac{F_{t1}}{i0,7l_{1\phi 1} [\tau]_{\text{ср}}} = \frac{285 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 660 \cdot 53} \text{ мм} = 5,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $k_1 = 6 \text{ мм}$

5. **Высота катета по наружному периметру диска.**

Так как $F_{t1} > F_{t2}$ и $l_{1\phi 1} < l_{2\phi 1}$, то более нагружен шов по внутреннему периметру диска. Для него высота катета $k_1 = 6 \text{ мм}$. По наружному периметру диска принимаем $k_2 = k_1 = 6 \text{ мм}$. Сплошной шов заменяем прерывистым — шесть участков длиной $l = 10k_2 = 60 \text{ мм}$ каждый.

Расчетное напряжение среза этого шва

$$\begin{aligned} \tau'_{\text{ср}2} &= \frac{F_{t2}}{i0,7k_2 (6l)} = \\ &= \frac{120 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 (6 \cdot 60)} = 40 \text{ Н/мм}^2 < [\tau] = 53 \text{ Н/мм}^2, \end{aligned}$$

прочность шва обеспечивается.

§ 1.6. Клеевые соединения

Клеевые соединения применяют для деталей из металла и неметаллических материалов. **Достоинства** — возможность соединения разнородных материалов, герметичность, стойкость против коррозии, возможность соединения очень тонких листовых деталей, малая концентрация напряжений. **Недостатки** — сравнительно невысокая прочность, низкая теплостойкость.

На прочность клеевых соединений влияют характер нагрузок, конструкция соединения, марка клея, технология склеивания и время (с течением времени прочность некоторых клеев уменьшается). Для склеивания различных материалов применяют большое количество марок клея, отличающихся физико-механическими и технологическими свойствами (клеи БФ, ВК-1, ВК-2, МПФ-1 и др.). Наибольшее применение в машиностроении получили нахлесточные клеевые соединения, работающие на сдвиг.

Перед склеиванием соединяемые поверхности обрабатывают абразивной шкуркой, так как шероховатость увеличивает поверхность склеивания. Толщина слоя клея должна быть 0,05 ...0,15 мм.

Расчет на прочность клеевых соединений производят на сдвиг методами сопротивления материалов. Для соединений, полученных клеями основных марок, принимают допустимое напряжение на сдвиг $[\tau]_c = 10...15 \text{ Н/мм}^2$.

Контрольные вопросы

1. Какие преимущества имеют сварные соединения по сравнению с заклепочными? Область их применения.
2. Что называется сварным швом? Типы сварных швов.
3. Как рассчитывают сварные швы, нагруженные осевой силой?
4. Какие факторы учитывают при выборе допустимых напряжений для сварных швов?
5. Как рассчитывают угловые сварные швы: лобовые, фланговые и комбинированные при нагружении осевой силой?
6. Каковы достоинства, недостатки клеевых соединений по сравнению со сварными? Область их применения.

ГЛАВА 2. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

§ 2.1. Общие сведения

Соединения с натягом осуществляют подбором соответствующих посадок, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров насаживаемых одна на другую деталей. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей. Увеличению коэффициента трения способствуют микронеровности на сопряженных поверхностях.

Из соединений деталей с натягом наибольшее распространение получили **цилиндрические соединения**, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности.

Характерными примерами деталей, соединенных посадками с натягом, являются: венцы зубчатых и червячных колес (рис. 2.1), подшипники качения (рис. 2.2), роторы электродвигателей и т. д.

Соединения деталей с натягом условно относят к неразъемным соединениям, однако цилиндрические соединения, особенно при закаленных поверхностях, допускают разборку (распрессовку) и новую сборку (запрессовку) деталей.

Цилиндрические соединения по способу сборки разделяются на соединения, собираемые *запрессовкой*, и соедине-

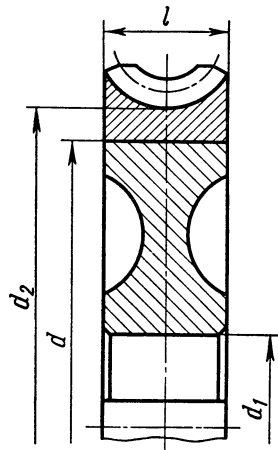


Рис 2.1. Червячное колесо с напрессованным венцом

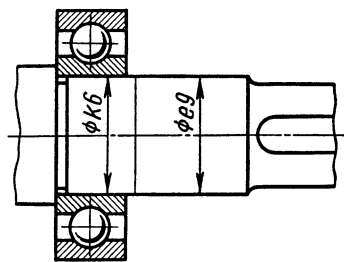


Рис. 2.2. Крепление внутреннего кольца подшипника на валу посадкой с натягом

ния, собираемые с предварительным *нагревом* охватывающей или с *охлаждением* охватываемой детали. Прочность соединения деталей, собираемых с нагревом или охлаждением, выше прочности соединений запрессовкой (примерно в 2,5 раза).

Запрессовку деталей производят на гидравлических, винтовых и рычажных прессах. Для уменьшения повреждения сопрягаемые поверхности смазывают растительным маслом. Скорость запрессовки не более 5 мм/с.

Для сборки с помощью нагрева температура нагрева деталей должна быть ниже температуры низкого отпуска. Для сталей допустимая температура нагрева $[t]=230...240\text{ }^{\circ}\text{C}$, для бронз $[t]=150...200\text{ }^{\circ}\text{C}$. В зависимости от требуемой температуры охватываемую деталь нагревают в воде (до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$), в масле (до $130\text{ }^{\circ}\text{C}$), в электрической или газовой печи.

Охватываемую деталь охлаждают сухим льдом (температура испарения $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$) или жидким воздухом (температура испарения $-190\text{ }^{\circ}\text{C}$) Применение жидкого воздуха требует соблюдения норм безопасности, при этом детали должны быть тщательно обезжирены.

Достоинства соединений с натягом. 1. Простота конструкции и хорошее базирование соединяемых деталей. 2. Большая нагрузочная способность.

Недостатки. 1. Сложность сборки и особенно разборки. 2. Рассеивание прочности соединения в связи с колебаниями действительных посадочных размеров в пределах допусков.

Соединения деталей с натягом широко применяются при больших динамических нагрузках и отсутствии необходимости в частой сборке и разборке. В последнее время посадки с натягом применяют в соединениях с валом зубчатых и червячных колес вместо шпоночных соединений.

§ 2.2. Расчет на прочность соединений с натягом

Прочность соединения обеспечивается натягом, который образуется в выбранной посадке. Значение натяга определяется потребным контактным давлением p_m на посадочной поверхности соединяемых деталей. Это давление должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних сдвигающих сил.

Контактные давления в направлении длины деталей изменяются по закону кривой (рис. 2.3). Концентрация давлений у кра-

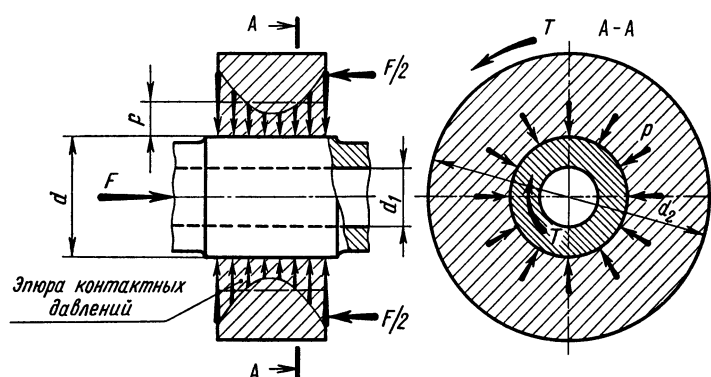


Рис. 2.3. Расчетная схема соединения с натягом

ев отверстия вызвана вытеснением сжатого материала от середины в обе стороны. У торцов они больше средних давлений в 2...3,5 раза.

Расчет на прочность деталей соединения основан на предположении, что контактные давления распределяются равномерно по поверхности контакта.

Взаимная неподвижность деталей соединения с натягом обеспечивается соблюдением условий:

1. При нагружении соединения осевой силой F (рис. 2.3)

$$KF \leq \pi d l p_m f,$$

откуда

$$p_m \geq \frac{KF}{\pi dl f}, \quad (2.1)$$

где p_m — среднее контактное давление; $K=2...4,5$ — коэффициент запаса сцепления для предупреждения контактной коррозии (изнашивания посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных нагрузок, особенно в период пуска и остановки); d, l — диаметр и длина посадочной поверхности; f — коэффициент сцепления (трения).

Для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой $f=0,07$; при температурной сборке $f=0,14$. Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая или латунная, то при сборке запрессовкой $f=0,05$; при температурной сборке $f=0,07$.

2. При нагружении соединения вращающим моментом T (рис. 2.3)

$$KT = (\pi dl p_m d/2) f,$$

откуда

$$p_m = \frac{2KT}{\pi d^2 l f}. \quad (2.2)$$

3. При нагружении соединения одновременно осевой силой F и вращающим моментом T (рис. 2.3)

$$K \sqrt{F^2 + (2T/d)^2} = \pi dl p_m f,$$

откуда

$$p_m \geq \frac{K \sqrt{F^2 + (2T/d)^2}}{\pi dl f}. \quad (2.3)$$

Деформация Δ деталей соединения, равная по значению расчетному натягу, связана с контактным давлением p_m зависимостью Лямэ, выводимой в курсе сопротивления материалов для расчета толстостенных полых цилиндров:

$$\Delta = p_m d (C_1/E_1 + C_2/E_2), \quad (2.4)$$

где

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2.$$

Здесь d — посадочный диаметр (рис. 2.3); d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1=0$); d_2 — наружный диаметр охватывающей детали;

E_1 и E_2 — модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей (для сталей $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²; для чугуна $E = 10^5$ Н/мм²; для бронзы $E = 0,9 \cdot 10^5$ Н/мм²);

μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (для стали $\mu = 0,3$; для чугуна $\mu = 0,25$; для бронзы $\mu = 0,35$).

При сборке соединения микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются (рис. 2.4). Для

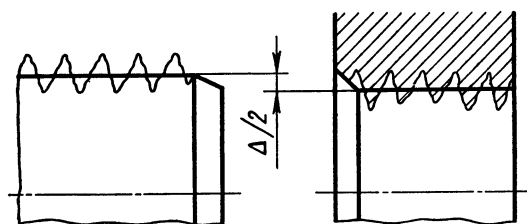


Рис. 2.4. Схема микронеровностей посадочных поверхностей

компенсации этого в расчет вводят поправку u , представляющую собой обмятие микронеровностей:

$$u = 5,5 (R_{a1} + R_{a2}), \quad (2.5)$$

где R_{a1} и R_{a2} — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей. Наиболее распространенные значения R_a для поверхностей деталей, соединенных с натягом: 2,0; 1,6; 1,25; 0,80; 0,63; 0,40 мкм.*

Если соединение с натягом подвержено нагреву в процессе работы и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового зубчатого венца червячного колеса с чугунным или стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление натяга соединения. Для компенсации этого в расчет вводят поправку на температурную деформацию:

$$\Delta_t = d [(t_2 - 20) \alpha_2 - (t_1 - 20) \alpha_1], \quad (2.6)$$

где d — номинальный посадочный диаметр, мм; t_1 и t_2 — температуры деталей соединения в процессе работы, °С; α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материала деталей (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹; для бронзы, латуни $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹).

* мкм — микрометр; 1 мкм = 10^{-6} м = 10^{-3} мм.

Минимальный требуемый натяг соединения, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок:

$$[N]_{\min} \geq \Delta + u + \Delta_f. \quad (2.7)$$

Опасным элементом соединения, как правило, является охватываемая деталь.

Максимальный допустимый натяг соединения, гарантирующий прочность охватываемой детали:

$$[N]_{\max} \leq [\Delta]_{\max} + u, \quad (2.8)$$

где $[\Delta]_{\max}$ — максимальная деформация соединения, допускаемая прочностью охватываемой детали,

$$[\Delta]_{\max} = [p_m]_{\max} \Delta / p_m. \quad (2.9)$$

Здесь $[p_m]_{\max}$ — максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали. По гипотезе наибольших касательных напряжений

$$[p_m]_{\max} = 0,5\sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2], \quad (2.10)$$

где σ_{T2} — предел текучести материала охватываемой детали.

По значению минимального $[N]_{\min}$ и максимального $[N]_{\max}$ натягов подбирают стандартную посадку, у которой наименьший натяг $N_{\min} > [N]_{\min}$, а наибольший натяг $N_{\max} \leq [N]_{\max}$.

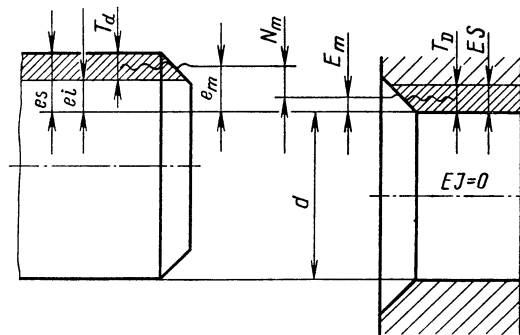


Рис. 2.5 Схема расположения полей допусков вала и отверстия посадки с натягом в системе отверстия

Значения натягов N_{\min} и N_{\max} выбранной посадки подсчитывают с учетом рассеивания размеров отверстия и вала по формулам:

а) допуски размеров (рис. 2.5):

$$\text{отверстия } T_D = ES - EI; \quad (2.11)$$

$$\text{вала } T_d = es - ei, \quad (2.12)$$

где ES и EI — верхнее и нижнее отклонения размера отверстия;
 es и ei — верхнее и нижнее отклонения размера вала;

б) средние отклонения размеров:

$$\text{отверстия } E_m = 0,5 (ES + EI); \quad (2.13)$$

$$\text{вала } e_m = 0,5 (es + ei); \quad (2.14)$$

в) средний натяг посадки

$$N_m = e_m - E_m; \quad (2.15)$$

г) рассеивание натяга (рис. 2.6)

$$T_\Sigma = \sqrt{T_d^2 + T_D^2}; \quad (2.16)$$

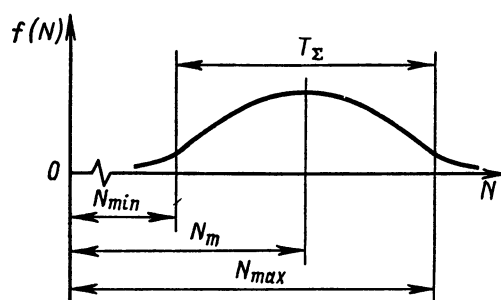


Рис. 2.6. График к расчету натяга (нормальный закон распределения вероятностей)

д) наименьший и наибольший вероятные натяги выбранной посадки:

$$N_{\min} = N_m - 0,5T_\Sigma; \quad (2.17)$$

$$N_{\max} = N_m + 0,5T_\Sigma. \quad (2.18)$$

Для соединений с натягом применяют посадки $H7/p6$, $H7/r6$, $H7/s6$, $H7/t6$, $H7/u7$ и др.

При сборке соединения запрессовкой сила запрессовки

$$F_n = \pi d l p_{m \max} f_n, \quad (2.19)$$

где $p_{m \max} = (N_{\max} - u) p_m / \Delta$ — давление от наибольшего натяга N_{\max} выбранной посадки;

f_n — коэффициент трения при запрессовке.

Материал деталей соединения	f_n
Сталь — сталь	0,20
Сталь — чугун	0,14
Сталь — бронза, латунь	0,10
Чугун — бронза, латунь	0,08

При сборке соединения с использованием температурного деформирования определяют:

температуру нагрева охватываемой детали

$$t = 20 + \frac{N_{\max} + z_{сб}}{d\alpha} \quad (2.20)$$

или температуру охлаждения охватываемой детали

$$t = 20 - \frac{N_{\max} + z_{сб}}{d\alpha}, \quad (2.21)$$

где t — °С; d , N_{\max} — мм; α — температурный коэффициент линейного расширения материала нагреваемой или охлаждаемой детали, °С⁻¹ (см. выше); $z_{сб}$ — дополнительный зазор для облегчения сборки, мм Принимают:

d , мм...30...80	80...180	180...400
$z_{сб}$, мкм...10	15	20

Конические соединения по сравнению с цилиндрическими обеспечивают возможность большего числа повторных сборок. Коэффициент принимают 1/10 ...1/50; отношение длины к диаметру $l/d=1,0 \dots 1,5$. Эти соединения считают перспективными. Расчеты их аналогичны расчетам цилиндрических соединений.

Подбор посадок с натягом ведут в последовательности, изложенной в решении примера 2.1.

Пример 2.1. Подобрать посадку с натягом зубчатого венца червячно-го колеса на центр колеса (см. рис. 2.1). Соединение нагружено вращающим моментом $T=72 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и осевой силой $F=160 \text{ Н}$. Материал венца — бронза БрОФ10-1 (отливка в землю) с $\sigma_{т2}=140 \text{ Н/мм}^2$. Материал центра колеса — сталь 40Л Диаметр впадин зубьев венца колеса (наружный диаметр охватываемой детали) $d_2=258 \text{ мм}$. Диаметр и длина посадочной поверхности соответственно $d=240 \text{ мм}$, $l=40 \text{ мм}$. Диаметр вала $d_1=45 \text{ мм}$. При работе передачи зубчатый венец может нагреваться до температуры $t_2=60 \text{ }^\circ\text{С}$, а центр колеса — до температуры $t_1=50 \text{ }^\circ\text{С}$. Сборка осуществляется нагревом зубчатого венца.

Решение. 1. Расчетные коэффициенты. Для стали $E_1=2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\mu_1=0,3$, $\alpha_1=12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{С}^{-1}$. Для бронзы: $E_2=0,9 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$; $\mu_2=0,35$; $\alpha_2=19 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{С}^{-1}$. Коэффициент сцепления $f=0,07$, коэффициент запаса сцепления $K=3$

2. Среднее контактное давление в соединении по формуле (2.3)

$$p_m = \frac{K \sqrt{F^2 + (2T/d)^2}}{\pi d l f} =$$

$$= \frac{3 \sqrt{160^2 + (2 \cdot 72 \cdot 10^3 / 240)^2}}{\pi \cdot 240 \cdot 40 \cdot 0,07} \text{ Н/мм}^2 = 0,88 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Деформация деталей соединения по формуле (2.4)

$$\Delta = p_m d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 0,88 \cdot 240 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{13,8}{0,9 \cdot 10^5} \right) \text{ мм} = 33 \text{ мкм},$$

где

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 = \frac{1 + (45/240)^2}{1 - (45/240)^2} - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2 = \frac{1 + (240/258)^2}{1 - (240/258)^2} + 0,35 = 13,8.$$

4. Изготовление посадочных поверхностей зубчатого венца и центра колеса назначаем со средними арифметическими отклонениями профиля микронеровностей $R_{a1} = R_{a2} = 1,6$ мкм.

Поправка на обмятие микронеровностей по формуле (2.5)

$$u = 5,5 (R_{a1} + R_{a2}) = 5,5 (1,6 + 1,6) \text{ мкм} = 17 \text{ мкм}.$$

5. Поправка на температурную деформацию по формуле (2.6)

$$\Delta_t = d [(t_2 - 20) \alpha_2 - (t_1 - 20) \alpha_1] =$$

$$= 240 [(60 - 20) 19 \cdot 10^{-6} - (50 - 20) 12 \cdot 10^{-6}] \text{ мм} = 96 \text{ мкм}.$$

6. Минимальный требуемый натяг соединения по формуле (2.7)

$$[N]_{\min} \geq \Delta + u + \Delta_t = 33 + 17 + 96 \text{ мкм} = 146 \text{ мкм}.$$

7. Максимальное контактное давление, допускаемое прочностью зубчатого венца, по формуле (2.10)

$$[p_m]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] =$$

$$= 0,5 \cdot 140 [1 - (240/258)^2] \text{ Н/мм}^2 = 9,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Максимальная деформация соединения, допускаемая прочностью зубчатого венца, по формуле (2.9)

$$[\Delta]_{\max} = [p_m]_{\max} \Delta / p_m = 9,4 \cdot 33 / 0,88 \text{ мкм} = 355 \text{ мкм}.$$

Максимальный допустимый натяг соединения из условия прочности зубчатого венца по формуле (2.8)

$$[N]_{\max} \leq [\Delta]_{\max} + u = 355 + 17 \text{ мкм} = 372 \text{ мкм}.$$

8. Для полученных значений $[N]_{\min} = 146$ мкм и $[N]_{\max} = 372$ мкм подбираем посадку $\varnothing 240 H7/u7$, для которой диаметр отверстия венца $\varnothing 240^{+0,046}$, наружный диаметр центра колеса $\varnothing 240 \pm 0,334$.

По формулам (2.11) ... (2.18) и рис. 2.5 для выбранной посадки получаем:

наименьший вероятный натяг $N_{\min} = 251$ мкм;

наибольший вероятный натяг $N_{\max} = 317$ мкм.

Условия $N_{\min} > [N]_{\min}$ и $N_{\max} < [N]_{\max}$ соблюдаются.

9. Температура нагрева зубчатого венца по формуле (2.20)

$$t = 20 + \frac{N_{\max} + z_{сб}}{d\alpha_2} = 20 + \frac{317 \cdot 10^{-3} + 20 \cdot 10^{-3}}{240 \cdot 19 \cdot 10^{-6}} \text{ } ^\circ\text{C} = 94 \text{ } ^\circ\text{C},$$

что ниже температуры низкого отпуска (см. § 2.1). Здесь $z_{сб}$ принят равным 20 мкм.

§ 2.3. Рекомендации по конструированию соединений с натягом

1. Для облегчения установки под прессом и во избежание образования заусенцев соединяемые детали должны иметь приемные фаски, высота которых $e = 0,01d + 2$ мм, где d — номинальный посадочный размер (рис. 2.7).

При наличии свободного места на валу рекомендуется выполнять центрирующий участок со свободной посадкой $H7/e9$ (рис. 2.8, б).

2. Для повышения усталостной прочности вала под ступицей обычно номинальный посадочный диаметр увеличивают на 5% с применением плавных переходов — галтелей (рис. 2.8, а). Для той же цели могут быть применены обкатка роликами, цементация или поверхностная закалка, азотирование,

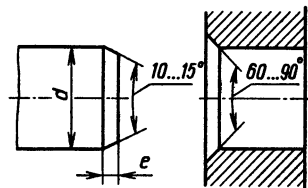


Рис. 2.7. Приемные фаски на деталях соединения с натягом

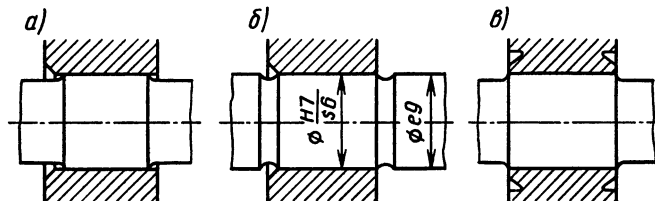


Рис. 2.8. Конструктивные средства повышения усталостной прочности валов в местах посадок с натягом

а также разгрузочные канавки на валах у ступиц (рис. 2.8, б) или на торцах ступиц (рис. 2.8, в), укорочение посадочной части вала (рис. 2.8, а).

Контрольные вопросы

1. Какими способами осуществляют цилиндрическое соединение с натягом?
2. Каковы преимущества и недостатки соединений с натягом по сравнению с другими видами соединений? В каких случаях их применяют?
3. Каковы условия, обеспечивающие взаимную неподвижность деталей цилиндрических соединений с натягом при нагружении соединения осевой силой или вращающим моментом и одновременно осевой силой и вращающим моментом?
4. От чего зависит нагрузочная способность соединения с натягом?
5. Какой зависимостью связан расчетный натяг цилиндрического соединения с контактным давлением?
6. Как определить минимальный требуемый и максимальный допустимый натяги соединения? Как выбирается необходимая посадка по таблицам стандартов?
7. Как осуществляют сборку соединения с натягом при использовании теплового деформирования?

ГЛАВА 3. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 3.1. Общие сведения

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их образуют болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Основным элементом резьбового соединения является р е з ь б а, которая получается путем прорезания или накатки на поверхности деталей канавок по винтовой линии. Винтовую линию образует гипотенуза прямоугольного треугольника при накручивании на прямой круговой цилиндр (рис. 3.1). Если плоскую фигуру (треу-

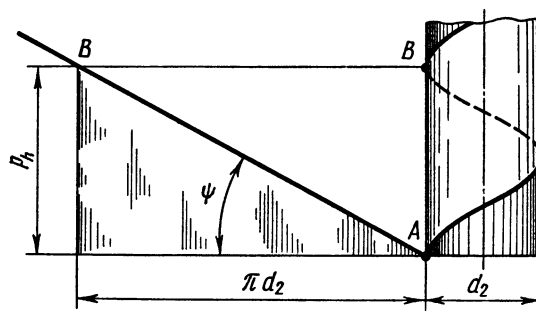


Рис. 3.1. Образование винтовой линии

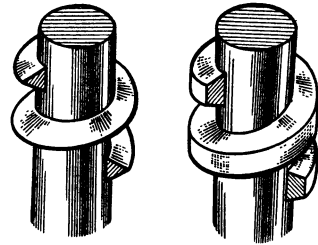


Рис. 3.2. Образование резьбы

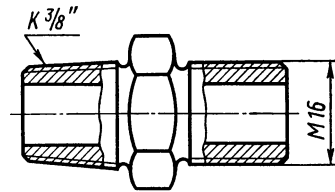


Рис. 3.3. Пример цилиндрической и конической резьб

гольник, трапецию и т. п.) перемещать по винтовой линии так, чтобы ее плоскость при движении всегда проходила через ось винта, то эта фигура образует резьбу соответствующего профиля (рис. 3.2).

Классификация резьб. В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба, различают цилиндрические и конические резьбы (рис. 3.3).

В зависимости от формы профиля резьбы делятся на пять основных типов: треугольные (рис. 3.4, а), упорные (рис. 3.4, б), трапецидальные (рис. 3.4, в), прямоугольные (рис. 3.4, г) и круглые (рис. 3.4, д).

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают правые (рис. 3.5, а) и левые (рис. 3.5, б). У правой резьбы винтовая линия поднимается слева вверх направо. Левая резьба имеет ограниченное применение.

В зависимости от числа заходов резьбы делятся на однозаходные (рис. 3.5, б), многозаходные (рис. 3.5, а). Многозаходные резьбы получают при перемещении по винтовым линиям нескольких рядом расположенных профилей. Заходность резьбы легко определить с торца винта по числу сбегающих витков.

В зависимости от назначения резьбы делятся на крепежные, крепежно-уплотняющие и для передачи движения.

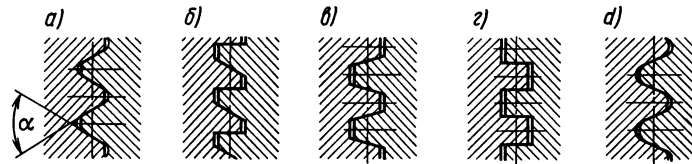


Рис. 3.4. Профили резьб

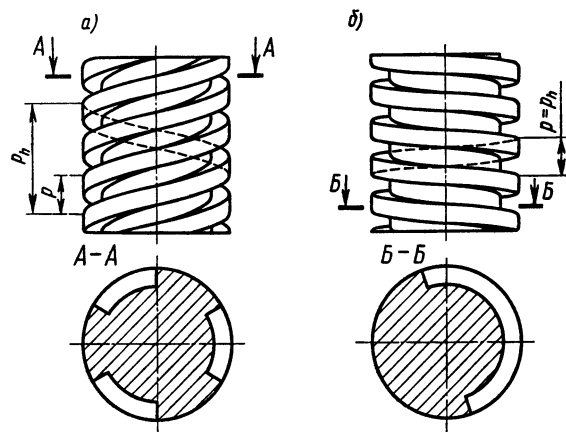


Рис. 3.5. Примеры правой трехзаходной (а) и левой однозаходной (б) резьб

Крепежные резьбы применяют в резьбовых соединениях; они имеют треугольный профиль, который характеризуется: большим трением, предохраняющим резьбу от самоотвинчивания; высокой прочностью; технологичностью.

Крепежно-уплотняющие резьбы применяют в соединениях, требующих герметичности. Эти резьбы также выполняют треугольного профиля, но без радиальных зазоров (см. рис. 3.9). Как правило, *все крепежные резьбовые детали имеют однозаходную резьбу*.

Резьбы для передачи движения применяются в винтовых механизмах и имеют трапецидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется меньшим трением.

Достоинства. 1. Высокая нагрузочная способность и надежность. 2. Наличие большой номенклатуры резьбовых деталей для различных условий работы. 3. Удобство сборки и разборки. 4. Малая стоимость, обусловленная стандартизацией и высокопроизводительными процессами изготовления.

Недостатки. Главным недостатком резьбовых соединений является наличие большого количества концентраторов напряжений на поверхностях резьбовых деталей, которые снижают их сопротивление усталости при переменных напряжениях.

§ 3.2. Геометрические параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются (рис. 3.6):

d — наружный диаметр — номинальный диаметр резьбы;

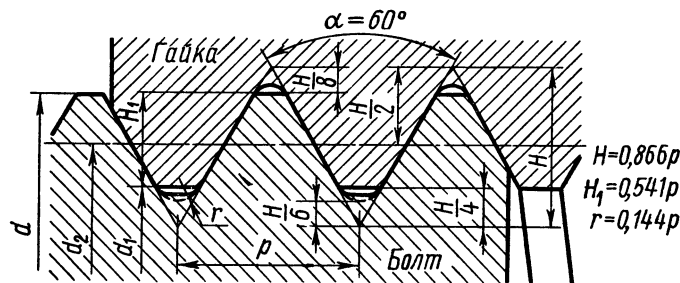


Рис. 3.6. Метрическая резьба

- d_1 — внутренний диаметр резьбы гайки;
- d_2 — средний диаметр резьбы, т. е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка равна ширине впадины;
- p — шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении;
- p_h — ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (см. рис. 3.5): для однозаходной резьбы $p_h = p$; для многозаходных резьб $p_h = zp$, где z — число заходов;
- α — угол профиля резьбы (см. рис. 3.4);
- ψ — угол подъема резьбы (см. рис. 3.1), т. е. угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта:

$$\boxed{\operatorname{tg} \psi = \frac{p_h}{\pi d_2}} \quad (3.1)$$

Из формулы (3.1) следует, что угол ψ возрастает с увеличением заходности резьбы.

§ 3.3. Основные типы резьб

Метрическая резьба (см. рис. 3.6). Это наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равнобедренного треугольника, следовательно, $\alpha = 60^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что уменьшает концентрацию напряжений, предохраняет резьбу от повреждений, а также удовлетворяет нормам техники безопасности. Радиальный зазор в резьбе делает ее негерметичной. Метрические резьбы делятся на резьбы с *крупным* и *мелким* шагом (табл. 3.1 и рис. 3.6). Изготавливается по стандарту.

В качестве основной крепежной применяют резьбу с *крупным* шагом, так как она менее чувствительна к изнашиванию и неточ-

Т а б л и ц а 3.1. Резьба метрическая (выборка)
Размеры, мм (рис. 3.6)

Номинальный диаметр резьбы	Резьба с крупным шагом		Резьбы с мелким шагом	
	шаг резьбы p	средний диаметр d_2	шаг резьбы p	средний диаметр d_2
10	1,5	9,026	1,25	9,188
12	1,75	10,863	1,25	11,188
16	2	14,701	1,5	15,026
20	2,5	18,376	1,5	19,026
24	3	22,051	2	22,701

ностям изготовления. Резьбы с мелким шагом различаются между собой коэффициентом измельчения, т. е. отношением крупного шага к соответствующему мелкому шагу (рис. 3.7). Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и характеризуются повышенным самоторможением, так как при малом шаге угол подъема винтовой линии ψ мал [см. формулу (3.1)]. Мелкие резьбы применяют в резьбовых соединениях, подверженных переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях.

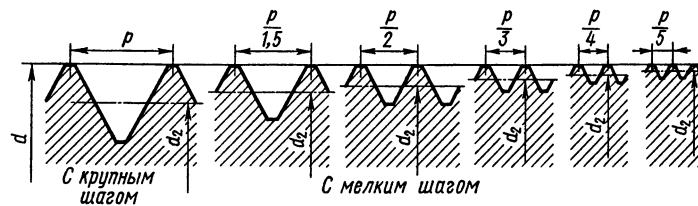


Рис. 3.7. Изменение среднего диаметра метрической резьбы в зависимости от коэффициента измельчения шага

Дюймовая резьба * (рис. 3.8). Имеет профиль в виде равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$. Применяется только при ремонте деталей импортных машин.

Трубная резьба. Трубная цилиндрическая резьба (рис. 3.9) является мелкой дюймовой резьбой, но с закругленными выступами и впадинами. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбовое соединение герметичным. Применяется для соединения труб. Изготавливается по стандарту.

* 1 дюйм = 25,4 мм.

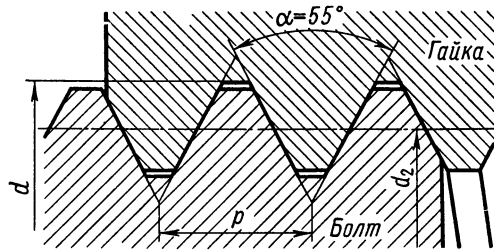


Рис. 3.8. Дюймовая резьба

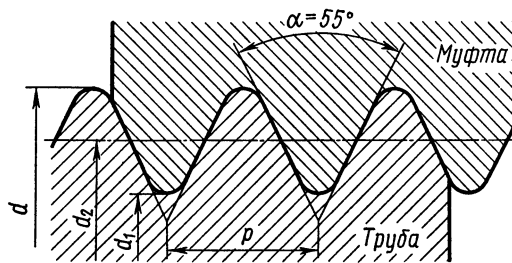


Рис. 3.9. Трубная резьба

Высокую плотность соединения дает трубная коническая резьба.

Трапецидальная резьба (рис. 3.10). Это основная резьба в передаче винт—гайка (см. ниже). Ее профиль — равнобочная трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Характеризуется небольшими потерями на трение, технологична. К.п.д. выше, чем для резьб с треугольным профилем. Применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков и т. п.). Стандартные размеры резьбы приведены в табл. 3.2.

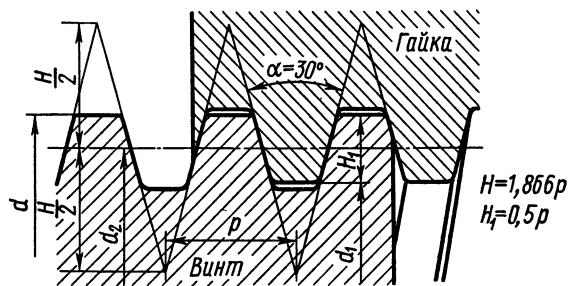


Рис. 3.10. Трапецидальная резьба

Т а б л и ц а 3.2. Резьба трапецеидальная (выборка)
Размеры, мм (рис. 3.10)

Наружный диаметр	Шаг резьбы p	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1
40	3	38,5	36,5
	6	37	33
	10	35	29

50	3	48,5	46,5
	8	46	41
	12	44	37

Упорная резьба (рис. 3.11). Имеет профиль в виде неравнобочной трапеции с углом 27° . Для возможности изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° . К.п.д. выше, чем у трапецеидальной резьбы. Закругление впадин повышает сопротивление усталости винта. Применяется в передаче винт — гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т. д.). Изготавливается по стандарту.

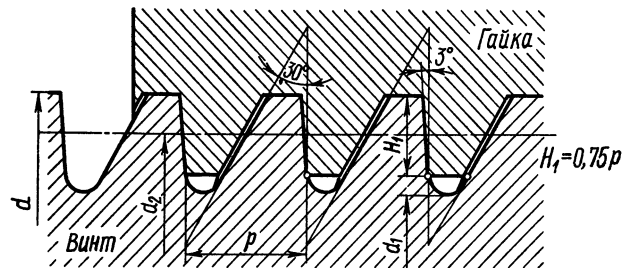


Рис. 3.11. Упорная резьба

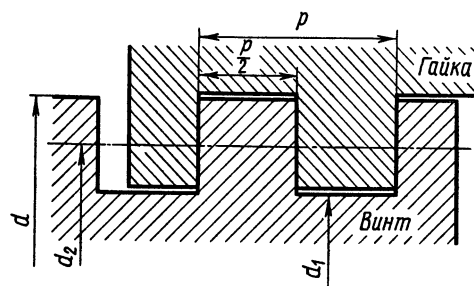


Рис. 3.12. Прямоугольная резьба

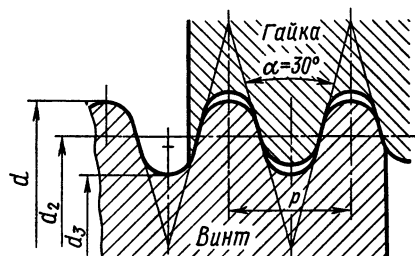


Рис. 3.13. Круглая резьба

Прямоугольная резьба (рис. 3.12). Профиль резьбы — квадрат. Обладает пониженной прочностью. При изнашивании образуются осевые зазоры, которые трудно устранить. Не стандартизована. Применяется ограниченно в малонагруженных передачах винт—гайка.

Круглая резьба (рис. 3.13). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Резьба характеризуется высокой динамической прочностью. Изготавливается по стандарту. Применяется ограниченно при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде. Технологична при изготовлении отливкой, накаткой и выдавливанием на тонкостенных изделиях.

§ 3.4. Способы изготовления резьб. Конструктивные формы резьбовых соединений

Способы изготовления резьб. Существует *два основных способа* изготовления резьб: нарезанием и накатыванием. **Н а р е з а н и е** резьб осуществляется резцами, гребенками, плашками, метчиками, резьбовыми головками, фрезами.

Н а к а т ы в а н и е резьб осуществляется гребенками или роликами на резьбонакатных автоматах путем пластической деформации заготовки. Этот способ высокопроизводителен, применяется в массовом производстве при изготовлении стандартных крепежных деталей. При накатке резьбы создается профиль с благоприятно расположенными волокнами, в результате предел выносливости повышается на 40 ...90% по сравнению с нарезанной резьбой.

Конструктивные формы резьбовых соединений. Основными резьбовыми соединениями являются соединения болтами, винтами и шпильками.

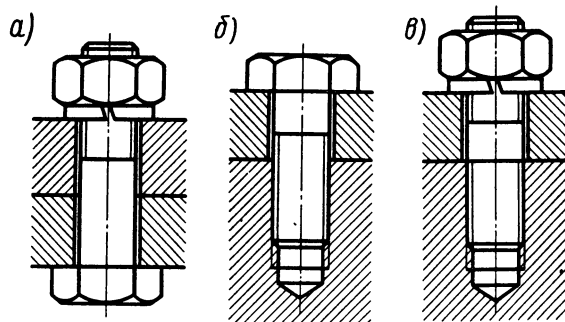


Рис. 3.14. Резьбовое соединение болтом (а), винтом (б), шпилькой (в)

Болтовые соединения (рис. 3.14, а) наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяют для скрепления деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы.

Соединения винтами (рис. 3.14, б) применяют для скрепления деталей. В отличие от болта винт ввинчивается в резьбовое отверстие детали, гайка отсутствует.

Соединения шпильками (рис. 3.14, в) применяют тогда, когда по условиям эксплуатации требуется частая разборка соединения деталей. Применение винтов в данном случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильку ввинчивают в деталь с помощью гайки, навинченной поверх другой гайки, или с помощью шпильковерта.

Для удобства завинчивания и отвинчивания гаек и винтов расстояние между ними должно быть не менее величины $5d$ при пользовании накладными ключами и не менее $3d$ при пользовании торцовыми ключами, где d — диаметр резьбы.

§ 3.5. Стандартные крепежные детали

Многочисленными стандартами предусмотрены различные геометрические формы и размеры болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб.

Болты и крепежные винты. Различают следующие основные типы болтов и винтов.

В зависимости от формы головки болты и винты бывают (рис. 3.15) с шестигранными (а), полукруглыми (б, в), цилиндрическими (г, ж), потайными (з, д) и другими головками. Форму головки выбирают в зависимости от необхо-

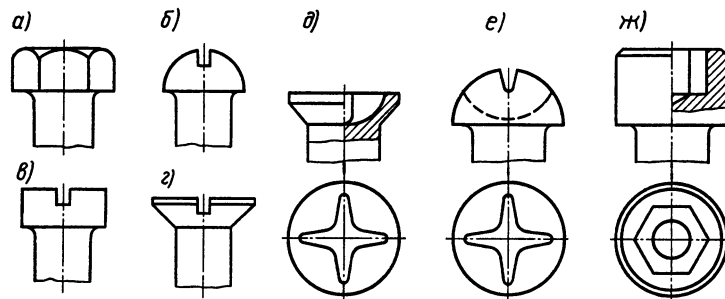


Рис. 3.15. Формы головок болтов и винтов

димой силы затяжки, пространства для поворота ключа, внешнего вида и т. д.

Болты и винты с шестигранными головками применяют чаще других, так как они допускают большую силу затяжки и требуют небольшого поворота ключа ($1/6$ оборота) до перехвата.

В зависимости от формы стержня болты и винты (рис. 3.16) бывают: с нормальным стержнем (а), с подголовком (б), с утолщенным точно обработанным стержнем для постановки без зазора в развернутое отверстие (в), с стержнем уменьшенного диаметра ненарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при переменных нагрузках (г).

В зависимости от точности изготовления болты и винты бывают нормальной и повышенной точности.

В зависимости от назначения болты и винты бывают общего назначения, установочные и специальные.

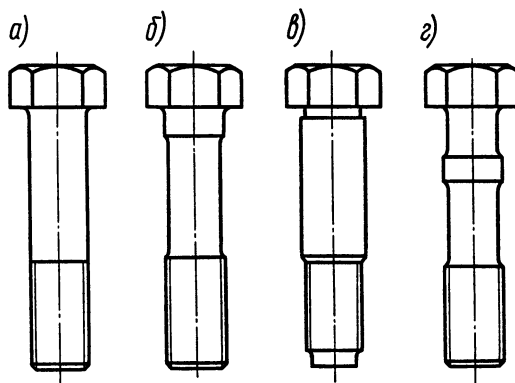


Рис. 3.16. Формы стержня болтов и винтов

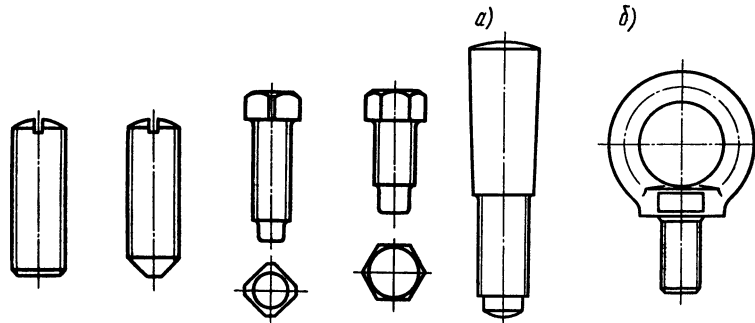


Рис. 3.17. Установочные винты

Рис. 3.18. Примеры специальных болтов

Установочные винты применяют для фиксации положения деталей (см. рис. 4.2). По форме головок и концов они разделяются на большое число типов (рис. 3.17).

К специальным болтам (рис. 3.18) относятся болты конусные для отверстия из-под развертки (а), грузовые винты — рым-болты (б) и многие другие.

Шпильки (рис. 3.19). Изготавливают без канавки (а) и с канавкой (б). В зависимости от материала детали глубина завинчи-

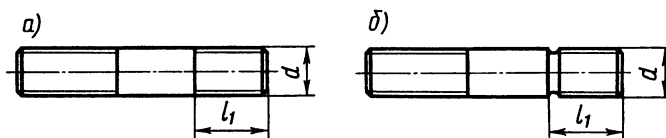


Рис. 3.19. Шпильки

вания шпилек в гнездо различная. Для чугунных деталей применяют шпильки с глубиной завинчивания $l_1 \approx 1,35d$ (тип I), для стальных $l_1 \approx d$ (тип II).

При переменных нагрузках прочность шпилек выше, чем болтов.

Гайки. Различают гайки нескольких основных типов.

В зависимости от формы гайки бывают шестигранные (рис. 3.20, а — з), круглые (рис. 3.21, а), гайки-барашки (рис. 3.21, б) и др. Наиболее распространенные шестигранные гайки.

В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают (см. рис. 3.20): нормальные (а), высокие (б) и низкие (в). Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках

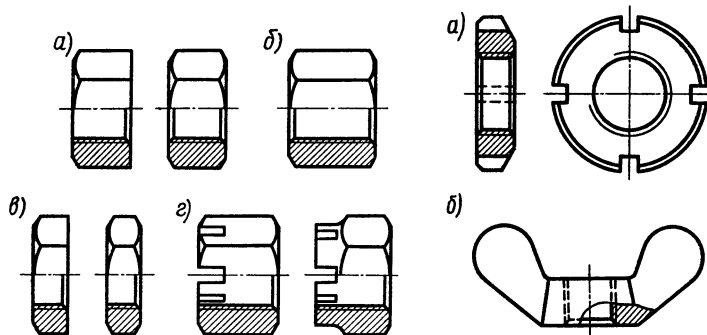


Рис. 3.20. Гайки шестигранные

Рис. 3.21. Гайка круглая и гайка-барашек

для уменьшения износа резьбы и обмятия граней гайки ключом. Прорезные и корончатые гайки (см. рис. 3.20, *г*) также выполняются высокими.

В зависимости от точности изготовления шестигранные гайки аналогично болтам бывают *нормальной и повышенной точности*.

Шайбы. Шайбы подкладывают под гайки; они служат для предохранения деталей от задиrow и увеличения опорной поверхности. Шайбы бывают (рис. 3.22) *точные* (*а*) и *штампованные* (*б*).

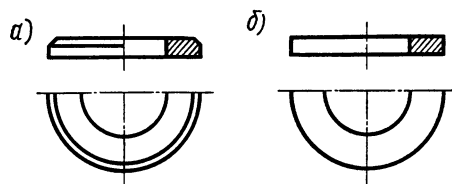


Рис. 3.22. Шайбы

Имеется большая группа стандартных стопорных шайб, которые применяют для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания.

§ 3.6. Способы стопорения резьбовых соединений

Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, так как их угол подъема резьбы ϕ значительно меньше угла трения ϕ . Однако практика эксплуатации машин показала, что при переменных нагрузках, вибрациях и т. п. происходит самоотвинчивание гаек и винтов. Существуют многочисленные средства

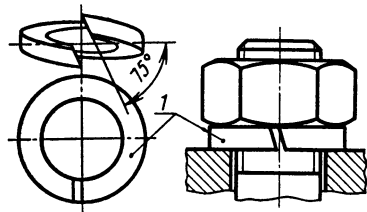


Рис. 3.23. Стопорение дополнительным трением в резьбе

стопорения резьбовых соединений, которые основаны на следующих основных принципах:

1. Дополнительным трением в резьбе с помощью контргаек, пружинных шайб и т. п. В настоящее время контргайки применяют редко из-за двойного расхода гаек и недостаточной надежности стопорения.

Пружинные шайбы (рис. 3.23) представляют собой один виток 1 цилиндрической винтовой пружины с квадратным сечением и заостренными краями. Вследствие большой упругости они поддерживают натяг в резьбе. Острые края шайбы, врезаясь в торцы гайки и детали, препятствуют самоотвинчиванию гайки.

2. Фиксирующими деталями, т. е. *шплинтами* (рис. 3.24, а), *проволокой* (рис. 3.24, б), различными стопорными *шайбами с лапками*, которые отгибают после завинчивания гаек или винтов (рис. 3.24, в). Подобные устройства широко применяются благодаря надежности, низкой себестоимости, удобству сборки и разборки узлов.

3. Приваркой (рис. 3.25, а) или пластическим деформированием: расклепыванием (рис. 3.25, б), кернением (рис. 3.25, в). Применяются, когда соединение не требует разборки.

4. С помощью паст, лаков и клеев.

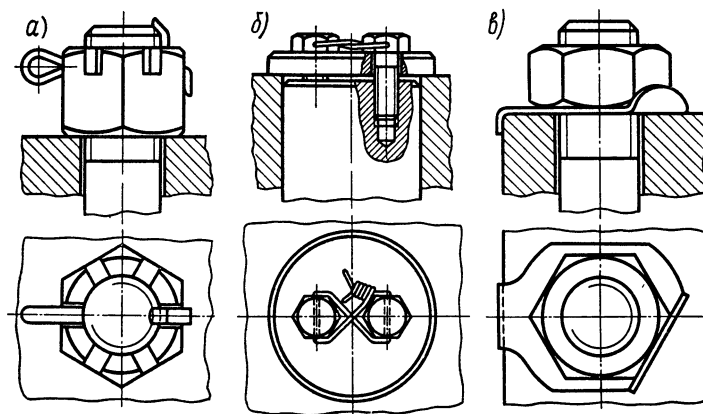


Рис. 3.24. Стопорение фиксирующими деталями

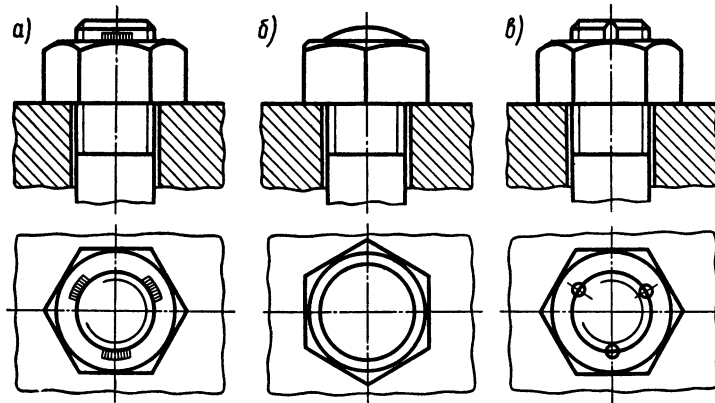


Рис. 3.25. Стопореие приваркой и пластическим деформированием

§ 3.7. Силовые соотношения в винтовой паре

Рассмотрим силы, возникающие в винтовой паре с прямоугольной резьбой (рис. 3.26). Гайка нагружена осевой силой F и, равномерно вращаясь под действием окружной силы F_t , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы, перемещается вверх. Развернем виток резьбы в наклонную плоскость, а всю гайку представим в виде ползуна. При равномерном перемещении по наклонной плоскости ползун находится в состоянии равновесия под действием системы сил F , F_t , N и R_f , из которых N — нормальная реакция наклонной плоскости, а $R_f = fN$ — сила трения.

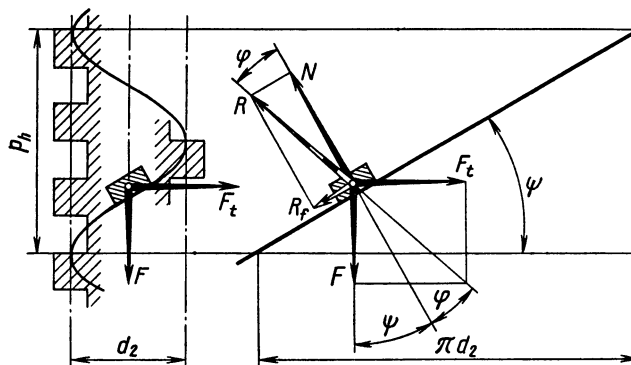


Рис. 3.26. Схема сил в винтовой паре

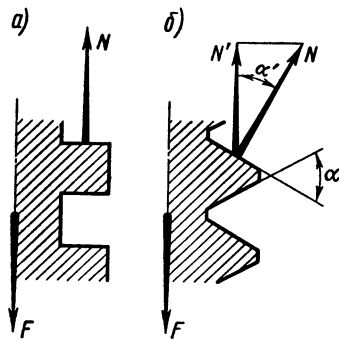


Рис. 3.27. Схемы сил на витках прямоугольной и треугольной резьб при $\gamma=0$

Сила трения R_f отклоняет силу N на угол трения φ , образуя силу R . Из схемы сил следует, что

$$F_t = F \operatorname{tg} (\psi + \varphi). \quad (3.2)$$

Полученная зависимость между F и F_t справедлива только для прямоугольной резьбы, когда $\varphi = \operatorname{arctg} f$. В треугольной и трапецидальной (остроугольных) резьбах имеется повышенное трение вследствие клинчатой формы витков резьбы. Связь между силами трения в прямоугольной и остроугольной резьбах легко получить, если предположить, что витки резьбы перпендикулярны оси винта, т. е. $\psi = 0$.

Согласно рис. 3.26 сила трения в прямоугольной резьбе $R_f = fN$, но при $\psi = 0$ нормальная реакция $N = F$ (рис. 3.27, а), следовательно, $R_f = fF$.

Для треугольной резьбы также $R_f = fN$, где $N = N' / \cos \alpha'$ (рис. 3.27, б), α' — угол наклона рабочей грани витка.

При $\psi = 0$ составляющая нормальной реакции $N' = F$, следовательно,

$$R_f = fF / \cos \alpha' = f'F,$$

где $f' = f / \cos \alpha'$ — приведенный коэффициент трения.

Приведенный угол трения

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} (f / \cos \alpha'). \quad (3.3)$$

Таким образом, для определения окружной силы F_t в винтовой паре с треугольной или трапецидальной резьбой в формулу (3.2) необходимо подставить вместо действительного приведенный угол трения, т. е.

$$F_t = F \operatorname{tg} (\psi + \varphi'), \quad (3.4)$$

где ψ — угол подъема резьбы [см. формулу (3.1)].

§ 3.8. Момент завинчивания

При завинчивании гайки или винта к ключу прикладывают момент завинчивания (рис. 3.28):

$$T_{\text{зав}} = F_p l = T + T_f,$$

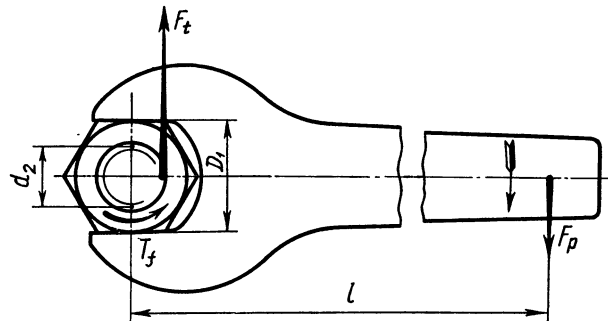


Рис. 3.28. Схема для определения момента завинчивания

где F_p — сила на конце ключа; l — расчетная длина ключа; T — момент в резьбе от окружной силы F_t , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра резьбы,

$$T = F_t d_2 / 2 = (F_0 d_2 / 2) \operatorname{tg} (\psi + \psi'). \quad (3.5)$$

Здесь F_0 — сила затяжки болта (взамен внешней осевой силы F); T_f — момент трения на опорном торце гайки или головки винта.

Опорный торец гайки представляет собой кольцо (рис. 3.29) с наружным диаметром D_1 , равным ее диаметру фаски, и внутренним диаметром d_0 , равным диаметру отверстия под болт в детали.

Не допуская существенной погрешности, можно принять, что равнодействующая сила трения $R_f = F_0 f$ приложена на среднем радиусе $R_{cp} = (D_1 + d_0) / 4$ опорной поверхности гайки. При этом

$$T_f = R_f R_{cp} = F_0 f (D_1 + d_0) / 4. \quad (3.6)$$

Следовательно, момент за-
в и н ч и в а н и я (момент на ключе)

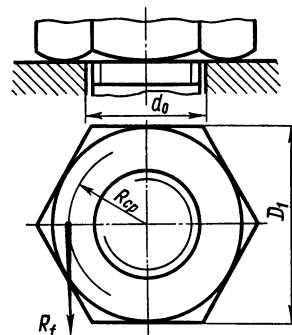


Рис. 3.29. Схема для определения момента трения на торце гайки

$$T_{\text{зав}} = F_p l = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\psi + \psi') + \frac{f (D_1 + d_0)}{4} \right] \quad (3.7)$$

Пример 3.1. Болт М20 затягивают гаечным ключом, длина которого $l = 14d$. Сила рабочего на конце ключа $F_p = 160$ Н. Определить силу затяжки болта F_0 , если коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.

Решение. 1. По табл. 3.1 для М20 имеем $p = 2,5$ мм, $d_2 = 18,376$ мм.

Угол подъема однозаходной резьбы [формула (3.1)]

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 0,0433; \quad \psi = 2^\circ 29'.$$

2. Приведенный угол трения при $\alpha' = \alpha/2 = 30^\circ$ (см. рис.3.27, б)

$$\varphi' = \operatorname{arctg} (f/\cos \alpha') = \operatorname{arctg} (0,15/\cos 30^\circ) = 9^\circ 50'.$$

3. Момент на ключе от силы F_p [формула (3.7)]

$$T_{зав} = F_p l = F_p \cdot 14d = 160 \cdot 14 \cdot 20 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 44,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

4. Гайка М20 имеет диаметр фаски $D_1 = 30$ мм (см. рис. 3.29). Диаметр отверстия под болт принимаем $d_0 = 21$ мм.

Сила затяжки болта [формула (3.7)]

$$F_0 = \frac{T_{зав}}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\psi + \varphi') + \frac{f (D_1 + d_0)}{4}} =$$

$$= \frac{44,8 \cdot 10^3}{\frac{18,376}{2} \operatorname{tg} (2^\circ 29' + 9^\circ 50') + \frac{0,15 (30 + 21)}{4}} \text{ Н} \approx 11\,500 \text{ Н}.$$

Выигрыш в силе составляет $F_0/F_p = 11\,500/160 = 72$ раза*.

§ 3.9. Самоторможение и к.п.д. винтовой пары

Условие самоторможения в винтовой паре, при котором статическая осевая нагрузка не вызывает самоотвинчивания гайки, выражается неравенством $\psi < \varphi'$. Все крепежные резьбы самотормозящие. (В примере 3.1 метрическая резьба с крупным шагом М20 имеет угол подъема $\psi = 2^\circ 29'$, а приведенный угол трения $\varphi' = 9^\circ 50'$, следовательно, самоторможение обеспечивается.) Самоторможение метрических резьб с мелким шагом надежнее, так как они имеют меньший угол ψ .

К.п.д. винтовой пары $\eta_{вп}$ определяется отношением полученной работы W_n на винте к затраченной работе W_3 за один оборот винта или гайки. Согласно рис. 3.26

$$W_n = F p_n = F \pi d_2 \operatorname{tg} \psi, \quad W_3 = F_t \pi d_2 = F \operatorname{tg} (\psi + \varphi') \pi d_2.$$

Следовательно,

$$\eta_{вп} = \frac{W_n}{W_3} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi')}. \quad (3.8)$$

Из анализа формулы (3.8) следует, что $\eta_{вп}$ возрастает с уве-

* Для стандартных метрических резьб при стандартном ключе $l = (14 \dots 15) d$ можно получить выигрыш в силе в 70 ...100 раз.

личением ψ . В самотормозящей винтовой паре при $\psi < \psi'$ к.п.д. винтовой пары $\eta_{в.п} < 0,5$ (для крепежных резьб значение $\eta_{в.п}$ не учитывают). *Винтовая пара с прямоугольной резьбой имеет самый высокий $\eta_{в.п}$ по сравнению с другими резьбами, так как у этой резьбы $\psi' = \psi$.*

Для увеличения ψ , а следовательно повышения к.п.д. применяют многозаходную резьбу [формула (3.1)], а для уменьшения ψ' — смазку и антифрикционные материалы (бронзу и др.).

§ 3.10. Классы прочности и материалы резьбовых деталей

Стальные винты, болты и шпильки изготавливают 12 классов прочности, которые обозначают двумя числами: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9, 14.9. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности σ_b в Н/мм²; произведение чисел, умноженное на 10, определяет предел текучести σ_t в Н/мм² (для класса прочности 3.6 значения приблизительные).

При выборе класса прочности (табл. 3.3) для резьбовых деталей учитывают значение и характер нагрузки, условия работы, способ изготовления

Т а б л и ц а 3.3. Классы прочности и механические свойства болтов, винтов и шпилек из углеродистых и легированных сталей (выборка)

Класс прочности	Предел прочности σ_b , Н/мм ²		Предел текучести σ_t , Н/мм ²	Марка стали	
	min	max		болта	гайки
3,6	340	490	200	Ст3	Ст3
	300			10	
4,6	400	550	240	20	Ст3
5,6	500	700	300	30,35	10

Материалы резьбовых деталей. Стандартные крепежные резьбовые детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей Ст3, 10, 20, 35, 45 и др. Эти стали в условиях массового производства позволяют изготавливать резьбовые детали методом холодной штамповки с последующей накаткой резьбы. Они хорошо обрабатываются резанием.

Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для весьма ответственных винтов, болтов, шпилек и гаек.

Резьбовые изделия, подверженные действию воды или других окислительных сред, оксидируют, омедняют, оцинковывают и т. п. для повышения коррозионной стойкости. Для резьбовых деталей применяют также неметаллические материалы (нейлон, полиамид и др.).

§ 3.11. Расчет резьбовых соединений на прочность

Прочность является основным критерием работоспособности резьбовых соединений. Под действием осевой силы в стержне винта возникают напряжения растяжения, в теле гайки — сжатия, в витках резьбы — смятия, среза, изгиба.

Около 90 % разрушений резьбовых деталей носит усталостный характер. Чаще всего разрушение происходит по первому или второму витку, считая от опорного торца гайки; реже — в области сбега резьбы и в подголовочном сечении болта (винта).

Все стандартные болты, винты и шпильки изготовляют равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и отрыв головки, поэтому расчет на прочность резьбового соединения обычно производят только по одному основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части стержня на растяжение.

Расчетный диаметр резьбы

$$d_p \approx d - 0,94p, \quad (3.9)$$

где d и p — наружный диаметр и шаг резьбы.

Длину болта, винта или шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают исходя из диаметра резьбы по ГОСТу.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

С л у ч а й 1. Болт затянут силой F_0 , внешняя нагрузка отсутствует. Примером являются болты для крепления крышек корпусов механизмов и машин. В период затягивания болт испытывает растяжение и кручение. Напряжение растяжения от силы F_0

$$\sigma_p = \frac{4F_0}{\pi d_p^2}.$$

Напряжение кручения от момента в резьбе

$$\tau_k = \frac{T}{W_k} = \frac{(F_0 d_2/2) \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{\pi d_p^3/16}.$$

Эквивалентное напряжение в болте, по гипотезе энергии формоизменения,

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3(\tau_k/\sigma_p)^2}.$$

Отношение напряжений

$$\begin{aligned} \frac{\tau_k}{\sigma_p} &= \frac{(F_0 d_2/2) \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \pi d_p^2}{(\pi d_p^3/16) 4F_0} = \\ &= (2d_2/d_p) \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \end{aligned}$$

Приняв для метрической резьбы с крупным шагом $d_2 \approx 1,1 d_p$, $\psi = 2^\circ 30'$ и $\varphi' = 9^\circ 45'$, получим $\tau_k/\sigma_p \approx 0,5$. Тогда при принятых d_2 , ψ и φ'

$$\sigma_E \approx 1,3\sigma_p. \quad (3.10)$$

Таким образом, расчет болта и совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета не силу затяжки F_0 , а увеличенную с учетом кручения силу $F_{\text{расч}}$.

Для метрических резьб в среднем

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_0^*. \quad (3.11)$$

В данном случае расчетный диаметр резьбы болта определяется из условия прочности

$$\sigma_E = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p,$$

откуда

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}}, \quad (3.12)$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для болта, определяемое по формуле

$$[\sigma]_p = \sigma_T/[s_T]; \quad (3.13)$$

σ_T — предел текучести материала болта; $[s_T]$ — требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности.

Требуемый коэффициент запаса прочности $[s_T]$ при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой принимают по

* Для трапецеидальных резьб $F_{\text{расч}} = 1,25F_0$, для упорных и прямоугольных резьб $F_{\text{расч}} = 1,2F_0$.

Таблица 3.4. Значения требуемого коэффициента запаса прочности $[s_T]$ при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

Сталь	Постоянная нагрузка			Переменная нагрузка		
	Диаметр резьбы d , мм					
	6...16	16...30	30...60	6...16	16...30	30...60
Углеродистая	5...4	4...2,5	2,5...1,6	10...6,5	6,5	6,5...5
Легированная	6,6...5	5...3,3	3,3	7,5...5	5	5...4

табл. 3.4 в зависимости от материала, характера нагрузки и диаметра резьбы d .

В начале расчета ориентировочно задаются диаметром d резьбы и по табл. 3.4 для соответствующего интервала диаметров принимают $[s_T]$. Если в результате расчета получится d , который не лежит в ранее принятом интервале диаметров, то задаются другим значением d и расчет повторяют.

Для силовых соединений не допускаются болты диаметром $d < 8$ мм, так как болты малых диаметров легко разрушить при затяжке. Этот расчет рекомендуется также и для винтовых стяжек (рис. 3.30).

При контролируемой затяжке (контроль можно осуществлять специальными динамометрическими ключами и др.) значение $[s_T]$ не зависит от диаметра d резьбы. В этом случае для углеродистых сталей $[s_T] = 1,7...2,2$; для легированных — $[s_T] = 2...3$.

Бóльшие значения коэффициента запаса прочности принимают при невысокой точности определения действующих нагрузок или для конструкций повышенной ответственности.

Пример 3.2. Винтовая стяжка имеет правую и левую метрическую резьбу с крупным шагом (рис. 3.30). Определить диаметр резьбы, если максимальная осевая нагрузка $F = 20$ кН. Материал винтов класса прочности 4.6. Нагрузка постоянная.

Решение. 1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 3.4 принимаем $[s_T] = 3$ в предположении, что наружный диаметр резьбы находится в интервале 16...30 мм. По табл. 3.3 $\sigma_T = 240$ Н/мм².

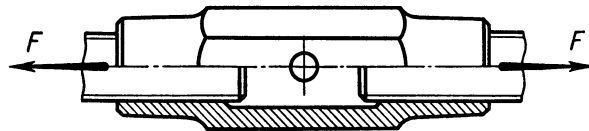


Рис. 3.30. Винтовая стяжка

Допускаемое напряжение [формула (3.13)]

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [s_T] = 240 / 3 \text{ Н/мм}^2 = 80 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Расчетная нагрузка [формула (3.11)]

$$F_{\text{расч}} = 1,3F = 1,3 \cdot 20 \text{ кН} = 26 \text{ кН}.$$

3. Расчетный диаметр резьбы винтов [формула (3.12)]

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80}} \text{ мм} = 20,1 \text{ мм}.$$

По табл. 3.1 принимаем резьбу М24 с шагом $p=3$ мм, для которой $d_p = d - 0,94p = 24 - 0,94 \cdot 3 \text{ мм} = 21,18 \text{ мм} \geq 20,1 \text{ мм}$. Резьба М24 пригодна.

Случай 2. Болтовое соединение нагружено поперечной силой F . В этом соединении (рис. 3.31) болт ставится с зазором в отверстия деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают по силе затяжки F_0 :

$$F_0 = \frac{FK}{fiz}, \quad (3.14)$$

где $K=1,4\dots 2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей; f — коэффициент трения; для стальных и чугунных поверхностей $f=0,15\dots 0,20$; $i=1\dots 2$ — число стыков (на рис. 3.31 $i=2$); z — число болтов.

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно, $F_{\text{расч}} = 1,3F_0$ [см. формулу (3.11)].

Расчетный диаметр резьбы болта определяют по формуле (3.12).

Допускаемое напряжение $[\sigma]_p$ подсчитывают так же, как в первом случае расчета.

В болтах, поставленных с зазором, сила затяжки F_0 значительно больше поперечной силы F , что требует больших диаметров болтов или большого числа их. Например, при $K=1,5$, $f=0,15$, $i=1$ и $z=2$ по формуле (3.14)

$$F_0 = \frac{F \cdot 1,5}{0,15 \cdot 1 \cdot 2} = 5F.$$

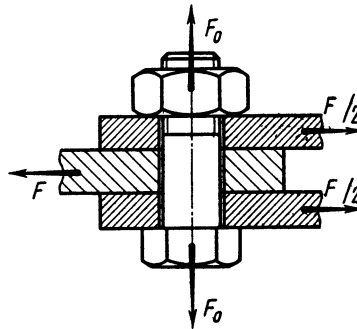


Рис. 3.31. Схема для расчета болта, нагруженного поперечной силой

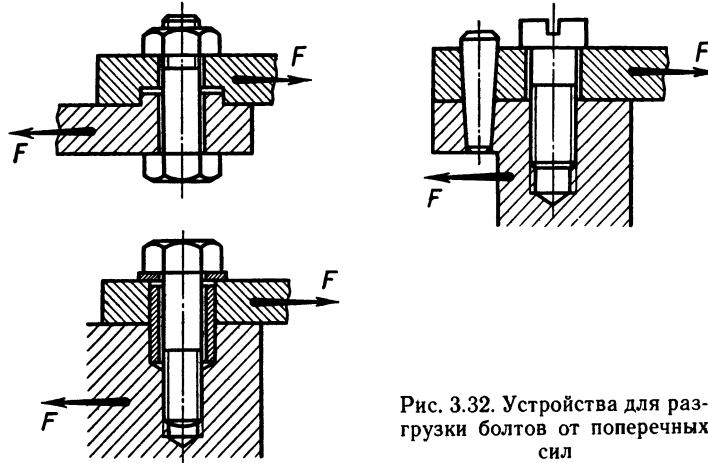


Рис. 3.32. Устройства для разгрузки болтов от поперечных сил

Для разгрузки болтов от поперечной силы применяют различные замки, втулки, штифты и др. (рис. 3.32). Роль болта в таких случаях сводится к обеспечению плотного соприкосновения деталей.

Для уменьшения диаметров болтов применяют также болты повышенной точности с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки. Они могут быть (рис. 3.33) цилиндрическими (а) или конусными (б). Эти болты работают на срез, как штифты. Диаметр стержня болта d_0 определяют из условия прочности на срез:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i z [\tau]_{\text{ср}}}}, \quad (3.15)$$

где $i = 1 \dots 2$ — число плоскостей среза болта (на рис. 3.33 $i = 1$); z — число болтов; $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез стержня.

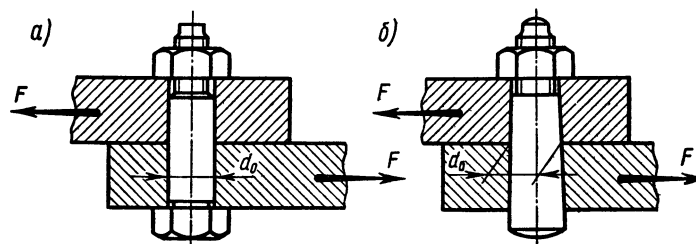


Рис. 3.33. Схемы для расчета болтов, поставленных без зазора в отверстия из-под развертки

жня болта,

$$[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T. \quad (3.16)$$

Пример 3.3. Стальные полосы, растянутые силой $F=2,8$ кН, крепятся с помощью двух болтов, выполненных из стали класса прочности 4.6 (см. рис. 3.31). Определить диаметр болтов. Нагрузка постоянная.

Решение. 1. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 3.4 принимаем $[s_T]=3,5$ в предположении, что наружный диаметр резьбы находится в интервале 16...30 мм. По табл. 3.3 $\sigma_T=240$ Н/мм².

Допускаемое напряжение растяжения [формула (3.13)]

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [s_T] = 240 / 3,5 \text{ Н/мм}^2 = 68,5 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Принимаем коэффициент запаса по сдвигу листов $K=1,6$ и коэффициент трения $f=0,16$.

Необходимая сила затяжки болта [формула (3.14)]

$$F_0 = \frac{FK}{fz} = \frac{2,8 \cdot 1,6}{0,16 \cdot 2 \cdot 2} \text{ кН} = 7 \text{ кН}.$$

3. Расчетная сила затяжки болта [формула (3.12)]

$$F_{расч} = 1,3 F_0 = 1,3 \cdot 7 \text{ кН} = 9,1 \text{ кН}.$$

4. Расчетный диаметр резьбы [формула (3.12)]

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 68,5}} \text{ мм} = 13,15 \text{ мм}.$$

По табл. 3.1 принимаем резьбу М16 с шагом $p=2$ мм, для которой $d_p = d - 0,94p = 16 - 0,94 \cdot 2 \text{ мм} = 14,12 \text{ мм} > 13,15 \text{ мм}$. Болт М16 пригоден.

С л у ч а й 3. Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внешней осевой растягивающей силой. Этот случай соединения часто встречается в машиностроении для крепежных крышек цилиндров (рис. 3.34, а, б), подшипниковых узлов и т. п.

Обозначим: F_0 — сила предварительной затяжки болта при сборке; F — внешняя растягивающая сила, приходящаяся на один болт.

Предварительная затяжка болта (при сборке) должна обеспечить плотность соединения и отсутствие раскрытия стыка после приложения внешней (рабочей) силы F . Внешняя растягивающая сила F полностью передается болту. От этой силы болт дополнительно удлиняется на Δl_6 . На то же значение $\Delta l_d = \Delta l_6$ уменьшается сжатие деталей и нагрузка на болт со стороны деталей уменьшается. Суммарная нагрузка на болт $F_2 < F_0 + F$.

Так как изменение нагрузки на болт со стороны сжатых деталей связано с появлением силы F , условились для простоты выво-

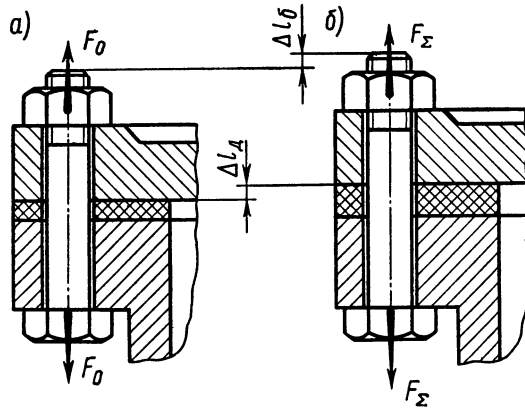


Рис. 3.34. Схема для расчета болтового соединения:
 а — болт затянут; б — к затянутому болту приложена сила

дов считать, что только часть силы F , а именно χF , воспринимается болтом, а остальная часть $(1 - \chi F)$ — сжатыми деталями. Суммарная сила, действующая на болт,

$$F_{\Sigma} = F_0 + \chi F, \quad (3.17)$$

где χ — коэффициент внешней нагрузки.

По закону Гука упругие удлинения (укорочения) прямо пропорциональны нагрузкам, т. е.

$$\Delta l_{\delta} = \lambda_{\delta} \chi F; \quad \Delta l_{\text{д}} = \lambda_{\text{д}} (1 - \chi) F,$$

где λ_{δ} и $\lambda_{\text{д}}$ — коэффициенты податливости соответственно болта и соединяемых деталей, численно равные изменениям длин под действием сил в 1 Н*.

Так как $\Delta l_{\delta} = \Delta l_{\text{д}}$, то $\lambda_{\delta} \chi F = \lambda_{\text{д}} (1 - \chi) F$, откуда

$$\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\delta} + \lambda_{\text{д}}).$$

В большинстве случаев расчет коэффициентов податливости λ_{δ} и $\lambda_{\text{д}}$ связан с большими трудностями. Опыт расчетов и эксплуатации конструкций показывает, что коэффициент χ обычно небольшой.

При приближенных расчетах принимают:

для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$;

* Из курса «Сопротивление материалов» известно, что для бруса постоянного сечения $\lambda = l / (EA)$, где l , E и A — соответственно длина, модуль продольной упругости и площадь поперечного сечения бруса

для соединений стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (асбест, паронит, резина и др.) $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

Формула (3.17) справедлива, пока остаточная сила предварительной затяжки не упадет до значения $(1 - \chi) F$, в противном случае начнется раскрытие стыка деталей и, следовательно, плотность соединения нарушится. Минимальная сила предварительной затяжки болта, обеспечивающая нераскрытие стыка деталей,

$$F_{0 \min} = (1 - \chi) F.$$

Практически предварительная затяжка болта F_0 должна быть больше $F_{0 \min}$. Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей принимают

$$F_0 = K_{\text{зат}} (1 - \chi) F, \quad (3.18)$$

где $K_{\text{зат}}$ — коэффициент запаса предварительной затяжки: при постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$; при переменной нагрузке $K_{\text{зат}} = 2 \dots 4$.

При расчете болта на прочность в формуле (3.17) необходимо учесть влияние вращающего момента при затяжке.

Расчетная сила болта с учетом влияния кручения при затяжке

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_0 + \chi F. \quad (3.19)$$

Расчетный диаметр резьбы болта определяют по формуле (3.12). Допускаемое напряжение на растяжение болта подсчитывают по формуле (3.13), при этом допускаемый коэффициент запаса прочности $[s_r]$ принимают по табл. 3.4.

Пример 3.4. Определить диаметр резьбы болтов, крепящих крышку газового резервуара (см. рис. 3.34), если максимальная сила давления газа на крышку $F_{\text{max}} = 38$ кН, число болтов $z = 12$, материал болтов — сталь класса прочности 5.6, материал прокладок — асбест.

Решение. 1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 3.4 при постоянной нагрузке принимаем $[s_r] = 4,5$ в предположении, что наружный диаметр резьбы болтов находится в интервале 6...16 мм. По табл. 3.3 $\sigma_r = 300$ Н/мм².

Допускаемое напряжение растяжения

$$[\sigma]_p = \sigma_r / [s_r] = 300 / 4,5 \text{ Н/мм}^2 = 66,7 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Нагрузка на один болт

$$F = F_{\text{max}} / z = 38 / 12 \cdot \text{кН} = 3,18 \text{ кН}.$$

3. Для герметичности соединения болты ставятся с предварительной затяжкой при сборке. Учитывая упругую асбестовую прокладку в соединении, принимаем $\chi = 0,45$. При постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 1,75$.

4. Сила предварительной затяжки [формула (3.18)]

$$F_0 = K_{\text{зат}} (1 - \chi) F = 1,75 (1 - 0,45) 3,18 \text{ кН} = 3,06 \text{ кН.}$$

5. Расчетная сила (формула (3.19))

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_0 + \chi F = (1,3 \cdot 3,06 + 0,45 \cdot 3,18) \text{ кН} = 5,4 \text{ кН.}$$

6. Расчетный диаметр резьбы болта [формула (3.12)]

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 66,7}} \text{ мм} = 10,2 \text{ мм.}$$

По табл. 3.1 принимаем резьбу М12 с шагом $p = 1,75$, для которой

$$d_p = d - 0,94 p = 12 - 0,94 \cdot 1,75 \text{ мм} = 10,35 \text{ мм} > 10,2 \text{ мм.}$$

Резьба М12 пригодна.

§ 3.12. Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы гайки

Осевая нагрузка по виткам резьбы гайки распределяется неравномерно из-за неблагоприятного сочетания деформаций винта и гайки (витки в наиболее растянутой части винта взаимодействуют с витками наиболее сжатой части гайки).

Статически неопределимая задача о распределении нагрузки по виткам прямоугольной резьбы гайки с 10 витками была решена проф. Н. Е. Жуковским в 1902 г. В дальнейшем это решение подтвердилось многочисленными экспериментальными исследованиями. Установлено, что в стандартной крепежной гайке с шестью витками на первый, наиболее нагруженный виток приходится $\approx 52\%$ общей осевой нагрузки, на второй — 25, на третий — 12, на четвертый — 6, на пятый — 3, на шестой — 2 %. Учитывая

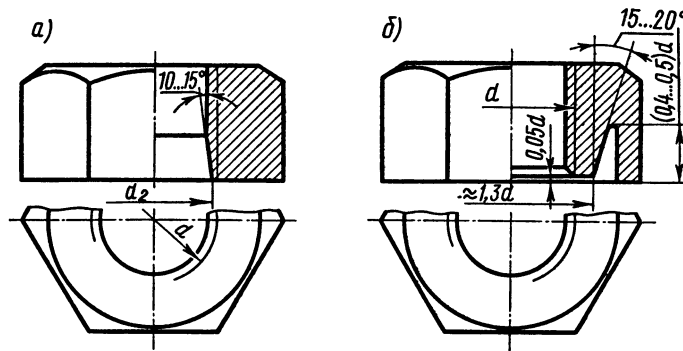


Рис. 3.35. Конструкции гаек для выравнивания сил по виткам резьбы:

а — гайка с поднутрением; б — гайка с конической выточкой

неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы, принимают число витков гайки $z \leq 8$.

Для выравнивания нагрузки в резьбе применяют специальные гайки (рис. 3.35, а, б), которые повышают динамическую прочность соединений до 30 %.

Контрольные вопросы

1. Как происходит образование винтовой линии?
2. Что такое профиль резьбы, шаг резьбы, угол профиля и угол подъема резьбы?
3. Какие различают типы резьбы по назначению, по геометрической форме и какие из них стандартизованы? Основные параметры резьбы.
4. Какие различают виды метрической резьбы?
5. Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение? Когда применяются резьбы с мелким шагом?
6. Почему для болтов применяется треугольная резьба?
7. Какие различают болты, винты и шпильки по назначению и конструкции?
8. В чем основное достоинство болтового соединения?
9. Когда применяют шпильки и винты вместо болтов?
10. Какие применяют способы стопорения резьбовых соединений?
11. Какие материалы применяют для изготовления резьбовых и крепежных деталей?
12. Что характеризуют числовые обозначения класса прочности болта, например класс прочности 5.6?
13. Как рассчитывают болты (винты и шпильки) при действии на них постоянных нагрузок в следующих случаях: предварительно затянутый болт дополнительно нагружен осевой растягивающей силой; болт, установленный в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой?
14. Как определяют допускаемые напряжения для болтов (винтов и шпилек) при расчете их на прочность?

ГЛАВА 4. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 4.1. Общие сведения

Шпоночные соединения состоят из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). Шп о н к а представляет собой стальной брус, вставляемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей колеса, шкива, звездочки и т. п. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы у валов получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, а в ступице — протягиванием.

Достоинства — простота конструкции и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, благодаря чему шпоночные соединения применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостаток — шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали. Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом. Шпоночное соединение трудоемко в изготовлении.

§ 4.2. Разновидность шпоночных соединений

Все шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные и напряженные. **Ненапряженные** соединения получают при использовании призматических (рис. 4.1) и сегментных (см. рис. 4.2) шпонок. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений.

Напряженные соединения получают при применении клиновых (см. рис. 4.3) и тангенциальных (см. рис. 4.4) шпонок. Здесь при сборке возникают предварительные (монтажные) напряжения.

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рис. 4.1. *Рабочими* являются *боковые*, более узкие *границы шпонок* высотой *h*. Размеры сечений призматических шпонок и пазов принимают в зависимости от диаметра *d* вала (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Шпонки призматические (выборка)
Размеры, мм (рис. 4.1)

Диаметр вала <i>d</i> , свыше — до	Сечение шпонки		Глубина паза	
	<i>b</i>	<i>h</i>	Вал <i>t</i> ₁	Втулка <i>t</i> ₂
30—38	10	8	5	3,3
38—44	12	8	5	3,3
44—50	14	9	5,5	3,8
50—58	16	10	6	4,3

Примечание. Длину шпонки выбирают из ряда, мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110 и др.

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами — исполнение 1 (рис. 4.1, а), с плоскими торцами — исполнение 2 (рис. 4.1, б) и с одним плоским, а другим скругленным торцом — исполнение 3 (рис. 4.1, в).

Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Чтобы застопорить колесо от осевого смещения, применяют распорные втулки (1 на рис. 4.1), установочные винты (1 на рис. 4.2) и др.

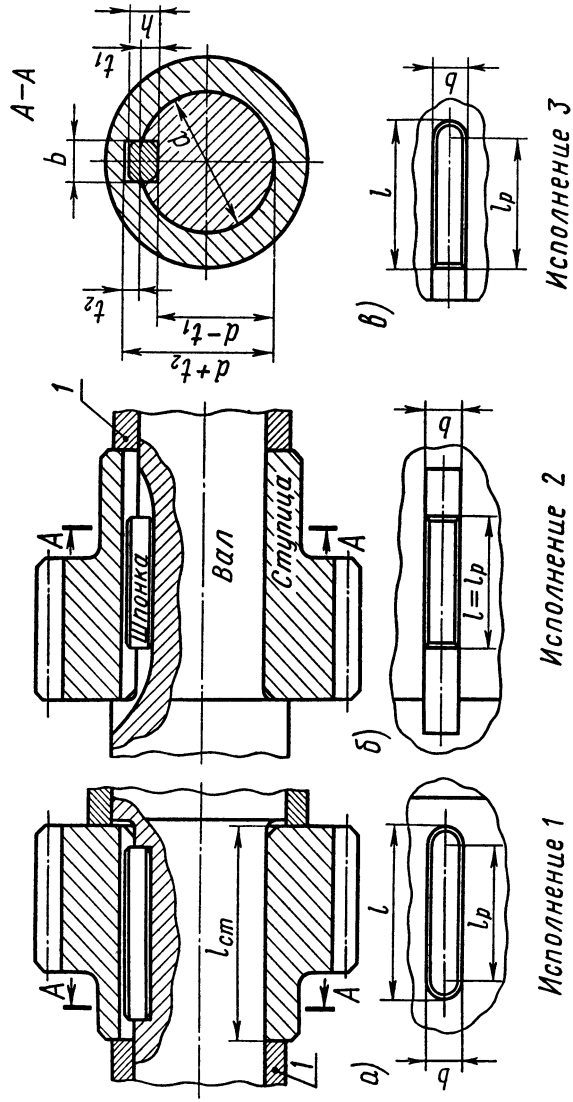


Рис. 4.1.1. Соединения призматическими шпонками

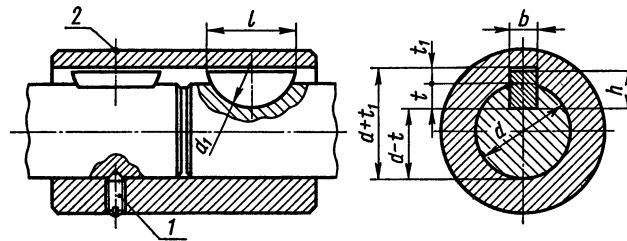


Рис. 4.2. Соединение сегментной шпонкой:
1 — винт установочный; 2 — кольцо замковое пружинное

Соединения сегментными шпонками (рис. 4.2). Сегментные шпонки, так же как и призматические, *работают боковыми гранями*. Применяются при передаче небольших вращающих моментов. Сегментные шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают). Широко *применяются в серийном и массовом производстве*.

Соединения клиновыми шпонками (рис. 4.3). Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают без головок и с головками. *Головка служит для выбивания шпонки из паза*. По нормам безопасности *выступающая головка должна иметь ограждение* (1 на рис. 4.3).

Клиновые шпонки забивают в пазы, в результате создается *напряженное соединение*, которое *передает не только вращающий момент, но и осевую силу*. Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные

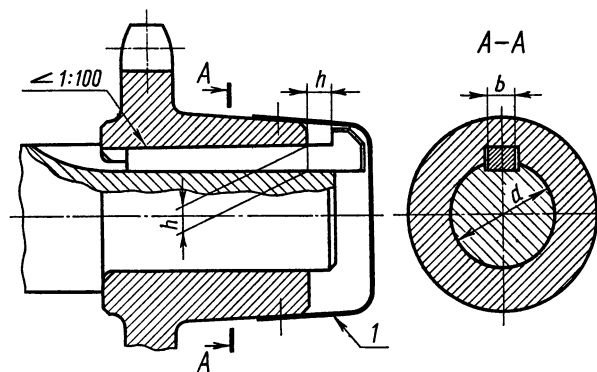


Рис. 4.3. Соединение клиновой шпонкой

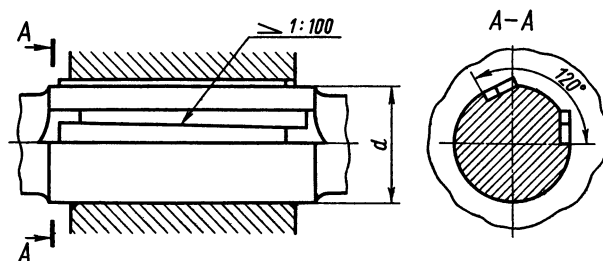


Рис. 4.4. Соединение тангенциальными шпонками

силы, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение.

Соединения клиновыми шпонками *применяют в тихоходных передачах*. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки.

Соединения тангенциальными шпонками (рис. 4.4). Тангенциальные шпонки состоят из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. *Работают узкими гранями*. Вводятся в пазы ударом. Образуют напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. *Применяются для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы*. В соединении ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120°. В современном производстве применяются ограниченно.

§ 4.3. Расчет шпоночных соединений

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов в ГОСТах подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений — расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не производят.

Соединения призматическими шпонками (рис. 4.5 и 4.1) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = F_t / A_{см} \leq [\sigma]_{см}.$$

Сила, передаваемая шпонкой, $F_t = 2 T / d$.

При высоте фаски шпонки $f \approx 0,06h$ площадь смятия

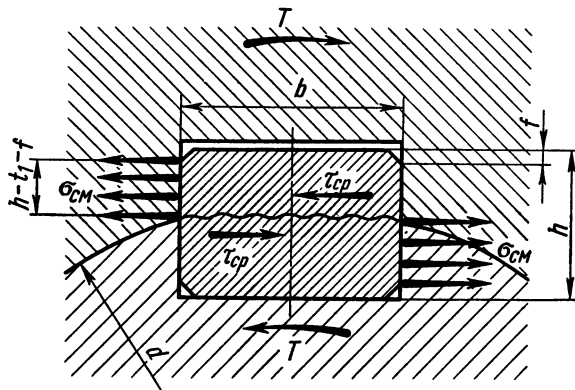


Рис. 4.5. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

$A_{см} = (h - t_1 - f) l_p = (h - t_1 - 0,06h) l_p = (0,94h - t_1) l_p$, следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d (0,94h - t_1) l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (4.1)$$

где T — передаваемый момент; d — диаметр вала; $(0,94h - t_1)$ — рабочая глубина паза в ступице (см. табл. 4.1); $[\sigma]_{см}$ — допустимое напряжение смятия (см. ниже); l_p — рабочая длина шпонки; для шпонок с плоскими торцами $l_p = l$, со скругленными торцами $l_p = l - b$.

Если расчетное напряжение превышает допустимое более чем на 5 %, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или шпоночное соединение заменяют шлицевым или соединением с натягом.

При проектировочных расчетах после выбора размеров поперечного сечения b и h по табл. 4.1 определяют расчетную длину шпонки l_p по формуле (4.1).

Длину шпонки со скругленными торцами $l = l_p + b$ или с плоскими торцами $l = l_p$ назначают из стандартного ряда (см. табл. 4.1). Длину ступицы $l_{ст}$ принимают на 8...10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5 d$, то шпоночные соединения заменяют шлицевым или соединением с натягом.

Соединения сегментными шпонками (см. рис. 4.2) проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d (h - t) l} \leq [\sigma]_{см}, \quad (4.2)$$

где l — длина шпонки; $(h - t)$ — рабочая глубина в ступице.

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (4.3)$$

где b — ширина шпонки; $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез шпонки (см. ниже).

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой, чистотянутой стали с $\sigma_{\text{в}} \geq 600 \text{ Н/мм}^2$ — чаще всего из стали 45.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

при стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma]_{\text{см}} = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$;

при чугунной — $[\sigma]_{\text{см}} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$.

При переменной нагрузке $[\sigma]_{\text{см}}$ снижают на 50 %.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau]_{\text{ср}} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$. Бóльшее значение принимают при постоянной нагрузке.

Расчет шпоночного соединения ведут в последовательности, изложенной в решении примера 4.1.

Пример 4.1. Выбрать тип стандартного шпоночного соединения стального зубчатого колеса с валом (см. рис. 4.1, а) и подобрать размеры шпонки. Диаметр вала $d = 45 \text{ мм}$. Соединение передает момент $T = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при спокойной нагрузке.

Решение. 1. Выбор соединения. Для соединения вала с колесом принимаем призматическую шпонку со скругленными торцами (исполнение 1).

2. Размеры шпонки и паза. По табл. 4.1 для диаметра вала $d = 45 \text{ мм}$ принимаем размеры сечения шпонки $b = 14 \text{ мм}$; $h = 9 \text{ мм}$. Глубина паза $t_1 = 5,5 \text{ мм}$.

3. Допускаемое напряжение. Для стальной ступицы при спокойной нагрузке принимаем $[\sigma]_{\text{см}} = 110 \text{ Н/мм}^2$.

4. Расчетная длина шпонки [формула (4.1)]

$$l_p = \frac{2T}{d(0,94h - t_1)[\sigma]_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot 189,5 \cdot 10^3}{45(0,94 \cdot 9 - 5,5) 110} \text{ мм} = 26 \text{ мм}.$$

5. Длина шпонки

$$l = l_p + b = (26 + 14) \text{ мм} = 40 \text{ мм} \text{ — согласуется со стандартом (см. табл. 4.1).}$$

6. Длина ступицы колеса

$$l_{\text{ст}} = l + 10 \text{ мм} = (40 + 10) \text{ мм} = 50 \text{ мм, что допустимо.}$$

§ 4.4. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов (рис. 4.6).

2. Две сегментные шпонки ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал, поэтому в настоящее время их заменяют шлицевым соединением.

3. Из технологических соображений рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые шпонки по сечению, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз (рис. 4.6).

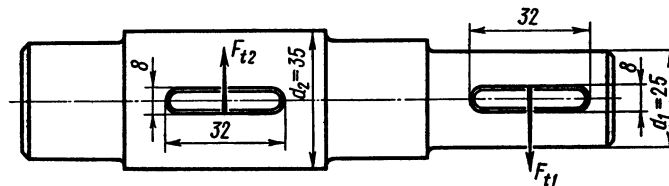


Рис. 4.6. Ступенчатый вал с одинаковыми шпонками

Прочность шпоночных соединений в данном случае получается вполне достаточной, так как силы F_{t1} и F_{t2} , действующие на шпонки, составляют:

$$F_{t1} = 2T/d_1; \quad F_{t2} = 2T/d_2,$$

но $d_2 > d_1$, следовательно, $F_{t2} < F_{t1}$. Это доказывает, что чем больше диаметр ступени вала, тем меньшую силу F_t передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте T .

Контрольные вопросы

1. Каково назначение шпонок и какие их типы стандартизованы? Материал шпонок. Недостатки шпоночных соединений.
2. В каких случаях применяют призматические шпонки?
3. Какие достоинства имеют соединения сегментными шпонками и когда их рекомендуют применять?
4. Как устанавливают размеры шпонок?
5. Объясните, почему для разных ступеней одного и того же вала рекомендуется назначать одинаковые шпонки по сечению исходя из ступени меньшего диаметра.
6. Как произвести проверочный расчет призматических и сегментных шпонок?

ГЛАВА 5. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 5.1. Общие сведения

Шлицевые соединения образуются выступами — *зубьями* на валу и соответствующими впадинами — *шлицами* в ступице (рис. 5.1, *а—в*). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки или

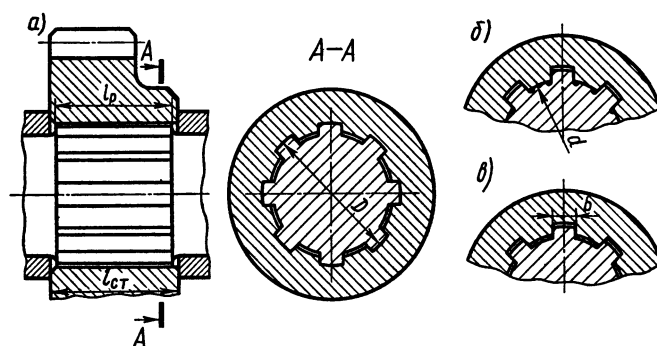


Рис. 5.1. Прямоблочные шлицевые соединения

накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Шлицы отверстия ступицы изготовляют протягиванием.

Шлицевые соединения широко распространены в машиностроении. Все размеры их стандартизованы.

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными. **1.** Обеспечивается лучшее базирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении. **2.** Уменьшается число деталей соединения; шлицевое соединение образует две детали, шпоночное — три, четыре. **3.** При одинаковых габаритах допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта. **4.** Обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках. **5.** Вал зубьями ослабляется незначительно. Шлицевой вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала. **6.** Уменьшается длина ступицы.

Недостатки шлицевых соединений по сравнению со шпоночными — более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

§ 5.2. Разновидность шлицевых соединений

Шлицевые соединения различают по *характеру соединения* — неподвижные для закрепления детали на валу (рис 5.1); подвижные, допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка, см рис. 5.3),

по *форме зубьев* — прямобочные (рис. 5.1), эвольвентные (рис 5.2, а), треугольные (рис. 5.2, б);

по *способу центрирования ступицы* относительно вала — с центрированием по наружному диаметру D (см. рис. 5.1, а), во внутреннему диаметру d (см. рис. 5.1, б) и боковым поверхностям зубьев (см рис. 5.1, в и 5.2).

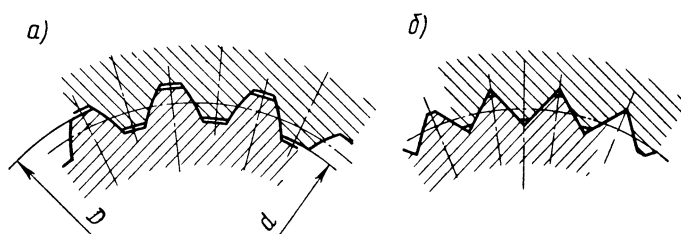


Рис. 5.2 Эвольвентное и треугольное шлицевые соединения

Соединения с прямобочным профилем зубьев (см. рис. 5.1). Применяют в неподвижных и подвижных соединениях; имеют постоянную толщину зубьев; выполняют с различными способами центрирования.

В соединениях, где требуется высокая соосность вала и ступицы, применяют центрирование по одному из диаметров. *Наиболее технологично центрирование по наружному диаметру*, которое рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы $H < 350$ НВ. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала — шлифованием.

Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием.

Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования (карданные валы и др.).

Стандарт предусматривает три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (табл. 5.1), которые отличаются высотой и числом зубьев z .

Т а б л и ц а 5.1. Соединения шлицевые прямобоочные (выборка)
Размеры, мм (см. рис. 5.1.); z — число зубьев

Серия	Номинальный размер $z \times d \times D$	b	S_F , мм ³ /мм
Легкая	8×32×36	6	163
	8×36×40	7	182
	8×42×46	8	211
	8×46×50	9	230
Средняя	8×32×38	6	308
	8×36×42	7	343
	8×42×48	8	396
	8×46×54	9	600
Тяжелая	10×32×40	5	576
	10×36×45	5	749
	10×42×52	6	978
	10×46×56	7	1020

Тяжелая серия имеет более высокие зубья с бóльшим числом их. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев (см. рис. 5.2, а). Применяются в неподвижных и подвижных соединениях. Зуб очерчен по кривой — эвольвенте. Угол зацепления $\alpha = 30^\circ$. Ножка зуба усилена. Серий не имеют. Выполняются по стандарту с центрированием по боковым поверхностям зубьев, резе по наружному диаметру. По сравнению с прямобоочными зубьями имеют повышенную прочность благодаря большому количеству зубьев и утолщению зубьев к основанию, позволяют применять типовые процессы зубонарезания. *Рекомендуются для передачи больших вращающихся моментов.*

Соединения с треугольным профилем зубьев (см. рис. 5.2, б). Применяются в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких зубьев. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям. Не стандартизованы. *Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающихся моментов.*

Шлицевые валы и ступицы изготовляют из среднеуглеродистых и легированных сталей с $\sigma_s \geq 500$ Н/мм².

§ 5.3. Расчет шлицевых соединений

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивления рабочих поверхностей смятию и изнашиванию. Эти соединения, аналогично шпоночным, выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала, а затем проверяют расчетом.

Расчет на смятие. Условие прочности на смятие рабочих поверхностей зубьев

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{S_F l_p} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (5.1)$$

где T — передаваемый вращающий момент, Н·мм; S_F — удельный (на единицу длины) суммарный статический момент площади рабочих поверхностей, мм³/мм (см. табл. 5.1); l_p — рабочая длина зубьев (см. рис. 5.1); $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

Для неподвижных соединений с незакаленными поверхностями $[\sigma]_{\text{см}} = 30 \dots 70$ Н/мм², а с закаленными $[\sigma]_{\text{см}} = 80 \dots 150$ Н/мм²

Для подвижных соединений с закаленными поверхностями $[\sigma]_{\text{см}} = 5 \dots 15$ Н/мм². Большие значения относятся к спокойной нагрузке.

Расчет на изнашивание. Условие ограничения изнашивания

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{S_F l_p} \leq [\sigma]_{\text{изн}}, \quad (5.2)$$

где $[\sigma]_{\text{изн}}$ — допускаемое напряжение на ограничение изнашивания, Н/мм².

Значения $[\sigma]_{\text{изн}}$ при неограниченном числе циклов нагружения принимают в зависимости от вида термообработки и твердости рабочих поверхностей соединяемых деталей (Н/мм²):

$[\sigma]_{\text{изн}} = 0,032 \text{ HB}$ — для улучшенных зубьев;

$[\sigma]_{\text{изн}} = 0,3 \text{ HRC}_\alpha$ — для закаленных зубьев.

Если расчетное напряжение $\sigma_{\text{см}}$ превышает допускаемое более чем на 5 %, то увеличивают длину ступицы или принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

При проектировочных расчетах шлицевых соединений после выбора размеров сечения зубьев по стандарту (см. табл. 5.1) определяют расчетную длину зубьев l_p по формулам (5.1) и (5.2). Из двух значений берут большее. Длину ступицы принимают $l_{\text{ст}} = l_p + 4 \dots 6$ мм и более в зависимости от конструкции соединения. Если получается, что $l_{\text{ст}} > 1,5 d$, назначают другую серию или изменяют термообработку.

Расчет шлицевого соединения ведут в последовательности, изложенной в решении примера 5.1.

Пример 5.1. Подобрать шлицевое неподвижное соединение зубчатого колеса с валом (см. рис. 5.1). Соединение передает момент $T = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при спокойной нагрузке. Диаметр вала $d = 45 \text{ мм}$, материал — сталь 45 с термообработкой — улучшение 290 НВ.

Решение. 1. Выбор соединения. Принимаем прямобочное соединение как наиболее распространенное с центрированием по наружному диаметру.

2. Размеры соединения. По табл. 5.1 находим размеры по средней серии. Для диаметра вала $d = 45 \text{ мм}$

$$z \times d \times D = 8 \times 46 \times 54 \text{ мм}; S_F = 600 \text{ мм}^3/\text{мм}.$$

3. Допускаемые напряжения. Для улучшенной стали при спокойной нагрузке $[\sigma]_{\text{см}} = 60 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{\text{изн}} = 0,032 \text{ НВ} = 0,032 \cdot 290 = 9,3 \text{ Н/мм}^2$.

4. Расчетная длина зубьев. Так как $[\sigma]_{\text{см}} > [\sigma]_{\text{изн}}$, расчет ведем по формуле (5.2):

$$l_p = \frac{T}{S_F [\sigma]_{\text{изн}}} = \frac{189,5 \cdot 10^3}{600 \cdot 9,3} \text{ мм} = 34 \text{ мм}.$$

5. Длина ступицы колеса

$$l_{\text{ст}} = l_p + 6 \text{ мм} = (34 + 6) \text{ мм} = 40 \text{ мм} \text{ — согласуется со стандартом.}$$

§ 5.4. Рекомендации по конструированию шлицевых соединений

1. Для подвижных соединений рекомендуется рабочую длину ступицы l_p принимать не менее диаметра вала, т. е. $l_p \geq d$ (см. рис. 5.1). При коротких ступицах возможно защемление от перекоса при перемещении вдоль вала.

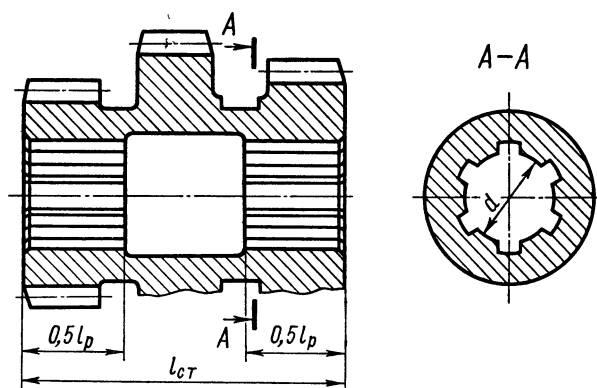


Рис. 5.3. Блок шестерен

2. В длинных ступицах, когда $l_{ст} > 1,5 d$, необходима расточка отверстия для выхода стружки при протягивании (рис. 5.3)

3. Шлицевое соединение меньше снижает выносливость вала, чем шпоночное. Эвольвентные шлицы вызывают меньшую концентрацию напряжений по сравнению с прямобочными.

Контрольные вопросы

1. Дайте классификацию шлицевых соединений.
2. Какими достоинствами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными?
3. Какие существуют способы центрирования шлицевых прямобочных и эвольвентных соединений?
4. Как производят расчет эвольвентного шлицевого соединения?

Часть третья МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

ГЛАВА 6. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

§ 6.1. Назначение передач и их классификация

Механическая энергия, используемая для приведения в движение рабочей машины, представляет собой энергию вращательного движения вала двигателя.

Вращательное движение получило наибольшее распространение в механизмах и машинах, так как обладает следующими достоинствами: 1) обеспечивает непрерывное и равномерное движение при небольших потерях на трение; 2) позволяет иметь простую и компактную конструкцию передаточного механизма.

Назначение передач. *Все современные двигатели для уменьшения габаритов и стоимости выполняют быстроходными с весьма узким диапазоном изменения угловых скоростей. Непосредственно быстроходный вал двигателя соединяют с валом машины редко (вентиляторы и т. п.). В абсолютном большинстве случаев режим работы рабочей машины не совпадает с режимом работы двигателя, поэтому передача механической энергии от двигателя к рабочему органу машины осуществляется с помощью различных передач.*

Механическими передачами, или просто передачами, называют механизмы, передающие работу двигателя исполнительному органу машины. Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять следующие функции:

- а) понижать и повышать угловые скорости, соответственно повышая или понижая вращающие моменты;*
- б) преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в возвратно-поступательное, равномерное и прерывистое и т. д.);*
- в) регулировать угловые скорости рабочего органа машины;*
- г) реверсировать движение (прямой и обратный ход);*
- д) распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.*

В настоящем курсе рассматриваются только наиболее распространенные из механических передач.

Классификация передач. В зависимости от принципа действия все механические передачи делятся на две группы:

1) передачи зацеплением — зубчатые, червячные, цепные;

2) передачи трением — фрикционные и ременные.

Все передачи трением имеют повышенную изнашиваемость рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев бывают:

а) передачи непосредственного контакта — фрикционные, зубчатые, червячные;

б) передачи гибкой связью — ременные, цепные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Накопленный опыт проектирования, изготовления и эксплуатации различных передач определил область и границы их применения (см. ниже).

§ 6.2. Основные кинематические и силовые соотношения в передачах

Особенности каждой передачи и ее применение определяются следующими основными характеристиками:

1) мощностью на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах или вращающимися моментами T_1 и T_2 на тех же валах;

2) угловой скоростью ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов (рис. 6.1, а, б).

Это две основные характеристики, необходимые для выполнения проектного расчета любой передачи.

Дополнительными характеристиками являются:

а) механический к.п.д. передачи

$$\eta = P_2/P_1. \quad (6.1)$$

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий к.п.д.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (6.2)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — к.п.д. каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников, муфт).

Технико-экономические расчеты тесно связаны с к.п.д. Потеря мощности — показатель непроизводительных затрат энергии — косвенно характеризует износ деталей передачи, так как потерянная в передаче мощность превращается в теплоту и частично идет на разрушение рабочих поверхностей.

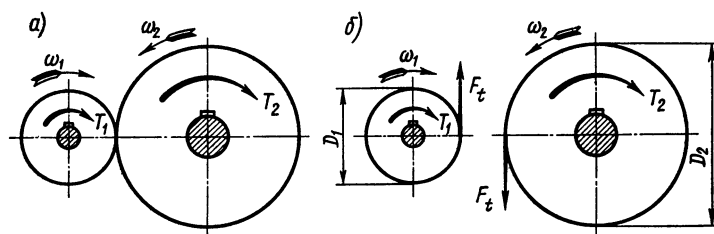


Рис. 6.1. Схема для определения направления вращающих моментов в передаче:

а — колеса в рабочем положении; б — колеса, условно раздвинутые

С уменьшением полезной нагрузки к.п.д. значительно снижается, так как возрастает относительное влияние постоянных потерь (близких к потерям холостого хода), не зависящих от нагрузки;

б) о к р у ж н а я с к о р о с т ь ведущего или ведомого звена, м/с,

$$v = \omega d / 2, \quad (6.3)$$

где d — диаметр колеса, шкива и др. Окружные скорости обоих звеньев передачи при отсутствии скольжения равны, т. е. $v_1 = v_2$;

в) о к р у ж н а я с и л а (рис. 6.1), Н,

$$F_t = P / v = 2T / d, \quad (6.4)$$

где P — мощность, Вт;

г) в р а щ а ю щ и й м о м е н т (рис. 6.1), Н·м,

$$T = P / \omega = F_t d / 2, \quad (6.5)$$

где P — в Вт; d — в м.

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала — момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала;

д) п е р е д а т о ч н о е ч и с л о u . При $v_1 = v_2$ или $\omega_1 d_1 / 2 = \omega_2 d_2 / 2$

$$\omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 = u^*. \quad (6.6)$$

Определение передаточного числа в зависимости от типа пе-

* Отношение угловых скоростей ведущего ω_1 и ведомого ω_2 звеньев называют также *передаточным отношением* и обозначают i .

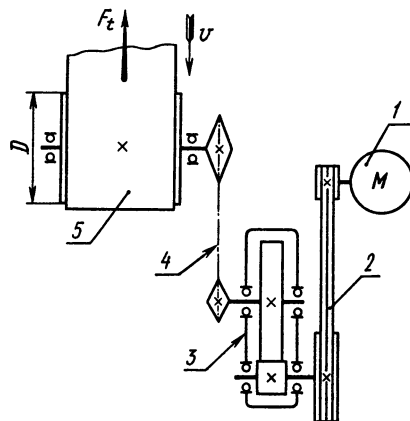


Рис. 6.2. Схема привода ленточного транспортера:
 1 — электродвигатель; 2 — ременная передача; 3 — редуктор цилиндрический одноступенчатый; 4 — цепная передача; 5 — ленточный транспортер

редачи показано ниже. В передаче, понижающей угловые скорости, $u > 1$ *, при $u < 1$ угловые скорости повышаются.

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (6.7)$$

где u_1, u_2, \dots, u_n — передаточные числа каждой ступени.

Передаточное число привода реализуется применением в силовой цепи многоступенчатых одноступенчатых передач, а также передач разных видов (рис. 6.2).

Нагруженность деталей зависит от места уста-

новки передачи в силовой цепи и разбивки общего передаточного числа u между ними. По мере удаления по силовой линии от двигателя в понижающих передачах нагруженность деталей растет. Следовательно, в области малых угловых скоростей ω применяют передачи с высокой нагрузочной способностью (например, зубчатые), обеспечивающие меньшие размеры и массу.

Так, в приводе на рис. 6.2, состоящем из ременной, зубчатой и цепной передач, вариант размещения «двигатель — ременная — зубчатая — цепная передача — исполнительный орган» предпочтительнее других вариантов.

Окончательное решение вопроса о разбивке общего передаточного числа $u_{\text{общ}}$ между передачами разных типов требует сопоставления на основе технико-экономических расчетов нескольких вариантов.

Стоимость передач зависит от передаваемой мощности P и передаточного числа u ; с увеличением их стоимость быстро возрастает, особенно для передач зацеплением. Например, если при $P_2 = 10$ кВт и $u = 5$ стоимость передачи принять за единицу, то

* Понижение угловых скоростей называется *редуцированием*, а закрытые передачи, понижающие угловые скорости, — *редукторами*. Устройства, повышающие угловые скорости, называют *ускорителями* или *мультипликаторами*.

при $u = 5$ и $P_2 = 400$ кВт передача будет дороже в 4 раза, а при $u = 25$ — в 20 раз. Стоимость ременных передач составляет 60 % стоимости зубчатых передач.

Однако стоимость передач зависит не только от типа передачи, но и технологии изготовления.

Пример 6.1. Лента транспортера (см. рис. 6.2), имеющая максимальную тяговую силу $F_t = 3,55$ кН, перемещается со скоростью $v = 1,24$ м/с. Определить требуемую мощность электродвигателя и мощности на валах редуктора, если к.п.д. ременной передачи $\eta_p = 0,95$, зубчатой $\eta_z = 0,97$, цепной $\eta_{ц} = 0,95$, одной пары подшипников качения $\eta_n = 0,99$ (редуктор имеет две пары подшипников качения, барабан конвейера — одну пару)

Решение. 1. Мощность на барабане по формуле (6.4)

$$P_6 = F_t v = 3,55 \cdot 10^3 \cdot 1,24 \text{ Вт} = 4,4 \text{ кВт.}$$

2. Общий к.п.д. привода конвейера по формуле (6.2)

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_p \eta_z \eta_{ц} \eta_n^3 = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,845.$$

3. Требуемая мощность электродвигателя по формуле (6.1)

$$P_{\text{дв}} = P_6 / \eta_{\text{общ}} = 4,4 / 0,845 \text{ кВт} = 5,2 \text{ кВт.}$$

4. Мощность на быстроходном валу редуктора (на валу шестерни)

$$P_1 = P_{\text{дв}} \eta_p \eta_n = 5,2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \text{ кВт} = 4,9 \text{ кВт.}$$

5. Мощность на тихоходном валу редуктора (на валу колеса)

$$P_2 = P_{\text{дв}} \eta_p \eta_z \eta_n^2 = 5,2 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \text{ кВт} = 4,7 \text{ кВт.}$$

Пример 6.2. Определить передаточное число ременной передачи привода ленточного транспортера, угловые скорости валов редуктора и вращающие моменты на них (см. рис. 6.2). Скорость ленты $v = 1,24$ м/с, диаметр барабана $D = 500$ мм. Угловая скорость вала электродвигателя $\omega_{\text{дв}} = 300$ рад/с. Передаточные числа редуктора $u_{\text{ред}} = 4$, цепной передачи $u_{ц} = 5$. Мощности на быстроходном валу редуктора $P_1 = 4,9$ кВт, на тихоходном валу $P_2 = 4,7$ кВт.

Решение. 1. Угловая скорость барабана по формуле (6.3)

$$\omega_6 = 2v/D = 2 \cdot 1,24 / 0,5 \text{ рад/с} = 4,96 \text{ рад/с.}$$

2. Общее передаточное число привода по формуле (6.6)

$$u_{\text{общ}} = \omega_{\text{дв}} / \omega_6 = 300 / 4,96 = 60,4.$$

3. Передаточное число ременной передачи по формуле (6.7)

$$u_p = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{ред}} u_{ц}} = \frac{60,4}{4 \cdot 5} = 3,02.$$

4. Угловые скорости [формула (6.6)]:

быстроходного вала редуктора

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} / u_p = 300 / 3,02 \text{ рад/с} = 99,3 \text{ рад/с;}$$

тихоходного вала редуктора

$$\omega_2 = \omega_1 / u_{ред} = 99,3 / 4 \text{ рад/с} = 24,8 \text{ рад/с.}$$

5. Вращающие моменты [формула (6.5)];
на быстроходном валу редуктора

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 4,9 \cdot 10^3 / 99,3 \text{ Н} \cdot \text{м} = 49,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на тихоходном валу редуктора

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 4,7 \cdot 10^3 / 24,8 \text{ Н} \cdot \text{м} = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Контрольные вопросы

1. Почему вращательное движение наиболее распространено в механизмах и машинах?
2. Чем вызвана необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и рабочими органами машины?
3. Какие функции могут выполнять механические передачи?
4. Что такое передаточное число?
5. Как определяются передаточное число и к.п.д. многоступенчатой передачи?
6. Какова зависимость между вращающими моментами на ведущем и ведомом валах передачи?

ГЛАВА 7. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 7.1. Общие сведения

В фрикционной передаче вращательное движение от ведущего катка к ведомому передается силами трения, которые возникают в месте контакта двух прижатых друг к другу катков (рис. 7.1).

Условие работоспособности передачи

$$R_f \geq F_t, \quad (7.1)$$

где F_t — передаваемая окружная сила; R_f — сила трения в месте контакта катков.

Нарушение условия (7.1) приводит к буксованию. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему; при этом рабочие поверхности катков изнашиваются. Для создания требуемой силы трения R_f катки прижимают друг к другу силой F_r , которая во много раз превышает силу F_t .

Классификация передач. В зависимости от назначения различают фрикционные передачи: с нерегулируемым передаточным числом (рис. 7.1) и с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (рис. 7.2). Такие передачи называют вариаторами.

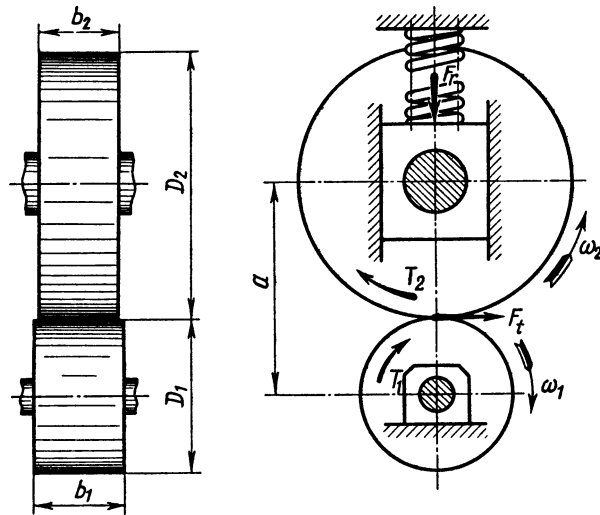


Рис. 7.1. Схема цилиндрической фрикционной передачи с гладким ободом

В зависимости от взаимного расположения осей валов фрикционные передачи бывают: цилиндрические — при параллельных осях (см. рис. 7.1); конические — при пересекающихся осях; лобовые — при скрещивающихся осях (см. рис. 7.2).

В зависимости от условий работы фрикционные передачи подразделяют на: открытые — работают всухую и закрытые — работают в масляной ванне.

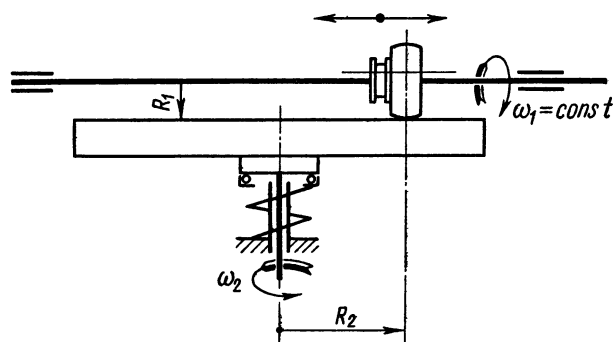


Рис. 7.2. Схема лобового вариатора

В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод теплоты, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

Достоинства. 1. Простота конструкции и обслуживания. 2. Равномерность и бесшумность вращения. 3. Возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без останова передачи. 4. Невозможность аварий при перегрузках.

Недостатки. 1. Большое и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей катков при буксовании. 2. Большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы F_r , что требует увеличения размеров валов и подшипников и, следовательно, делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает передаваемую мощность. 3. Непостоянное передаточное число из-за проскальзывания катков.

Применение. Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяют сравнительно редко. В качестве силовых передач они громоздки и малонадежны. Эти передачи используют преимущественно в приборах (спидометры, магнитофоны и др.), где требуется плавность и бесшумность работы. Фрикционные передачи с бесступенчатым регулированием — в а р и а т о р ы — широко применяют в различных машинах, например в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д. Фрикционные передачи предназначены для мощностей, не превышающих 200 кВт, окружная скорость катков допускается до 25 м/с.

§ 7.2. Материалы катков

Материалы фрикционных катков должны иметь высокие коэффициент трения f (для уменьшения требуемой силы прижатия F_r) и модули упругости E (для уменьшения упругого скольжения и потерь на перекатывание), должны быть износостойкими и влагонепоглощающими.

Для фрикционных катков применяют следующие сочетания материалов:

1. *Закаленная сталь по закаленной стали.* Рекомендуются стали 40ХН, 18ХГТ, ШХ15 и др. Применяют в быстроходных закрытых силовых передачах. Такие передачи отличаются высокими износостойкостью и к.п.д., малыми габаритами, но требуют точного изготовления.

2. *Текстолит, гетинакс или фибра по стали.* Применяют в слабонагруженных открытых передачах. Катки из этих материалов имеют пониженную износостойкость.

Значения коэффициентов трения f следующие:

Сталь по стали (в масле)	0,04...0,05
Сталь по стали или чугуну (всухую)	0,15...0,18
Текстолит или фибра по чугуну или стали (всухую)	0,20...0,25
Сталь по бронзе (периодическое смазывание)	0,08...0,10

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимная сила F_r катков меньше.

§ 7.3. Виды разрушения рабочих поверхностей фрикционных катков

Усталостное выкрашивание. Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Прижимная сила F_r вызывает в месте соприкосновения катков высокие контактные напряжения (см. рис. 7.1), которые при работе меняются циклически вследствие перемещения места контакта по ободу. Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях и образованию мелких раковин (см. § 0.10).

Для предотвращения усталостного выкрашивания производят расчет на контактную прочность. Повышение твердости поверхностей катков обеспечивает более высокие допустимые контактные напряжения.

Заедание. Возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков. В месте касания катков развивается высокая температура, масляный слой разрывается и катки непосредственно соприкасаются друг с другом. В результате происходит привар частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей катков. Приварившиеся частицы задирают рабочие поверхности в направлении скольжения.

Для предупреждения заедания применяют специальные масла.

Изнашивание. Повышенное изнашивание имеют открытые передачи.

Все виды разрушения рабочих поверхностей катков зависят от контактных напряжений σ_H .

§ 7.4. Цилиндрическая фрикционная передача

Передаточное число. На рис. 7.1 показана схема простейшей цилиндрической фрикционной передачи с нерегулируемым передаточным числом. Подшипники ведомого вала выполнены пла-

вающими и находятся под действием пружины сжатия, вследствие чего обеспечивается прижимная сила F_r . В передаче с цилиндрическими катками

$$u = \omega_1/\omega_2 = D_2/[D_1(1-\varepsilon)] \approx D_2/D_1,$$

где ε — коэффициент скольжения; $\varepsilon = 0,005 \dots 0,03$.

В силовых передачах рекомендуется $u \leq 6$.

Геометрический расчет передачи. Межосевое расстояние (см. рис. 7.1)

$$a = (D_1 + D_2)/2 = D_1(u + 1)/2.$$

Диаметр ведущего катка

$$D_1 = 2a/(u + 1).$$

Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 u.$$

Силы в передаче. При работе фрикционных передач (см. рис. 7.1) должно соблюдаться условие $R_f \geq F_t$, где сила трения $R_f = fF_r$.

Окружная сила

$$F_t = 2T_2/D_2. \quad (7.2)$$

Прижимная сила

$$F_r = KF_t/f, \quad (7.3)$$

где K — коэффициент нагрузки (запас сцепления) вводится для предупреждения пробуксовывания катков от перегрузок, в частности, в период пуска. Для силовых передач $K = 1,25 \dots 2$, для передач приборов $K = 3 \dots 5$.

Прижимные устройства. Постоянная по значению прижимная сила катков допустима при передаче постоянной нагрузки. При переменной нагрузке прижатие катков должно изменяться автоматически, соответственно ее значению, что повышает к.п.д. и долговечность передачи.

Постоянное прижатие катков осуществляют пружинами, которые периодически регулируют (см. рис. 7.1). Автоматическое прижатие катков осуществляется самозатягиванием элементов передачи (см. рис. 17.11), а также нажимными устройствами, например, винтового типа.

Пример 7.1. Определить необходимую силу прижатия катков закрытой фрикционной цилиндрической передачи. Вращающий момент на ведомом катке $T_2 = 135 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Материал обоих катков — сталь. Диаметр ведомого катка $D_2 = 270 \text{ мм}$.

Решение. Окружная сила [формула (7.2)]

$$F_t = 2T_2/D_2 = 2 \cdot 135/0,270 \text{ Н} = 1 \text{ кН.}$$

Для закрытой передачи (при работе в масляной ванне) $f = 0,05$. По формуле (7.3) прижимная сила при коэффициенте нагрузки $K = 1,4$

$$F_r = KF_t/f = 1,4 \cdot 10^3/0,05 \text{ Н} = 28 \text{ кН.}$$

В данном примере прижимная сила F_r больше окружной силы F в 28 раз, что является *большим недостатком фрикционных передач*.

§ 7.5. Вариаторы

Назначение и характеристики. *Вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего.*

В качестве механизма главного движения применяют передачи различного типа — фрикционные, ременные, цепные. Выполняются в виде отдельных механизмов с непосредственным контактом ведущего и ведомого катков (см. рис. 7.2) или с промежуточным элементом (рис. 7.3) *. Применяют с явстанках, прессах, конвейерах и т. п.

Бесступенчатое регулирование скорости способствует повышению производительности работы машины вследствие возможности выбора оптимального процесса, оно благоприятно для автоматизации и управления на ходу.

В некоторых машинах — волоочильные станы, текстильные, бумагоделательные и подобные им машины — плавное регулирование скорости является технологически обязательным.

Главной характеристикой вариатора является диапазон регулирования, равный отношению максимальной угловой скорости ведомого катка $\omega_{2\max}$ к его минимальной угловой скорости $\omega_{2\min}$:

$$D = \omega_{2\max}/\omega_{2\min} = u_{\max}/u_{\min} = R_{\max}/R_{\min} = u_{\max}^2 \quad (7.4)$$

Практически для одноступенчатых вариаторов $D = 3 \dots 8$.

* В современном машиностроении применяют большое число вариаторов с различными принципиальными схемами.

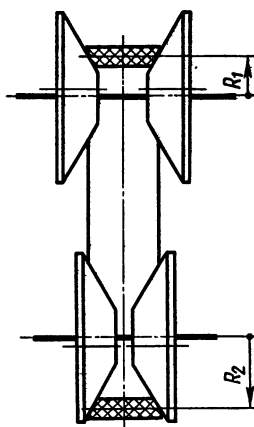


Рис. 7.3. Схема вариатора с раздвижными конусами

Вариаторы подбирают по каталогам или справочникам в зависимости от передаваемого момента, диапазона регулирования и угловой скорости ведущего вала.

Разновидности вариаторов. В зависимости от формы тела качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.

Лобовые вариаторы (см. рис. 7.2) применяют в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка вдоль вала, т. е. изменением радиуса R_2 . Допускают реверсирование вращения. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный к.п.д. вследствие разности скоростей на площадке контакта. Так как $R_1 = \text{const}$, диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = R_{2\text{max}}/R_{2\text{min}}. \quad (7.5)$$

Вариаторы с раздвижными конусами (см. рис. 7.3) имеют наибольшее применение в машиностроении. Промежуточным элементом является клиновой ремень или специальная цепь. Плавное изменение угловых скоростей ведомого вала достигается раздвижением или сближением конусных катков, т. е. изменением расчетных радиусов катков R_1 и R_2 . Максимальное и минимальное значения передаточного числа:

$$u_{\text{max}} = \omega_1/\omega_{2\text{min}} \approx R_{2\text{max}}/R_{1\text{min}}, \quad u_{\text{min}} = \omega_1/\omega_{2\text{max}} \approx R_{2\text{min}}/R_{1\text{max}}.$$

Клиноременные вариаторы (см. рис. 7.3) просты и надежны в эксплуатации, стандартизованы. Диапазон регулирования $D = 2 \dots 3$. При использовании широких ремней передаваемая мощность достигает $P = 50$ кВт при к.п.д. $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Цепные вариаторы сложнее и дороже клиноременных, но компактнее, долговечнее и более надежны; обеспечивают постоянство передаточного числа; применяются для мощностей до 30 кВт; $D \leq 6$; $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Торовые вариаторы состоят из двух соосных катков с тороидной рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов. На рис. 7.4 показана схема вариатора системы ЦНИИТмаш.

Регулирование угловых скоростей производится пово-

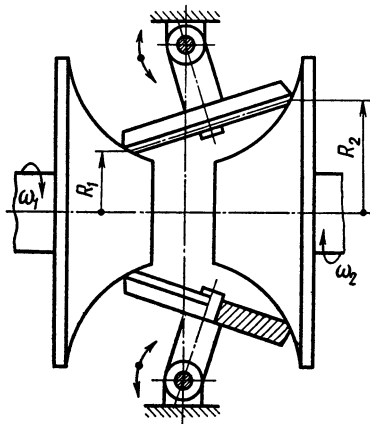


Рис. 7.4. Схема торового вариатора

ротом роликов с помощью рычажного механизма, в результате чего изменяются радиусы контакта R_1 и R_2 . Текущее значение передаточного числа

$$u = \omega_1 / \omega_2 \approx R_2 / R_1. \quad (7.6)$$

Из всех вариаторов торовые наиболее компактны и совершенны, но имеют сложную конструкцию и требуют высокой точности изготовления. Отличаются высоким к.п.д.— до 0,95.

Многодисковые вариаторы состоят из пакетов ведущих и ведомых раздвижных конических тонких дисков, прижимаемых пружинами (рис. 7.5). Изменение угловой скорости ω_2 ведомого вала осуществляется радиальным смещением ведущего вала относительно ведомого. При этом изменяется расчетный радиус R_1 ведущих дисков. Долговечность повышается при работе дисков в масляной ванне.

Передаточное число вариатора

$$u = \omega_1 / \omega_2 = R_2 / R_1.$$

Диапазон регулирования $D \leq 5$.

Пример 7.2. Определить максимальную и минимальную угловые скорости вала ведомого катка и силу прижатия катков к роликам торового вариатора, работающего в масляной ванне (см. рис. 7.4). Диапазон регулирования $D=4$. Минимальный радиус катка $R_{\min}=45$ мм, число роликов $z=2$. Ведущий вал вариатора передает мощность $P_1=0,8$ кВт при

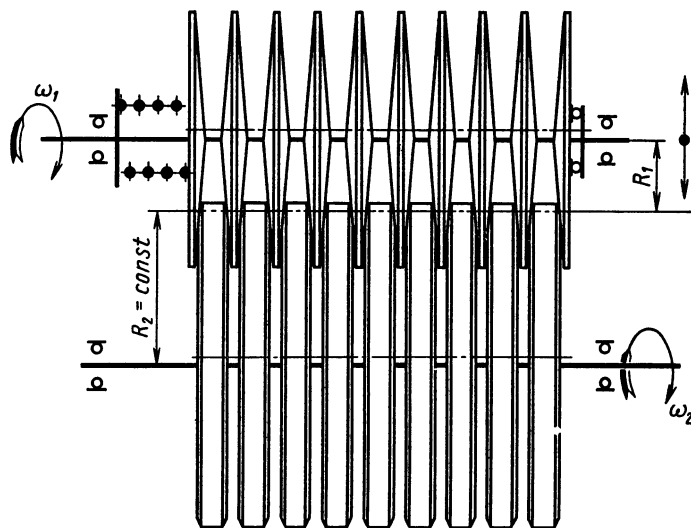


Рис. 7.5. Схема многодискового вариатора

угловой скорости $\omega_1 = 97$ рад/с. Материал катков — сталь, закаленная до твердости 61 HRC₃.

Решение. 1. Из формулы (7.4) следует

$$u_{\max} = \sqrt{D}; \quad u_{\min} = 1/\sqrt{D}.$$

Максимальная и минимальная угловые скорости вала ведомого катка:

$$\omega_{2\max} = \omega_1 u_{\max} = \omega_1 \sqrt{D} = 97 \sqrt{4} \text{ рад/с} = 194 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{2\min} = \omega_1 u_{\min} = \omega_1 / \sqrt{D} = 97 / \sqrt{4} \text{ рад/с} = 48,5 \text{ рад/с}.$$

2. Момент вращения на ведущем катке

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 0,8 \cdot 10^3 / 97 \text{ Н} \cdot \text{м} = 8,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Максимальная окружная сила на ведущем катке

$$F_{t\max} = \frac{T_1}{zR_{1\min}} = \frac{8,25 \cdot 10^3}{2 \cdot 45} \text{ Н} = 92 \text{ Н}.$$

4. Принимаем: $K = 1,5$ (см. § 7.4); для закрытой передачи $f = 0,05$ (см. § 7.2).

5. Сила прижатия катков к роликам [формула (7.3)]

$$F_r = KF_{t\max} / f = 1,5 \cdot 92 / 0,05 \text{ Н} = 2740 \text{ Н}.$$

§ 7.6. Расчет на прочность и к.п.д. фрикционных передач

Расчет на прочность. Для фрикционных передач с металлическими катками *основным критерием работоспособности является сопротивление усталости*, которое оценивается контактным напряжением $[\sigma]_H$. Наибольшие контактные напряжения передач с начальным контактом по линии определяют по формуле Герца (см. § 0.10):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma]_H. \quad (7.7)$$

Для катков из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\mu \approx 0,3$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{qE_{\text{пр}}/\rho_{\text{пр}}} \leq [\sigma]_H, \quad (7.8)$$

где $q = F_r / b_2$ — номинальная нагрузка на единицу длины контактных линий; $E_{\text{пр}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости; $\rho_{\text{пр}} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ — приведенный радиус кривизны цилиндрических катков (E_1 и E_2 , R_1 и R_2 — соответственно модули упругости материалов и радиусы ведущего и ведомого катков);

$[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков.

Для закаленных сталей при хорошей смазке $[\sigma]_H = 800 \dots 1200 \text{ Н/мм}^2$ (модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$);

для чугунов $[\sigma]_H = 1,5\sigma_{\text{вн}}$ ($E = 10^5 \text{ Н/мм}^2$), где $\sigma_{\text{вн}}$ — предел прочности чугуна при изгибе;

для текстолита $[\sigma]_H = 80 \dots 100 \text{ МПа}$ ($E = 6 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}^2$).

К.п.д. фрикционных передач зависит от потерь на скольжение катков и потерь в подшипниках. Скольжение в зоне контакта обусловлено деформациями поверхностей катков. Потери в подшипниках зависят от нагрузки на валы, которая определяется прижимной силой F_r .

Для закрытых фрикционных передач $\eta = 0,88 \dots 0,93$, для открытых $\eta = 0,78 \dots 0,86$.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные виды фрикционных передач.
2. Какими достоинствами и недостатками обладают фрикционные передачи?
3. Какие материалы применяются для изготовления рабочих поверхностей фрикционных катков? Какими свойствами должны обладать материалы?
4. Как обеспечивается непрерывное нажатие катков фрикционных передач?
5. Объясните процесс усталостного выкрашивания рабочих поверхностей катков закрытой передачи.
6. Что такое заедание рабочих поверхностей катков? Какими средствами можно предупредить его?
7. Какие устройства называют вариаторами?
8. Что такое диапазон регулирования вариаторов и как он определяется?

ГЛАВА 8. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

§ 8.1. Общие сведения

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес (рис. 8.1, *a* — *в*). Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее — колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, параметрам колеса — индекс 2. Зубчатые передачи — самый распространенный вид механических передач, так как могут надежно передавать мощности от долей до десятков тысяч киловатт при окру-

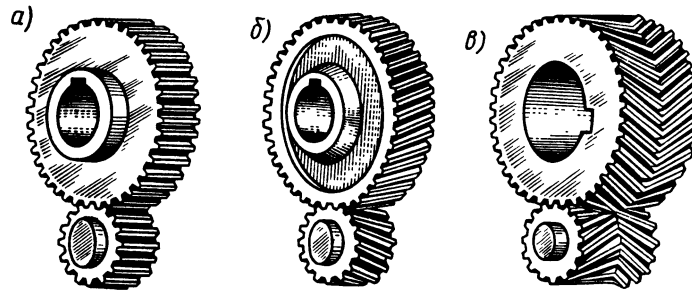


Рис. 8.1. Цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления

ных скоростях до 275 м/с. Зубчатые передачи широко применяют во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

Достоинства. 1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей. 2. Малые габариты. 3. Большая долговечность. 4. Высокий к.п.д. 5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники. 6. Постоянство передаточного числа. 7. Простота обслуживания.

Недостатки. 1. Относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа. 2. Шум при больших скоростях.

Классификация. В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: цилиндрические — при параллельных осях (рис. 8.1); конические — при пересекающихся осях (рис. 8.2, а, б); винтовые — при скрещивающихся осях (рис. 8.3). Винтовые зубча-

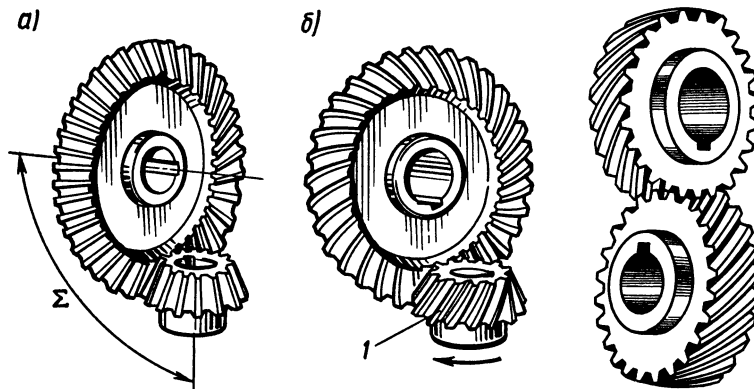


Рис. 8.2. Конические зубчатые передачи:
а — прямозубая; б — с круговым зубом

Рис. 8.3. Винтовая зубчатая передача

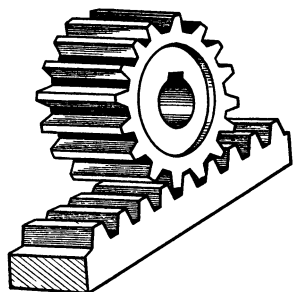


Рис. 8.4. Реечная передача

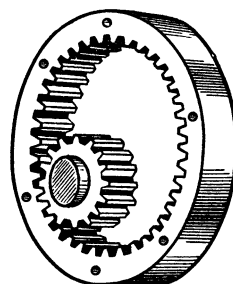


Рис. 8.5. Цилиндрическая прямозубая передача внутреннего зацепления

тые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют реечную передачу (рис. 8.4), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как колесо, диаметр которого увеличен до бесконечности.

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес различают (см. рис. 8.1) передачи: прямозубые (а), косозубые (б), шевронные (в) и с круговыми зубьями (см. рис. 8.2, б).

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают: эвольвентные, с зацеплением Новикова, циклоидальные. В современном машиностроении широко применяют эвольвентное зацепление*.

В 1954 г. М. Л. Новиков предложил принципиально новое зацепление, в котором профиль зуба очерчен дугами окружностей. Это зацепление возможно лишь при косых зубьях.

Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранилось в приборах и часах.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего (см. рис. 8.1) и внутреннего (рис. 8.5) зацепления. Ниже рассматриваются передачи внешнего зацепления, как наиболее распространенные.

В зависимости от конструктивного исполнения различают открытые и закрытые зубчатые передачи. В открытых

* Эвольвентное зацепление предложено Л. Эйлером в 1760 г.

передачах зубья колес работают всухую или периодически смазываются пластичным смазочным материалом и не защищены от влияния внешней среды. *Закрытые передачи* помещаются в пыле- и влагонепроницаемые корпуса (картеры) и *работают в масляной ванне* (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до $1/3$ радиуса).

В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают одно- и многоступенчатые (см. рис. 12.2).

В зависимости от относительного характера движения валов различают рядовые зубчатые передачи (см. рис. 8.1) и планетарные (см. рис. 12.1).

§ 8.2. Основы теории зубчатого зацепления

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т. е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного числа, профили зубьев

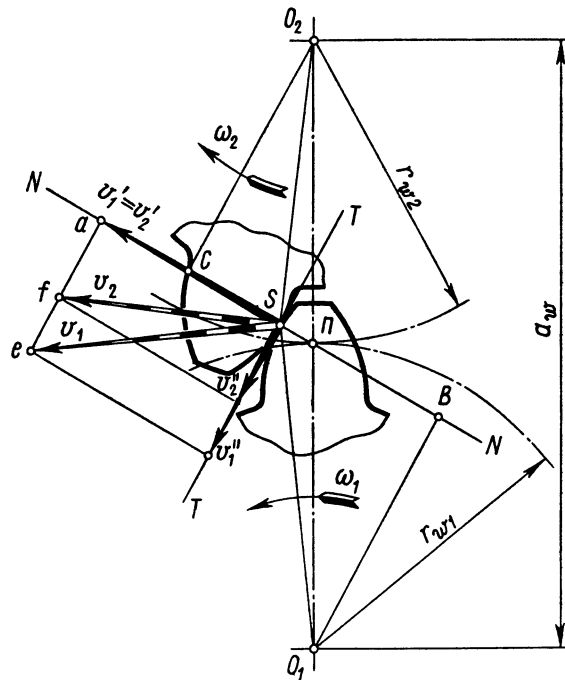


Рис. 8.6. Схема к доказательству основной теоремы зацепления

нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

Основная теорема зацепления. Для доказательства теоремы рассмотрим пару сопряженных зубьев в зацеплении (рис. 8.6). Профили зубьев шестерни и колеса касаются в точке S , называемой точкой зацепления. Центры вращения O_1 и O_2 расположены на неизменном расстоянии a_w друг от друга. Зуб шестерни, вращаясь с угловой скоростью ω_1 , оказывает силовое действие на зуб колеса, сообщая последнему угловую скорость ω_2 . Проведем через точку S общую для обоих профилей касательную TT и нормаль NN . Окружные скорости точки S относительно центров вращения O_1 и O_2 :

$$v_1 = O_1 S \cdot \omega_1 \text{ и } v_2 = O_2 S \cdot \omega_2.$$

Разложим v_1 и v_2 на составляющие v'_1 и v'_2 по направлению нормали NN и составляющие v''_1 и v''_2 по направлению касательной TT . Для обеспечения постоянного касания профилей необходимо соблюдение условия $v'_1 = v'_2$, в противном случае при $v'_1 < v'_2$ зуб шестерни отстанет от зуба колеса, а при $v'_1 > v'_2$ произойдет врезание зубьев. Опустим из центров O_1 и O_2 перпендикуляры O_1B и O_2C на нормаль NN .

Из подобия треугольников a_eS и BSO_1 $v'_1/v_1 = O_1B/O_1S$, откуда

$$v'_1 = \frac{v_1}{O_1S} O_1B = \omega_1 \cdot O_1B.$$

Из подобия треугольников a_fS и CSO_2 $v'_2/v_2 = O_2C/O_2S$, откуда $v'_2 = (v_2/O_2S) O_2C = \omega_2 \cdot O_2C$. Но $v'_1 = v'_2$, следовательно, $\omega_1 \cdot O_1B = \omega_2 \cdot O_2C$.

Переда точное число

$$u = \omega_1/\omega_2 = O_2C/O_1B. \quad (8.1)$$

Нормаль NN пересекает линию центров O_1O_2 в точке P , называемой полюсом зацепления. Из подобия треугольников O_2PC и O_1PB

$$O_2C/O_1B = O_2P/O_1P = r_{w2}/r_{w1}. \quad (8.2)$$

Сравнивая отношения (8.1) и (8.2), получаем

$$u = \omega_1/\omega_2 = r_{w2}/r_{w1} = \text{const.} \quad (8.3)$$

Таким образом, основная теорема зацепления формулируется: для обеспечения постоянного передаточного числа зубчатых колес профили их зубьев должны очерчиваться по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Полюс зацепления P сохраняет неизменное положение на линии центров O_1O_2 , следовательно, радиусы $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$ также неизменны.

Окружности радиусов $r_{\omega 1}$ и $r_{\omega 2}$ называют начальными. При вращении зубчатых колес начальные окружности перекатываются друг по другу без скольжения, о чем свидетельствует равенство их окружных скоростей $\omega_1 r_{\omega 1} = \omega_2 r_{\omega 2}$, полученное из формулы (8.3).

Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности, которая:

а) позволяет сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания;

б) без нарушения правильности зацепления допускает некоторое изменение межосевого расстояния a_w (это изменение может возникнуть в результате неточностей изготовления и сборки).

Эвольвента окружности (рис. 8.7). Эвольвентой окружности называют кривую, которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиуса r_b . Эта окружность называется эволютой или основной окружностью, а перекатываемая прямая NN — производящей прямой.

Характер эвольвентного зубчатого зацепления определяется свойствами эвольвенты.

1. Производящая прямая NN является одновременно касательной к основной окружности и нормалью ко всем производимым ею эвольвентам.

2. Две эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистантны*.

3. С увеличением радиуса r_b основной окружности эвольвента становится более пологой и при $r_b \rightarrow \infty$ обращается в прямую.

4. Радиус кривизны эвольвенты в точке S_2 равен длине дуги S_0B основной окружности. Центр кривизны эвольвенты в данной точке находится на основной окружности.

§ 8.3. Образование эвольвентного зацепления

Пусть заданы межосевое расстояние a_w и передаточное число u зубчатой передачи (рис. 8.8). При известных $a_w = r_{\omega 1} + r_{\omega 2}$

* *Эквидистантными* (равноудаленными) называются две кривые, расстояние между которыми в направлении нормали везде одинаковое.

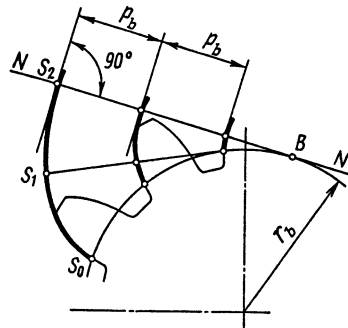


Рис. 8.7. Схема образования эвольвенты

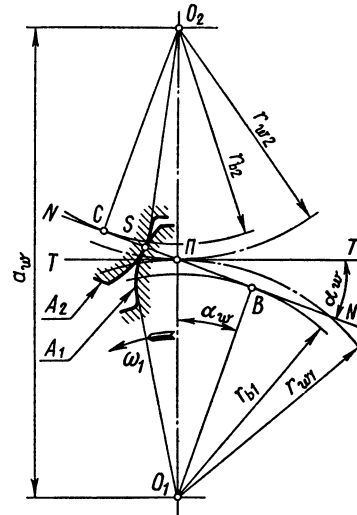


Рис. 8.8. Схема образования эвольвентного зацепления

и $u = r_{w2}/r_{w1}$ определим радиусы начальных окружностей $r_{w1} = a_w/(u+1)$ и $r_{w2} = ur_{w1}$ и отметим на линии центров O_1O_2 положение полюса зацепления Π . Из центра O_1 опишем некоторым радиусом r_{b1} основную окружность и произведем ее развертку. Получим эвольвентный профиль A_1 зуба шестерни. На основании основной теоремы зацепления и первого свойства эвольвенты проведем через полюс Π нормаль NN , которая определит точку зацепления S сопряженных профилей. Опустим из центра O_2 перпендикуляр O_2C на нормаль NN и радиусом $r_{b2} = O_2C$ опишем основную окружность, развертка которой даст эвольвентный профиль A_2 зуба колеса. Построенные профили сопряжены, так как, касаясь в точке S , они имеют общую нормаль NN . Эта нормаль касается обеих основных окружностей и является производящей прямой эвольвент обоих профилей.

При вращении колес точка зацепления S эвольвентных профилей перемещается по общей нормали NN (рис. 8.9) — геометрическому месту точек зацепления сопряженных профилей — и называется линией зацепления. Линия зацепления NN является одновременно линией давления, так как сила

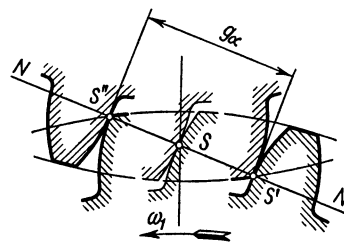


Рис. 8.9. Положения сопряженных профилей зубьев в начале и конце зацепления

давления профиля зуба шестерни на профиль зуба колеса (в предположении отсутствия сил трения) действует по общей нормали NN к обоим профилям.

Угол α_w , образованный линией зацепления NN (см. рис. 8.8) и общей касательной TT к начальным окружностям, называется углом зацепления.

Из подобия треугольников O_2CP и O_1BP (см. рис. 8.8)

$$O_2P/O_1P = O_2C/O_1B \text{ или } r_{w2}/r_{w1} = r_{b2}/r_{b1}.$$

Из формулы (8.3) следует

$$u = \omega_1/\omega_2 = r_{w2}/r_{w1} = r_{b2}/r_{b1} = \text{const},$$

т. е. отношение угловых скоростей двух сопряженных эвольвентных профилей обратно пропорционально радиусам основных окружностей и не зависит от расстояния a_w между центрами этих окружностей.

Независимость передаточного числа u от изменения межосевого расстояния a_w можно проследить на следующем примере.

Пусть на рис. 8.10, а изображено зацепление при заданном расстоянии a_w и передаточном числе u . Изменим межосевое расстояние этого зацепления до $a_w + \Delta a_w$ (рис. 8.10, б). Сопоставляя рисунки, видим, что в зацеплении с расстоянием $a_w + \Delta a_w$ возникли новые начальные окружности с радиусами r'_{w1} и r'_{w2} . Радиусы основных окружностей не изменились, так как не изменились профили зубьев, они остались очерченными теми же эвольвентами. Из подобия треугольников O_2CP и O_1BP (рис. 8.10, б)

$$r'_{w2}/r'_{w1} = r_{b2}/r_{b1} = \text{const}.$$

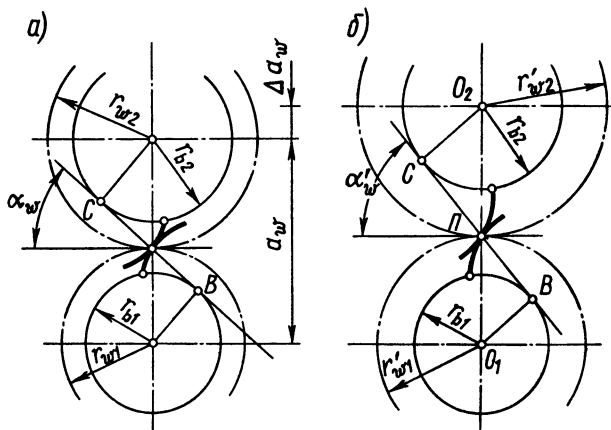


Рис. 8.10. Схема к доказательству независимости u от a_w

Таким образом, *правильность эвольвентного зацепления не нарушится при изменении межосевого расстояния a_w . Это свойство является важным преимуществом эвольвентного зацепления перед циклоидальным, весьма чувствительным к изменению расстояния a_w .*

§ 8.4. Образование цилиндрического зубчатого колеса

Реальные зубчатые колеса характеризуются шириной зубчатого венца. В зацеплении участвуют не профили, а поверхности зубьев, следовательно, касанию плоских профилей в точке соответствует касание поверхностей по линии контакта. Основным окружностям колес соответствуют основные цилиндры колес, начальным окружностям — начальные цилиндры, окружностям вершин — цилиндры вершин, окружностям впадин — цилиндры впадин.

На рис. 8.11 изображен основной цилиндр радиуса r_b и касательная к нему плоскость N , на поверхности которой на определенных расстояниях нанесены прямые BC , DF , ..., параллельные образующей цилиндра. При перекатывании справа налево плоскости N прямая BC опишет в пространстве правую эвольвентную поверхность зуба. Левую поверхность образует прямая DF при перекатывании плоскости N в обратном направлении. Образовав аналогичным приемом боковые поверхности остальных зубьев и ограничив их высоту цилиндрами вершин и впадин, получим обод эвольвентного цилиндрического прямозубого колеса.

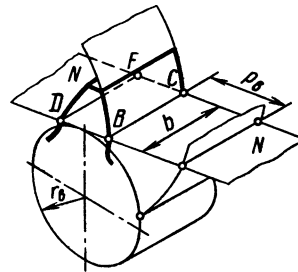


Рис. 8.11. Образование цилиндрического зубчатого колеса

§ 8.5. Основы нарезания зубьев методом обкатки

*Рейка представляет частный случай зубчатого колеса (см. рис. 8.4), у которого число зубьев обращается в бесконечность ($z \rightarrow \infty$), при этом начальная окружность колеса обращается в прямую линию, называемую *начальной прямой*. При работе реечной передачи начальная прямая рейки перекатывается без скольжения по начальной окружности колеса (рис. 8.12; I — начальная прямая). Согласно третьему свойству эвольвенты *профиль зуба рейки прямобочный, трапецевидной формы с углом заострения $2\alpha_w$.**

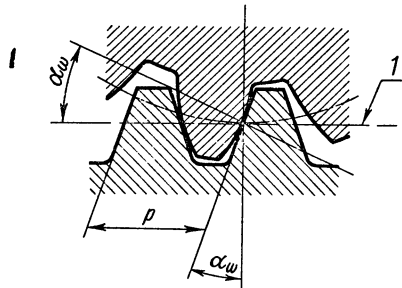


Рис. 8.12. Зацепление шестерни с рейкой

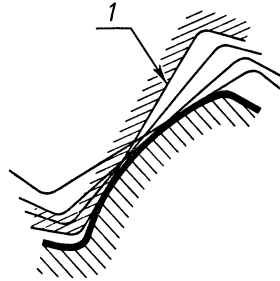


Рис. 8.13. Движение зуба рейки при нарезании методом обкатки

Зацепление эвольвентного зубчатого колеса с рейкой положено в основу нарезания зубчатых колес методом обкатки; при этом рейка используется в качестве режущего инструмента. Чтобы прямолинейная режущая кромка зуба инструментальной рейки *1* (рис. 8.13) могла обрабатывать эвольвентный профиль зуба, нужно ее положение в отношении нарезаемого зуба все время изменять. Такое движение называется движением обкатки, а процесс нарезания зуба — нарезанием по методу обкатки.

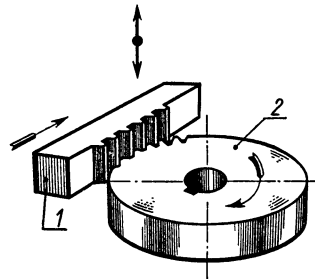


Рис. 8.14. Схема нарезания зубьев методом обкатки

В процессе нарезания (рис. 8.14) заготовка вращается вокруг своей оси, а инструментальная рейка *1* совершает возвратно-поступательное движение параллельно оси заготовки *2* по принципу долбяка и поступательное движение параллельно касательной к ободу заготовки. Начальная окружность нарезаемого колеса (см. рис. 8.12) делится шагом рейки* на *z* равных частей, благодаря чему она получила название делительной окружности. На делительной окружности шаг *p* и угол зацепления α_w нарезаемого колеса равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки.

делится шагом рейки* на *z* равных частей, благодаря чему она получила название делительной окружности. На делительной окружности шаг *p* и угол зацепления α_w нарезаемого колеса равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки.

* Шагом рейки называется расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по средней линии.

§ 8.6. Исходный контур зубчатой рейки

При увеличении до бесконечности числа зубьев нормального (некорректированного) * колеса получается основная рейка, профиль которой соответствует и с х о д н о м у к о н т у р у, регламентированному стандартом (рис. 8.15, а). Исходный контур характеризуется **углом профиля $\alpha = 20^\circ$** , глубиной захода h_d , радиальным зазором c , радиусом закругления r_i у корня зуба.

Для цилиндрических колес $h_d = 2m$; $c = 0,25m$; $r_i \geq 0,38m$.
 Для прямозубых конических колес $h_d = 2m$; $c = 0,20m$; $r_i = 0,20m$.
 Для конических колес с круговыми зубьями $h_d = 2m$; $c = 0,25m$; $r_i = 0,25m$, где m — модуль зубьев **.

Основная рейка полностью определяет профили зубьев всех колес нормального зацепления и обеспечивает возможность их любого сочетания при одинаковом модуле.

Исходный контур инструментальной рейки (рис. 8.15, б) отличается от контура основной рейки *увеличенной на «с» высотой головки зуба*, необходимой для образования большей глубины впадины, обеспечивающей радиальный зазор c в зацеплении сопряженных колес. Избыточная высота зуба инструментальной

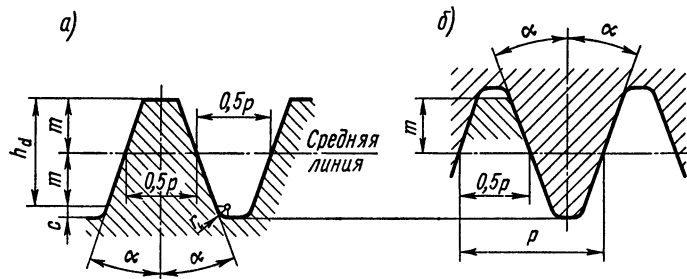


Рис. 8.15. Основная рейка и исходный контур

рейки не участвует в формировании эвольвентной части профиля зуба нарезаемого колеса.

§ 8.7. Изготовление зубчатых колес

Заготовки зубчатых колес получают литьем, ковкой в штампах или свободной ковкой в зависимости от материала, формы и размеров. Зубья колес изготавливают накатыванием, нарезанием, реже литьем.

* *Корригирование* — изменение формы зуба (см. ниже).

** О модуле зубьев см. § 8.8.

Накатывание зубьев. Применяется в массовом производстве. Предварительное формообразование зубьев цилиндрических и конических колес производится горячим накатыванием. Венец стальной заготовки нагревают токами высокой частоты до температуры $\sim 1200^\circ\text{C}$, а затем обкатывают между колесами-накатниками. При этом на венце выдавливаются зубья. Для получения колес более высокой точности производят последующую механическую обработку зубьев или холодное накатывание — калибровку.

Холодное накатывание зубьев применяется при модуле до 1 мм. Зубонакатывание — высокопроизводительный метод изготовления колес, резко сокращающий отход металла в стружку.

Нарезание зубьев. Существует два метода нарезания зубьев: копирование и обкатка. Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами (рис. 8.16): дисковыми (а) или пальцевыми (б). После прорезания каждой впадины заготовку поворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы, отсюда и название — метод копирования. Метод копирования — малопроизводительный и неточный, применяется преимущественно в ремонтном деле.

Нарезание зубьев методом обкатки основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — червячная фреза (рис. 8.17, а), долбяк (рис. 8.17, б) или реечный долбяк — гребенка (см. рис. 8.14). Червячная фреза имеет в осевом сечении форму инструментальной рейки. При нарезании зубьев заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса.

Нарезание зубьев червячными фрезами широко применяют

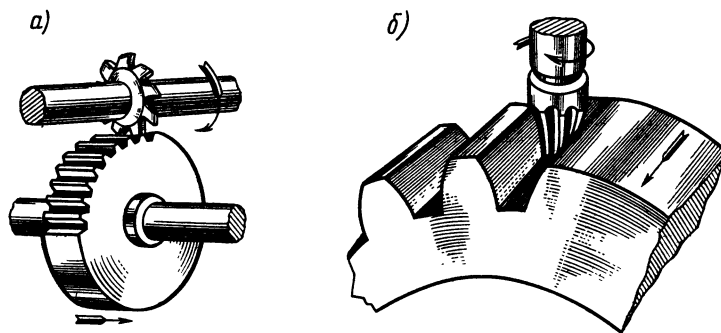


Рис. 8.16. Нарезание зубьев методом копирования

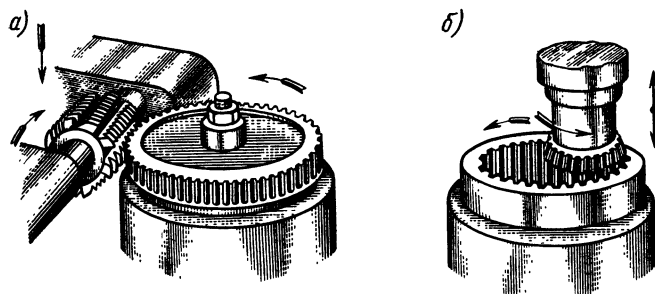


Рис. 8.17. Нарезание зубьев методом обкатки

для изготовления цилиндрических колес с внешним расположением зубьев. Для нарезания колес с внутренним расположением зубьев применяют долбяки. Гребенками нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления.

Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится строганием (рис. 8.18, а), фрезерованием (рис. 8.18, б), инструментом с прямобочным профилем или резцовыми головками (см. рис. 11.1).

Отделка зубьев. Зубья точных зубчатых колес после нарезания подвергают отделке шевингованием, шлифованием, притиркой или обкаткой.

Шевингование применяют для тонкой обработки закаленных колес. Выполняют инструментом — шевером, имеющим вид зубчатого колеса с узкими канавками на поверхности зубьев. Вращаясь в зацеплении с обрабатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок волосообразные стружки с зубьев колеса.

Шлифование применяют для обработки закаленных зубьев. Выполняют шлифовальными кругами способом копирования или обкатки.

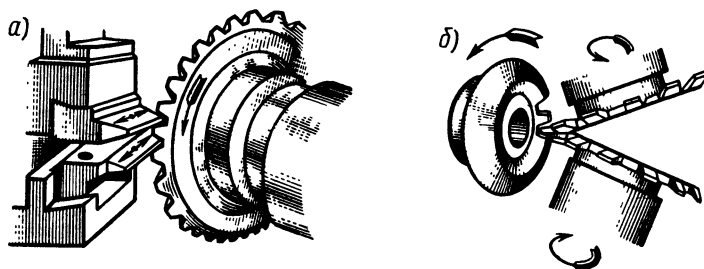


Рис. 8.18. Нарезание конических колес

Притирку используют для отделки закаленных зубьев колес. Выполняют притиром — чугуном точно изготовленным колесом с использованием притирочных абразивных паст.

Обкатка применяется для сглаживания шероховатостей на рабочих поверхностях зубьев незакаленных колес. В течение 1...2 мин зубчатое колесо обкатывается под нагрузкой с эталонным колесом большой твердости.

§ 8.8. Основные элементы и характеристики эвольвентного зацепления

Начальные окружности* (рис. 8.19). Проведем из центров O_1 и O_2 через полюс Π две окружности, которые в процессе зацепления перекатываются одна по другой без скольжения. Эти окружности называются начальными. При изменении межосевого расстояния a_w (см. рис. 8.10) меняются и диаметры d_w начальных окружностей шестерни и колеса. Следовательно, у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей. У отдельно взятого колеса начальной окружности не существует.

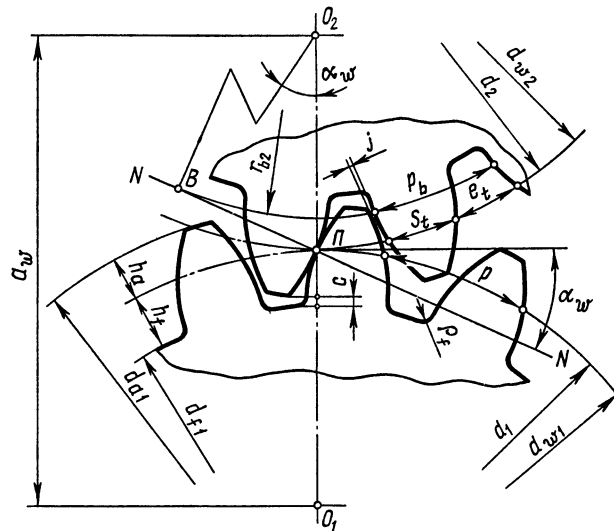


Рис. 8.19. Основные геометрические параметры эвольвентного зацепления

* Различают индексы, относящиеся: w — к начальной окружности; b — к основной окружности; a — к окружности вершин зубьев; f — к окружности впадин зубьев. Параметрам, относящимся к делительной окружности, дополнительного индекса не присваивают.

Согласно рис. 8.19 межосевое расстояние

$$a_w = d_{w1}/2 + d_{w2}/2 = d_{w1} (u + 1) / 2. \quad (8.4)$$

Делительная окружность (рис. 8.19). Окружность, на которой шаг p и угол зацепления α_w соответственно равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки, называется *д е л и т е л ь н о й*. Эта окружность принадлежит отдельно взятому колесу. При изменении межосевого расстояния ее диаметр d остается неизменным.

Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое расстояние a_w пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей, т. е.

$$a_w = d_1/2 + d_2/2 = d_1 (u + 1) / 2. \quad (8.5)$$

У подавляющего большинства зубчатых передач диаметры делительных и начальных окружностей совпадают, т. е. $d_1 = d_{w1}$ и $d_2 = d_{w2}$. Исключение составляют передачи с угловой коррекцией (см. ниже).

Окружной шаг зубьев p (рис. 8.19). Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности, называется *о к р у ж н ы м ш а г о м з у б ь е в* по делительной окружности.

Для пары сцепляющихся колес окружной шаг должен быть одинаковым.

Основной шаг p_b измеряют по основной окружности. На основании второго и четвертого свойств эвольвенты расстояние по нормали между одноименными сторонами двух соседних зубьев равно шагу p_b (см. рис. 8.7).

Из треугольника O_2BP (см. рис. 8.19) диаметр основной окружности $d_{b2} = 2r_{b2} = d_2 \cos \alpha_w$, откуда

$$p_b = p \cos \alpha_w. \quad (8.6)$$

Окружная толщина зуба s_t и окружная ширина впадины e_t по дуге делительной окружности нормального колеса теоретически равны. Однако при изготовлении колес на теоретический размер s_t назначают такое расположение допуска, при котором зуб получается тоньше, вследствие чего гарантируется боковой зазор j , необходимый для нормального зацепления. По делительной окружности всегда

$$s_t + e_t = p.$$

Окружной модуль зубьев. Из определения шага следует, что длина делительной окружности зубчатого колеса $\pi d = pz$, где z — число зубьев. Следовательно, $d = pz/\pi$.

Шаг зубьев p так же, как и длина окружности, включает в себя трансцендентное число π , а потому шаг — также число трансцендентное. Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес в качестве основного расчетного параметра принято рациональное число p/π , которое называют *модулем зубьев* m и измеряют в миллиметрах:

$$m = p/\pi, \quad (8.7)$$

тогда

$$d = mz, \quad (8.8)$$

или

$$m = d/z. \quad (8.9)$$

Модулем зубьев m называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения m регламентированы стандартом (табл. 8.1).

Т а б л и ц а 8.1. Модули зубьев m (выборка)

Ряды	Модули, мм								
1	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	
1	6	8	10	12	16	20	25	—	
2	7	9	11	14	18	22	28	—	

П р и м е ч а н и я: 1. Приведенные значения модулей распространяются на цилиндрические и конические зубчатые колеса.

2. При назначении модулей первый ряд следует предпочитать второму.

Высота головки и ножки зуба. Делительная окружность пересекает зуб по высоте на головку h_a и ножку h_f . Для создания радиального зазора c (см. рис. 8.19)

$$h_f = h_a + c, \quad (8.10)$$

где c — см. § 8.6.

Для нормального (некорректированного) зацепления $h_a = m$.

Длина активной линии зацепления. При вращении зубчатых колес точка зацепления S (см. рис. 8.9) пары зубьев перемещается по линии зацепления NM . Зацепление профилей начинается

в точке S' пересечения линии зацепления с окружностью вершин колеса и заканчивается в точке S'' пересечения линии зацепления с окружностью вершин шестерни. Отрезок $S'S''$ линии зацепления называется длиной активной линии зацепления и обозначается g_a . Длину g_a легко определить графически, для чего радиусами окружностей вершин обоих колес отсекают на линии зацепления NN отрезок $S'S''$ и измеряют g_a .

Коэффициент торцового перекрытия. Непрерывность работы зубчатой передачи возможна при условии, когда последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей, т. е. когда обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой. Чем больше пар зубьев одновременно находится в зацеплении, тем выше плавность передачи.

За период работы пары зубьев точка их зацепления проходит путь, равный длине g_a (см. рис. 8.9), а расстояние между профилями соседних зубьев по линии зацепления равно основному шагу p_b (см. рис. 8.7). При $g_a > p_b$ обеспечивается необходимое перекрытие работы зубьев.

Коэффициентом торцового перекрытия ϵ_a называется отношение длины активной линии зацепления к основному шагу:

$$\epsilon_a = g_a / p_b,$$

или приближенно

$$\epsilon_a = [1,88 - 3,2 (1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta, \quad (8.11)$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев шестерни и колеса; β — угол наклона линии зуба косозубого колеса (см. рис. 10.1).

По условию непрерывности зацепления должно быть $\epsilon_a > 1$. С увеличением z увеличивается и ϵ_a .

§ 8.9. Скольжение при взаимодействии зубьев

При работе колес зацепление двух зубьев происходит по рабочим участкам профилей ВПС (рис. 8.20), которые определяют графически путем переноса конечных точек S' и S'' линии зацепления на профили зубьев.

В процессе зацепления рабочие участки профилей зубьев одновременно катятся и скользят друг по другу вследствие разности участков головок ВП и соответствующих участков ножек ПС.

При доказательстве основной теоремы зацепления не рассматривались касательные составляющие v'_1 и v'_2 окружных скоростей профилей зубьев в точке зацепления S (см. рис. 8.6). Неравенство v'_1 и v'_2 не нарушает правильности зацепления, но создает относительное скольжение профилей. Скорость скольжения зуба

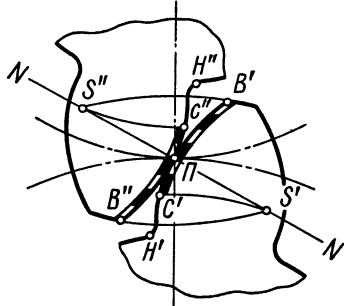


Рис. 8.20. Рабочие участки профилей зубьев

зуба, особенно в открытых передачах. Неравномерное скольжение зубьев является крупным недостатком эвольвентного зацепления.

Минимальные значения скорости скольжения в околополюсной зоне увеличивают коэффициент трения в этой зоне, что способствует выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев (см. § 8.15).

шестерни по зубу колеса $v_s = v_1' - v_2''$. Согласно рис. 8.21 в крайних точках зацепления v_s имеет максимальные значения. В полюсе зацепления $v_s = 0$. При переходе через полюс v_s меняет знак.

Точки профилей головок имеют большие касательные скорости, чем точки ножек, следовательно, поверхности головок являются опережающими. Большшему износу подвержена ножка, меньшему — головка, что приводит к искажению профиля

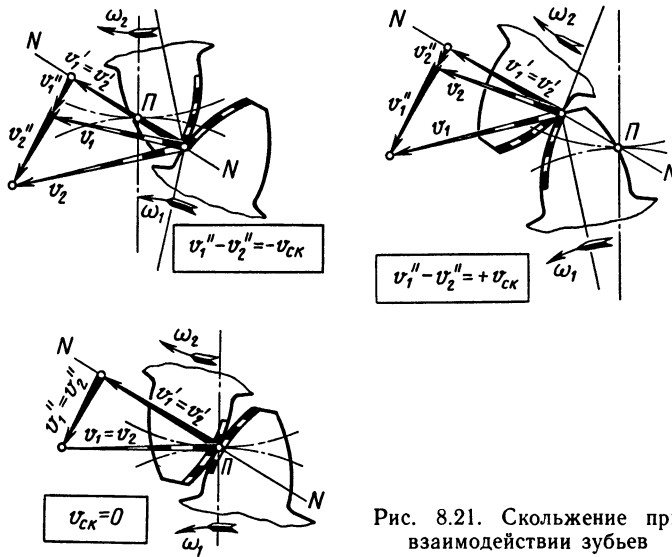


Рис. 8.21. Скольжение при взаимодействии зубьев

§ 8.10. Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба

Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба. У рейки с $z \rightarrow \infty$ зуб прямобоочный (рис. 8.22, а). С уменьшением z увеличивается кривизна эвольвентного профиля, а толщина зуба у основания и у вершины уменьшается (рис. 8.22, б).

При дальнейшем уменьшении z ниже предельного появляется подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, в результате чего прочность зуба резко снижается (рис. 8.22, в). Из-за среза

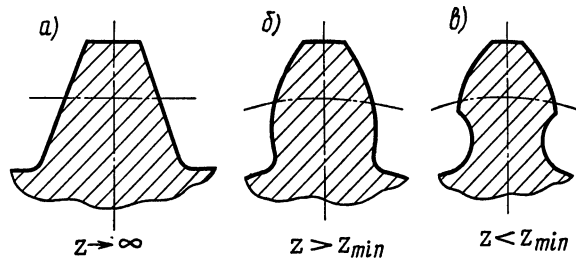


Рис. 8.22. Влияние z на форму зубьев

части эвольвенты у ножки зуба (рис. 8.23) уменьшается длина рабочего участка профиля, в результате чего понижается коэффициент перекрытия ϵ_α и возрастает износ.

Чтобы исключить подрезание при малом z , необходимо инструментальной рейке сообщить смещение x_m (рис. 8.24, а*), при котором вершина ее зуба выйдет из зацепления с зубом колеса в точке S и эвольвента профиля получится полной, не подрезанной (рис. 8.24, б).

Зуб будет очерчен пологой частью эвольвенты (см. штрихпунктирную линию на рис. 8.24, а) той же основной окружности радиуса r_b . Величина x_m называется абсолютным смещением

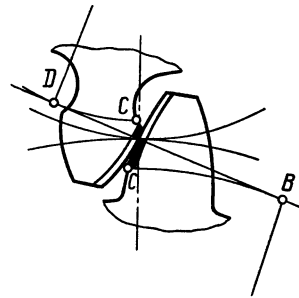


Рис. 8.23. Эвольвентное зацепление с подрезанным зубом

* Избыточная часть зуба инструментальной рейки высотой s не участвует в подрезании зуба колеса.

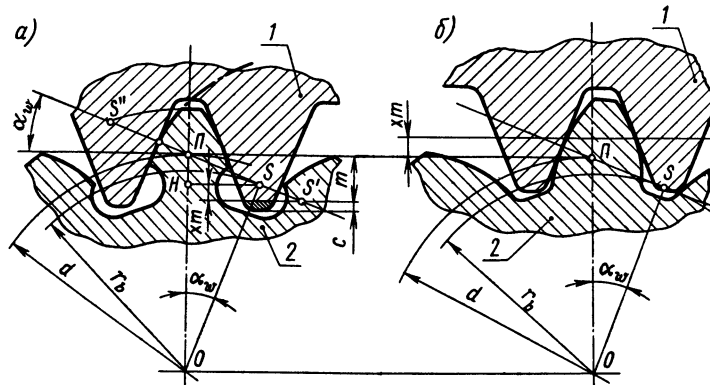


Рис. 8.24. Влияние коррекции на форму зуба:
 а — некорригированный зуб; б — корригированный зуб; 1 — инструментальная рейка; 2 — колесо

рейки, величина x — относительным смещением рейки или коэффициентом смещения. Согласно рис. 8.24, а

$$xm = m - ПН.$$

Из треугольников $СПН$ и $ОПС$

$$ПН = PS \sin \alpha_w = ОП \sin^2 \alpha_w = 0,5d \sin^2 \alpha_w = 0,5mz \sin^2 \alpha_w.$$

Следовательно,

$$xm = m (1 - 0,5z \sin^2 \alpha_w), \quad (8.12)$$

$$\text{откуда} \quad x = 1 - 0,5z \sin^2 \alpha_w. \quad (8.13)$$

Из формулы (8.13) легко определить z_{\min} шестерни, у которой исключено подрезание зуба без сдвига рейки, т. е. когда $x = 0$:

$$z_{\min} = 2 / \sin^2 \alpha_w. \quad (8.14)$$

При $\alpha_w = 20^\circ$ $z_{\min} \approx 17^*$.

Подрезание зубьев возникает только при $z < z_{\min}$. Для уменьшения шума при работе передачи число зубьев шестерни z_1 назначают тем больше, чем выше окружная скорость передачи. Для редукторов принимают $z = 20 \dots 30$. С увеличением z возрастает коэффициент перекрытия ϵ_α , повышается плавность передачи.

* При нарезании зубьев долбяком зависит от передаточного числа между долбяком и нарезаемым зубчатым колесом. Например, при нарезании стандартным долбяком с числом зубьев 40 зуб колеса не будет подрезан при $z_{\min} = 15$.

§ 8.11. Понятие о зубчатых зацеплениях со смещением (корригированных)

Корригированием* называется улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты по сравнению с нормальным зацеплением (рис. 8.25).

Корригирование применяется:

- а) для устранения подрезания зубьев шестерни при $z < z_{\min}$;
- б) для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;
- в) для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в полюсе зацепления;
- г) для получения заданного межосевого расстояния передачи (см. рис. 8.10).

Корригирование осуществляется смещением инструментальной рейки на величину xm при нарезании зубьев (см. рис. 8.24, б).

Положительным называется смещение рейки от центра зубчатого колеса, отрицательным — к центру.

При положительном смещении увеличивается толщина зуба у основания (см. рис. 8.25), что повышает его прочность на изгиб. Диаметр вершин d_a возрастает. Профиль зуба переходит на участок эвольвенты, более удаленной от основной окружности, что приводит к увеличению радиусов кривизны и, следовательно, к повышению контактной прочности.

При отрицательном смещении рейки происходит обратное явление. У корригированных колес по делительной окружности толщина зуба и ширина впадины не одинаковы, но в сумме остаются равными шагу p .

В зависимости от сочетания смещений при нарезании зубьев парных зубчатых колес коррекция может быть высотной или угловой.

При высотной коррекции шестерню изготавливают с положительным коэффициентом смещения x_1 , а колесо с отри-

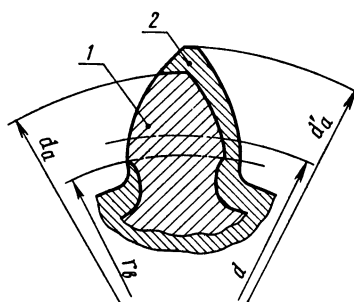


Рис. 8.25. Исправление формы зуба при корригировании: 1 — зуб некорригированного колеса; 2 — зуб корригированного колеса

* Термин «корригирование» сохранен для краткости.

цательным — x_2 , но так, чтобы их абсолютные величины были равны ($|x_1| = |x_2|$). Суммарный коэффициент смещения $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$. Высотная коррекция применяется при большом передаточном числе, когда требуется обеспечить такие формы зубьев шестерни и колеса, при которых они будут примерно равнопрочными на изгиб.

При высотной коррекции зубчатой пары диаметры делительной и начальной окружностей совпадают, как и в нормальном зацеплении, следовательно, межосевое расстояние a_w , коэффициент перекрытия ϵ_a и угол зацепления α_w остаются неизменными. Общая высота зубьев также не изменяется по сравнению с ее нормальным значением. Меняется лишь соотношение между высотой головок и ножек зубьев, вследствие чего такая коррекция и называется высотной.

У г л о в а я к о р р е к ц и я является общим случаем корригирования, при котором суммарный коэффициент смещения $x_\Sigma \neq 0$. Если $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$ при $x_1 > 0$ и $x_2 > 0$, то толщина зубьев по делительным окружностям и диаметры вершин d_a (см. рис. 8.25) увеличатся как у шестерни, так и у колеса. Для правильного зацепления необходимо колеса раздвинуть, увеличив межосевое расстояние на Δa_w (см. рис. 8.10, б), при этом возникнут новые начальные окружности. При увеличении a_w возрастает угол зацепления α_w , который не будет равен профильному углу инструмента $\alpha = 20^\circ$, поэтому такая коррекция и называется угловой. *Угловая коррекция по сравнению с высотной дает значительно большие возможности влиять на различные параметры зацепления, поэтому применяется чаще.*

Корригированные колеса изготавливают тем же стандартным инструментом и на том же оборудовании, что и некорригированные. Для получения нормальной высоты зуба диаметры заготовок соответственно увеличивают или уменьшают на значение удвоенного смещения инструмента, т. е. на $2xt$.

Пример 8.1. Определить минимальное смещение инструмента из условия неподрезания зубьев и диаметры вершин зубчатой пары при высотной коррекции, если $t = 5$ мм, $z_1 = 12$, $z_2 = 96$. Зубья нормальной высоты.

Решение. 1. При $z_{\min} = 17$ из формулы (8.14) получим $\sin^2 \alpha_w = 2/17$. Преобразовав формулу (8.13), найдем **относительное смещение инструмента**

$$x = (17 - z)/17 = (17 - 12)/17 = 0,294.$$

2. Абсолютное смещение инструмента

$$xt = 0,294 \cdot 5 \text{ мм} = 1,47 \text{ мм}.$$

3. Делительные диаметры:

$$\text{шестерни } d_1 = mz_1 = 5 \cdot 12 \text{ мм} = 60 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_2 = mz_2 = 5 \cdot 96 \text{ мм} = 480 \text{ мм}.$$

4. Диаметры вершин:

$$\text{шестерни } d_{a1} = d_1 + 2m + 2xm = (60 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 1,47) \text{ мм} = 72,94 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_{a2} = d_2 + 2m - 2xm = (480 + 2 \cdot 5 - 2 \cdot 1,47) \text{ мм} = 487,06 \text{ мм}.$$

§ 8.12. Точность зубчатых передач

При изготовлении зубчатых передач неизбежны погрешности, которые выражаются в отклонениях шага, соосности колес, теоретического профиля зубьев, межосевого расстояния и др. Все эти погрешности приводят к повышенному шуму во время работы и преждевременному разрушению передачи.

Точность зубчатых передач регламентируется стандартами, в которых предусмотрено 12 степеней точности с обозначением степеней в порядке убывания точности. Наибольшее распространение имеют 6, 7, 8 и 9 -я степени точности (табл. 8.2); 6-я степень точности соответствует высокоточным скоростным передачам, 7-я — точным передачам, 8-я — передачам средней точности, 9-я — тихоходным передачам пониженной точности.

Т а б л и ц а 8.2. Степень точности передачи в зависимости от окружной скорости колес

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности (по нормам плавности)			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость v , м/с			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	2
	Косые	30	15	10	4
Коническая	Прямые	12	8	4	1,5
	Круговые	20	10	7	3

§ 8.13. Смазывание и к.п.д. зубчатых передач

Смазывание. В процессе зацепления зубьев вследствие трения качения и скольжения (см. § 8.9) происходит нагрев передачи, изнашивание зубьев, снижение к.п.д.

Чтобы обеспечить работоспособность передачи, в зацепление колес подводят смазочный материал, который снижает контактные напряжения, уменьшает потери на трение, предохраняет

зубья от интенсивного истирания и коррозии, уносит продукты износа, уменьшает силу удара в зацеплении и улучшает отвод теплоты.

В современном машиностроении широко применяется смазывание зубчатых передач погружением венцов одного или обоих колес в ванну с маслом герметичного корпуса (картера). При вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, смазывая не только зубья в зоне зацепления, но и подшипники качения (см. рис. 16.3). Часто такое смазывание называется *картерным*, его применяют при окружных скоростях колес $v = 0,3 \dots 12,5$ м/с.

При более высоких скоростях центробежная сила сбрасывает масло с зубьев. Зацепление работает при недостаточном смазывании, увеличиваются потери мощности на перемешивание масла, повышается его температура (масло разлагается, вязкость уменьшается).

При высоких скоростях колес применяют *циркуляционное* смазывание. Масло принудительно (от насоса) — поливом — подается в зону зацепления, стекает в сборник, фильтруется, охлаждается и вновь подается в зону зацепления (см. рис. 15.13, б).

Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости v и контактного напряжения зубьев σ_H (см. список литературы [7]). Чаще всего применяют нефтяные жидкие масла: *индустриальные масла* общего назначения (И-20А, И-30А и др.), *турбинные* (T_{22} , T_{30} и др.).

Для смазывания зубчатых передач применяются также *специальные масла* (противоизносные, противозадирные, антикоррозийные и др.), полученные добавлением присадок элементоорганических соединений.

К.п.д. зубчатых передач. Потери мощности в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на взбалтывание и разбрызгивание масла (закрытые передачи). *Потери в зацеплении* составляют главную часть потерь передачи, они *зависят от точности изготовления, способа смазывания, шероховатости рабочих поверхностей, скорости колес, свойств смазочных материалов и числа зубьев колес*. С увеличением числа зубьев к.п.д. передачи возрастает. При передаче неполной мощности к.п.д. передачи снижается. Для выполнения расчетов можно использовать табл. 8.3.

Потерянная мощность в передаче переходит в теплоту, которая при недостаточном охлаждении может вызвать перегрев передачи. Тепловой расчет зубчатых передач ведется аналогично расчету червячных передач (см. § 15.13).

Т а б л и ц а 8.3. Средние значения к. п. д. одной пары колес при передаче полной мощности (без учета потерь в подшипниках)

Вид передачи	Закрытая передача		Открытая передача
	Степень точности		
	6-я и 7-я	8-я	9-я
Цилиндрическая	0,99—0,98	0,97	0,96
Коническая	0,98—0,97	0,96	0,94

§ 8.14. Материалы зубчатых колес

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. В качестве материалов колес применяют стали, чугуны и пластмассы.

Стали. Основными материалами для зубчатых колес служат *термически обрабатываемые стали*. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делятся на две группы.

Первая группа — колеса с твердостью поверхностей зубьев $H \leq 350$ HB. Применяются в слабо- и средненагруженных передачах. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. *Термообработку* — улучшение производят до *нарезания зубьев*. Колеса при твердости поверхностей зубьев $H \leq 350$ HB хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни прямозубой передачи должна быть на (25...50) HB больше твердости колеса.

Для косозубых передач твердость HB рабочих поверхностей зубьев шестерни желательна возможно большая.

Вторая группа — колеса с твердостью поверхностей $H > 350$ HB*. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, азотированием, цианированием. Эти виды термообработки позволяют в несколько раз повысить нагрузочную способность передачи по сравнению с улучшенными сталями.

Зубья колес с твердостью поверхностей $H > 350$ HB не прирабатываются. Для неприрабатывающихся зубчатых передач

* При $H > 350$ HB твердость материала измеряется по шкале Роквелла, $10 \text{ HB} \approx 1 \text{ HRC}_\rho$.

обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

Поверхностная закалка зубьев с нагревом токами высокой частоты (т.в.ч.) целесообразна для шестерен с модулем $m \geq 2$ мм, работающих с улучшенными колесами, ввиду хорошей приработки зубьев. При малых модулях мелкий зуб прокаливается насквозь, что делает его хрупким и сопровождается короблением. Для закалки т.в.ч. используют стали 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ.

Цементацию применяют для колес, размеры которых должны быть минимальные (авиация, транспорт и т. п.). Для цементации используют стали 20Х, 12ХН3А и др.

Азотирование обеспечивает особо высокую твердость поверхностных слоев зубьев. Для передач, в которых отсутствует абразивное изнашивание зубьев, можно применять азотирование. Оно сопровождается малым короблением и позволяет получать зубья 7-й степени точности без отделочных операций. Для повышения прочности сердцевины зуба заготовку колеса подвергают улучшению. Для азотирования применяют стали 40ХНМА, 40Х2НМА, 38ХМЮА, 38Х2Ю.

Колеса с твердостью $H > 350$ НВ нарезают до термообработки. Отделку зубьев производят после термообработки.

Выбор марок сталей для зубчатых колес. Без термической обработки механические характеристики всех сталей близки, поэтому применение легированных сталей без термообработки недопустимо.

Прокаливаемость сталей различна: высоколегированных — наибольшая, углеродистых — наименьшая. Стали с плохой прокаливаемостью при больших сечениях заготовок нельзя термически обработать на высокую твердость. Поэтому марку стали для зубчатых колес выбирают с учетом размеров их заготовок.

На рис. 8.26, а — в показаны эскизы заготовок вала-шестерни, червяка и колеса с выемками.

Механические характеристики и виды термообработки некоторых сталей для зубчатых колес, а также других деталей (червяков, валов, осей, звездочек и т. п.) приведены в табл. 8.4.

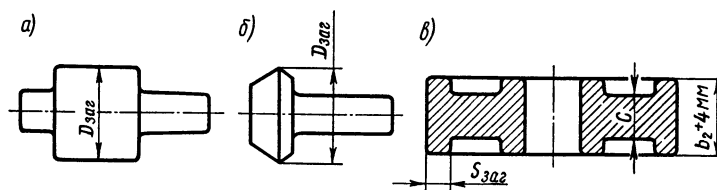


Рис. 8.26. Эскизы заготовок червяка, вала-шестерни и колеса:
 $D_{заг} = d_a + 6$ мм или $D_{заг} = d_{ae} + 6$ мм; $S_{заг} \approx 8m$ или $S_{заг} = C \approx 0,5 b_2$

Т а б л и ц а 8.4. Механические характеристики некоторых марок сталей для изготовления зубчатых колес и других деталей

Марка стали	Вид заготовки	Размеры, заготовки, мм		Термообработка	Твердость зубьев		Механические характеристики, Н/мм ²		
		$D_{\text{пред}}$	$S_{\text{пред}}$		сердцевины	поверхности	σ_s	σ_T	σ_{-1}
40Л	Литье	Любые	Любые	Нормализация	163...207 HB	163...207 HB	550	320	220
45	Поковка	125	80	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	780	540	335
	»	80	50		269...302 HB	269...302 HB	890	650	380
40Х	Поковка	200	125	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	790	640	375
	»	125	80		269...302 HB	269...302 HB	900	750	410
	»	125	80		269...302 HB	45...50 HRC _s	900	750	410
				Т. В. Ч.					
40ХН	Поковка	315	200	Улучшение	235...262 HB	235...262 HB	800	630	380
	»	200	125		269...302 HB	269...302 HB	920	750	420
	»	200	125		269...302 HB	48...53 HRC _s	920	750	420
40ХНМА	Поковка	125	80	Улучшение и азотирование	269...302 HB	50...56 HRC _s	980	780	440
20Х	Поковка	200	125	Улучшение, цементация и закалка	300...400 HB	56...63 HRC _s	1000	800	450
20ХМН									
18ХГТ									

Как следует из этой таблицы, характеристики сталей зависят не только от химического состава и вида термообработки, но также и от предельных размеров заготовок: диаметра заготовки шестерни или червяка $D_{\text{пред}}$ и наибольшей толщины сечения заготовки колеса $S_{\text{пред}}$.

Расчетные размеры заготовки колес $D_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$ (см. рис. 8.26) не должны превышать предельных значений, приводимых в таблице.

Рекомендуются следующие стали и варианты термической обработки (т.о.):

I — марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 45, 40X, 40XH, 35XM и др. Т. о. колеса — улучшение, твердость 235...262 НВ. Т. о. шестерни — улучшение, твердость 269...302 НВ;

II — марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40X, 40XH, 35XM и др. Т. о. колеса — улучшение, твердость 269...302 НВ. Т. о. шестерни — улучшение и закалка т.в.ч.; твердость 45...50 HRC₃, 48...53 HRC₃ и др. (зависит от марки стали);

III — марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40X, 40XH, 35XM и др. Т. о. колеса и шестерни одинаковы — улучшение и закалка т.в.ч.; твердость 45...50 HRC₃, 48...53 HRC₃ и др. (зависит от марки стали);

IV — марки сталей для колеса: 40X, 40XH, 35XM и др. Т. о. колеса — улучшение и закалка т.в.ч.; твердость 45...50 HRC₃, 48...53 HRC₃ и др. (зависит от марки стали).

Марки сталей для шестерни: 20X, 20XHM, 18XГТ и др. Т. о. шестерни — улучшение, цементация и закалка; твердость 56...63 HRC₃;

V — марки стали одинаковы для колеса и шестерни: 20X, 20XHM, 18XГТ и др. Т. о. колеса и шестерни одинаковы — улучшение, цементация и закалка; твердость 56...63 HRC₃.

Стальное литье. Применяют при изготовлении крупных зубчатых колес ($d_a \geq 500$ мм). Употребляют стали 35Л...55Л. Литые колеса подвергают нормализации.

Чугуны. Применяют при изготовлении зубчатых колес тихоходных открытых передач. Рекомендуются чугуны СЧ18...СЧ35. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются, но имеют пониженную прочность на изгиб.

Пластмассы. Применяют в быстроходных слабагруженных передачах для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. Наиболее распространены текстолит, лигнофоль, капролон, полиформальдегид.

§ 8.15. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач

В процессе работы на зубья действуют силы передаваемой нагрузки и силы трения. Для каждого зуба напряжения изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу. *Повторно-переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: их поломки и выкрашивания рабочих поверхностей. Трение в зацеплении вызывает изнашивание и заедание зубьев.*

Поломка зубьев. Это наиболее опасный вид разрушения. Излом зубьев является следствием возникающих в зубьях повторно-переменных напряжений изгиба и перегрузки. Усталостные трещины (см. рис. 9.3) образуются у основания зуба на той

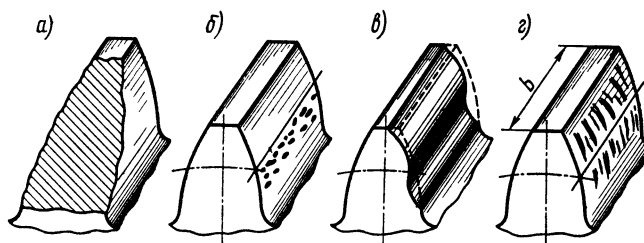


Рис. 8.27. Виды разрушения зубьев

стороне, где от изгиба возникают наибольшие напряжения растяжения. Прямые короткие зубья выламываются полностью, а длинные, особенно косые, обламываются по косому сечению (рис. 8.27, а). Усталостную поломку предупреждают расчетом на прочность по напряжениям изгиба σ_F^* , применением коррекции, а также увеличением точности изготовления и монтажа передачи.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. Основной вид разрушения зубьев для большинства закрытых передач. Возникает вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений σ_H (см. рис. 0.6). Разрушение начинается на ножке зуба в околополюсной зоне, где развивается наибольшая сила трения (см. § 8.9), способствующая пластическому течению металла и образованию микротрещин на поверхности зубьев (см. рис. 0.8). Развитию трещин способствует расклинива-

* Индекс F приписывается всем параметрам, связанным с расчетом по напряжениям изгиба, который выполняют для основания ножки (Foot) зуба, индекс H — связанным с расчетом по контактным напряжениям.

ющий эффект смазочного материала, который запрессовывается в трещины зубьев при зацеплении. Развитие трещин приводит к выкрашиванию частиц поверхности, образованию вначале мелких ямок (рис. 8.27, б), переходящих далее в раковины. При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки (масло выжимается в ямки), что приводит к быстрому изнашиванию и задиру зубьев. Возрастают динамические нагрузки, шум, температура.

При твердости поверхностей зубьев $H < 350$ НВ может наблюдаться ограниченное выкрашивание, возникающее лишь на участках с концентрацией напряжений. После приработки зубьев такое выкрашивание прекратится.

Прогрессирующее выкрашивание возникает при твердости поверхности зубьев $H > 350$ НВ, оно постепенно поражает всю рабочую поверхность ножек зубьев.

Усталостное выкрашивание зубьев предупреждают расчетом на прочность по контактным напряжениям, повышением твердости поверхности зубьев, применением коррекции, повышением степени точности, правильным выбором сорта масла.

В открытых передачах выкрашивания не наблюдается, так как изнашивание поверхности зубьев опережает развитие усталостных трещин.

Изнашивание зубьев. *Основной вид разрушения зубьев открытых передач.* По мере изнашивания зуб утоняется (рис. 8.27, в), ослабляется его ножка, увеличиваются зазоры в зацеплении, что в конечном счете приводит к поломке зубьев. Разрушению зубьев предшествует возникновение повышенного шума при работе передачи. Изнашивание можно уменьшить защитой от попадания абразивных частиц, повышением твердости и понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев, уменьшением скольжения зубьев путем коррекции.

Заедание зубьев (см. § 7.3). Заключается в приваривании частиц одного зуба к другому вследствие местного повышения температур в зоне зацепления. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности других зубьев, бороздя их в направлении скольжения (рис. 8.27, г). Заедание зубьев предупреждают повышением твердости и понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев, применением коррекции, правильным подбором противозадирных масел.

§ 8.16. Допускаемые напряжения

Расчеты на контактную и изгибную прочность при длительной работе выполняют по допускаемым напряжениям соответственно $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$. Экспериментом установлено, что *контактная прочность рабочих поверхностей зубьев определяется в основном твердостью этих поверхностей.* Допускаемые контактные напряжения для расчетов на прочность при длительной работе

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0}, \quad (8.15)$$

где $[\sigma]_{H0}$ — допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов переменных напряжений N_{H0} . Экспериментальные значения $[\sigma]_{H0}$ приведены в табл. 8.5. Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения $[\sigma]_{H0}$ уменьшают; K_{HL} — коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи,

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N} \geq 1, \text{ но } \leq K_{HL \max}. \quad (8.16)$$

Т а б л и ц а 8.5. Значения $[\sigma]_{H0}$ и $[\sigma]_{F0}$, соответствующие числу циклов N_{H0} и N_{F0}

Термообработка	Группа стали	$[\sigma]_{H0}$, Н/мм ²	$[\sigma]_{F0}$, Н/мм ²
Улучшение	Углеродистая или легированная	1,8 HB _{ср} + 67	1,03 HB _{ср}
Закалка т. в. ч. по контуру зубьев ($m \geq 3$ мм)	Легированная	14 HRC _{эср} + 170	370
Закалка т. в. ч. сквозная ($m < 3$ мм)	»	14 HRC _{эср} + 170	310
Цементация и закалка	»	19 HRC _{эср}	480

Пр и м е ч а н и е. HB_{ср} и HRC_{эср} — средние значения из двух предельных твердостей, данных в табл. 8.4.

Для нормализованных или улучшенных колес $K_{HL \max} = 2,6$; для колес с поверхностной закалкой, азотированием, цементацией $K_{HL \max} = 1,8$.

Число циклов напряжений N_{H0} , соответствующее пределу

выносливости, определяется твердостью рабочих поверхностей зубьев (табл. 8.6).

Т а б л и ц а 8.6. Значения числа циклов N_{H0}

Средняя твердость поверхностей зубьев	HВ _{ср}	≤ 200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC _{зср}	—	25	32	38	43	47	52	56	60
	HV _{ср}	200	260	310	370	425	490	575	650	760

N_{H0} , млн циклов	10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143
--------------------------	----	------	----	------	----	----	----	-----	-----

N — число циклов перемены напряжений зубьев за весь срок службы (наработка). При постоянном режиме нагрузки (с отклонениями до 20 %)

$$N = 573 \omega L_h, \quad (8.17)$$

где ω — угловая скорость; рад/с; L_h — ресурс (срок службы) передачи, ч.

В большинстве случаев $N > N_{H0}$, следовательно, для длительно работающих (в течение нескольких лет) передач $K_{HL} = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (8.16).

Второй знак неравенства ограничивает $[\sigma]_H$ по условию отсутствия пластических деформаций на поверхностях зубьев или хрупкого разрушения.

Цилиндрические и конические зубчатые передачи с прямыми и непрямыми зубьями рассчитывают по меньшему значению $[\sigma]_H$ из полученных для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

Исключение составляют зубчатые передачи с непрямыми зубьями при разности средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса $HВ_{1ср} - HВ_{2ср} \geq 70$ и $H \leq 350 HВ_{2ср}$. В этом случае передачи рассчитывают по среднему допускаемому контактному напряжению

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}). \quad (8.18)$$

При этом $[\sigma]_H$ не должно быть больше $1,23 [\sigma]_{H2}$ для цилиндрических косозубых, шевронных колес и $1,15 [\sigma]_{H2}$ для конических колес с непрямыми зубьями.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$. Допускаемые напряжения изгиба для расчетов на прочность при длительной работе

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}, \quad (8.19)$$

где $[\sigma]_{F0}$ — допускаемое напряжение изгиба, соответствующее пределу изгибной выносливости при числе циклов напряжений $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей. Экспериментальные значения $[\sigma]_{F0}$ приведены в табл. 8.5.

K_{FL} — коэффициент долговечности. При твердости $H \leq 350$ HB

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0}/N} \geq 1, \text{ но } \leq 2,08. \quad (8.20)$$

При твердости $H > 350$ HB

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0}/N} \geq 1, \text{ но } \leq 1,63. \quad (8.21)$$

N определяют по формуле (8.17). Для длительно работающих передач $K_{FL} = 1$. Для реверсивных передач $[\sigma]_F$ уменьшают на 25 %.

Контрольные вопросы

1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. По каким признакам классифицируются зубчатые передачи?
3. В чем сущность основной теоремы зацепления?
4. Что такое эвольвента окружности и какими свойствами она обладает?
5. Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение?
6. Что называется полюсом зацепления, линией зацепления и углом зацепления?
7. Как определить на линии зацепления точки, соответствующие началу и концу зацепления одной пары зубьев?
8. Каков стандартный исходный профиль рейки эвольвентного зацепления?
9. В чем сущность нарезания зубьев методом копирования и методом обкатки? Их сравнительная характеристика.
10. Какие окружности зубчатых передач называют начальными и какие окружности зубчатых колес называют делительными? В каких зубчатых передачах они совпадают?
11. Что называется шагом и модулем зубчатого зацепления?
12. Что следует понимать под коэффициентом торцового перекрытия? Как влияет его величина на работу зубчатой передачи?
13. Каково влияние числа зубьев на их форму и прочность?
14. Когда возникает подрезание зубьев при нарезании их инструментом реечного типа?
15. Что следует понимать под зубчатым зацеплением со смещением (корректированным) и для чего оно применяется?
16. Какие применяют два типа передач со смещением и как оно осуществляется?

17. Какие факторы влияют на выбор степени точности изготовления зубчатых колес? Какие степени точности применяют в передачах общего машиностроения?
18. С какой целью производят смазывание зубчатых передач?
19. В чем сущность картерного смазывания зубчатых передач?
20. Назовите основные факторы, влияющие на к.п.д. зубчатой передачи.
21. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?
22. Почему все стальные зубчатые колеса в зависимости от твердости зубьев делятся на две группы?
23. В чем сущность усталостной поломки зубьев? Меры по предупреждению поломки.
24. Почему в закрытых передачах усталостное выкрашивание является основным видом разрушения поверхности зубьев? Меры по предупреждению выкрашивания.
25. Почему заедание преимущественно наблюдается в высоконагруженных и высокоскоростных передачах, в чем его сущность? Меры по предупреждению заедания.
26. Как проявляется износ зубьев на работе передачи? Причины повышенного износа и меры его предупреждения.
27. Что влияет на величину допускаемых контактных напряжений для расчетов на прочность зубьев при длительной работе?
28. Как определяется среднее допускаемое контактное напряжение для расчетов на прочность передач с непрямыми зубьями при разности средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса $H \geq 70 HB$ и средней твердости рабочих поверхностей зубьев колеса $H < 350 HB$?

ГЛАВА 9. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 9.1. Общие сведения

В прямозубой передаче (см. рис. 8.1, а) зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Из-за неточности изготовления передачи и ее износа процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления другой пары сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости колес. Прямозубые передачи применяют при невысоких и средних окружных скоростях (см. табл. 8.2); в частности, открытые передачи, как правило, делают прямозубыми.

Согласно основной теореме зацепления [см. формулу (8.3)] для понижающих передач передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1. \quad (9.1)$$

Для пары цилиндрических зубчатых колес рекомендуется $u \leq \leq 3 \dots 6$ *.

Размеры зубчатого колеса выражают через модуль и число зубьев z (см. рис. 8.19).

Делительный и начальный диаметры

$$d = d_w = mz. \quad (9.2)$$

Диаметр вершин

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m. \quad (9.3)$$

Диаметр впадин

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m. \quad (9.4)$$

Межосевое расстояние — *главный параметр зубчатой передачи*

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_2(u+1)}{2u} = \frac{mz_1(u+1)}{2} = \frac{mz_\Sigma}{2}, \quad (9.5)$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$ — суммарное число зубьев.

Зная z_Σ , определяют число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1}$ и колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

§ 9.2. Силы в зацеплении прямозубых передач

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления Π (рис. 9.1). Распределенную по контакт-

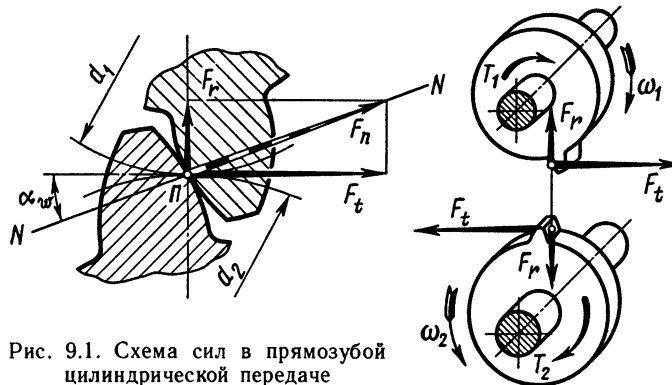


Рис. 9.1. Схема сил в прямозубой цилиндрической передаче

* Для стандартных редукторов u : 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5 и т. д. Для одноступенчатого редуктора $u \leq 6,3$.

ным линиям нагрузки в зацеплении заменяют равнодействующей F_n , которая направлена по линии давления (зацепления) NN . Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они малы. Для расчета зубьев, валов и опор силу F_n раскладывают на составляющие:

окружная сила

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{T_2 (u+1)}{a_w u}; \quad (9.6)$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (9.7)$$

где T_2 — вращающий момент на колесе; $\alpha_w = 20^\circ$ — угол зацепления.

На ведомом колесе направление силы F_t совпадает с направлением вращения, на ведущем — противоположно ему.

§ 9.3. Общие сведения о расчете на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач

Расчетом на прочность определяют размеры зубчатой передачи, при которых не возникнет опасность повреждения зубьев колес. Это возможно при взаимосвязанном расчете прочности и геометрии зацепления, ибо с изменением геометрии меняется и нагрузочная способность зубчатого зацепления.

Расчет на прочность стальных цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления с модулем $m \geq 1$ мм стандартизован. В курсе «Детали машин» изучают основы такого расчета. При этом вводят некоторые упрощения, мало влияющие на результаты для большинства случаев практики. В расчетах используют много различных коэффициентов. Коэффициенты, общие для расчета на контактную прочность и изгиб, обозначают буквой K , специальные коэффициенты для расчета на контактную прочность — буквой Z , на изгиб — буквой Y .

Закрывают передачу рассчитывают на предупреждение выкрашивания рабочих поверхностей зубьев и их поломки (изгиба). Размеры передачи определяют расчетом на контактную прочность, а расчет зубьев на изгиб носит проверочный характер с целью определения минимально возможного значения модуля.

Открытые зубчатые передачи рассчитывают на контактную прочность с последующей проверкой зубьев на изгиб с учетом их износа.

§ 9.4. Расчет на контактную прочность

Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности большинства зубчатых передач. При выводе расчетной формулы на контактную прочность рассматривают соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление и возникает выкрашивание; при этом контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами, равными радиусам эвольвент в полюсе зацепления ρ_1 и ρ_2 (см. рис. 9.2 и рис. 0.6).

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца (см. § 0.10)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\rho_{np}}},$$

где q — нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба: для прямозубых колес длина контактных линий равна ширине венца колеса b_2 , тогда

$$q = \frac{F_n}{b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = \frac{Ft}{b_2 \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Здесь $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ — коэффициенты нагрузки, учитывающие

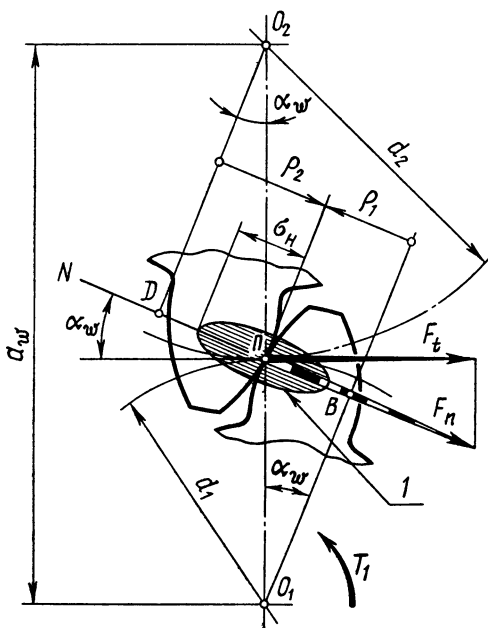


Рис. 9.2. Схема к расчету зубьев на контактную прочность:
1 — эпюра контактных напряжений

соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий и дополнительные динамические нагрузки.

$\rho_{np} = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ — приведенный радиус кривизны:
из треугольника $ВПО_1$

$$\rho_1 = (d_1/2) \sin \alpha_w = (d_2/2u) \sin \alpha_w;$$

из треугольника $ДПО_2$

$$\rho_2 = (d_2/2) \sin \alpha_w,$$

тогда

$$\rho_{np} = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2} \frac{1}{u+1}.$$

Подставив значения q и ρ_{np} в формулу Герца и заменив $\sin \alpha_w \times \cos \alpha_w = (\sin 2\alpha_w)/2$, получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{2F_t}{b_2 \sin(2\alpha_w)} \frac{2(u+1)}{d_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}.$$

Обозначим $Z_H = \sqrt{2/\sin(2\alpha_w)}$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. При $\alpha_w = 20^\circ Z_H = 1,76$.

$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}}$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес; для стальных колес $Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$.

При этом получим расчетную зависимость в форме, рекомендованной стандартом:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t (u+1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}. \quad (9.8)$$

В формулу дополнительно введен коэффициент Z_ϵ , учитывающий влияние коэффициента торцового перекрытия ϵ_α (см. § 8.8).

Для прямозубой передачи: $Z_\epsilon \approx 0,9$; коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1$.

Следовательно, **формула проверочного расчета** цилиндрических прямозубых стальных передач

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t (u+1)}{d_2 b_2} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H, \quad (9.9)$$

где u — передаточное число; F_t — в Н; d_2 и b_2 — в мм; σ_H — в Н/мм².

Выразив в формуле (9.8) b_2 через a_w , т. е. $b_2 = \psi_a a_w$, и заменив $F_t = 2T_2/d_2$; $d_2 = 2a_w u/(u+1)$, запишем

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{T_2}{2\psi_a a_w^3} \frac{(u+1)^3}{u^2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}$$

Решив относительно a_w , получим

$$a_w \geq (u+1) \sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_e)^2 K_{H\alpha} K_{H\nu}} \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} K_{H\beta}}$$

Обозначим

$$K_a = \sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_e)^2 K_{H\alpha} K_{H\nu}}$$

Стандарт рекомендует:

для прямозубых передач $K_a = 49,5$ (Н/мм²)^{1/3};
для косозубых и шевронных передач $K_a = 43$ (Н/мм²)^{1/3}.

Окончательно формула проектного расчета закрытых цилиндрических прямозубых стальных передач имеет вид:

$$a_w \geq 49,5 (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} K_{H\beta}}, \quad (9.10)$$

где a_w — межосевое расстояние, мм; T_2 — вращающий момент на валу колеса, Н·мм; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары зубчатых колес, Н/мм².

Значения расчетных коэффициентов ψ_a , $K_{H\beta}$ и $K_{H\nu}$ в формулах (9.9) и (9.10) приводятся ниже.

Коэффициент ширины венца колеса $\psi_a = b_2/a_w$ *. При расчете цилиндрических передач значением ψ_a задаются.

Расположение шестерни относительно опор	ψ_a
Симметричное	0,4...0,5
Несимметричное	0,25...0,4
Консольное	0,2...0,25

* Для стандартных редукторов ψ_a : 0,1; 0,125; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25;
 a_w : 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 315 мм.

Большие значения ψ_d — для передач с твердостью зубьев колеса $H \leq 340 \text{ HB}_2$.

Ширину венца шестерни b_1 выполняют на 2...4 мм больше расчетной, учитывая возможное осевое смещение зубчатых колес из-за неточности сборки. Это условие важно при приработке зубьев, когда более твердая шестерня перекрывает по ширине более мягкое колесо.

Коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба $K_{H\beta}$. Вследствие упругих деформаций валов, корпусов, самих зубчатых колес, износа подшипников, неточностей изготовления и сборки сопряженные зубчатые колеса перекашиваются относительно друг друга, вызывая неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. Влияние перекоса зубьев возрастает с увеличением ширины венца b_2 , поэтому значение последней ограничивают.

В приработываемых передачах, у которых твердость материала хотя бы одного из колес $H \leq 350 \text{ HB}$, а окружная скорость $v \leq 15 \text{ м/с}$, неравномерность нагрузки по длине зуба постепенно уменьшается и полностью исчезает при постоянной нагрузке вследствие повышенного местного износа (чем меньше твердость зубьев и окружная скорость колес, хуже условия смазывания, тем больше темп приработочного износа).

При скоростях $v > 15 \text{ м/с}$ приработка зубьев резко ухудшается, так как между зубьями образуется устойчивый масляный слой, защищающий их от износа.

Влияние неравномерного распределения нагрузки по длине зуба при расчете на контактную прочность зубьев учитывается коэффициентом $K_{H\beta}$.

Для приработываемых колес $K_{H\beta} = 1,0$.

Для неприработываемых колес числовое значение $K_{H\beta}$ принимают по табл. 9.1 в зависимости от коэффициента

$$\psi_d = b_2/d_1 = 0,5\psi_a(u+1). \quad (9.11)$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} . При работе зубчатых передач в результате неточностей изготовления и сборки, а также деформации зубьев возникают дополнительные динамические нагрузки, влияние которых при расчете на контактную прочность зубьев учитывается коэффициентом K_{Hv} .

Для прямозубой передачи при $v \leq 5 \text{ м/с}$ рекомендуется:

$K_{Hv} = 1,2$ — при твердости зубьев колеса $H \leq 350 \text{ HB}$,

$K_{Hv} = 1,1$ — при твердости зубьев колеса $H > 350 \text{ HB}$.

Числовые коэффициенты в формулах (9.9) и (9.10) справедливы только для пары стальных зубчатых колес, причем в них скрыты определенные единицы. При переходе к другим материа-

Т а б л и ц а 9.1. Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев колеса $HВ_2$	$\psi_d = b_2/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры — шарикоподшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	—	—	—
	> 350	1,22	1,44	—	—	—	—
Консольное, опоры — роликподшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	—	—
	> 350	1,11	1,25	1,45	—	—	—
Симметричное	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несимметричное	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	> 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	—

лам или к другим единицам числовые коэффициенты необходимо пересчитать.

Из формул (9.9) и (9.10) следует, что *контактная прочность зубьев колес зависит от материала и габаритных размеров передачи и не зависит от модуля и числа зубьев в отдельности*. По условиям контактной прочности при данном a_w модуль зубьев и число зубьев могут иметь различные значения, лишь бы соблюдалось условие $0,5m(z_1 + z_2) = a_w$.

§ 9.5. Расчет на изгиб

Одним из основных критериев работоспособности зубчатых передач является прочность зубьев на изгиб. При выводе расчетной формулы принимают допущения:

1. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой F_n , приложенной к зубу в его вершине (рис. 9.3). Эта сила, действующая под углом к оси зуба, вызывает в его сечениях напряжения изгиба и сжатия. Силу F_n переносят по линии зацепления до оси зуба и полученную точку O принимают за вершину параболы, которая определяет контур балки равного сопротивления изгибу. Точки A и B касания ветвей параболы

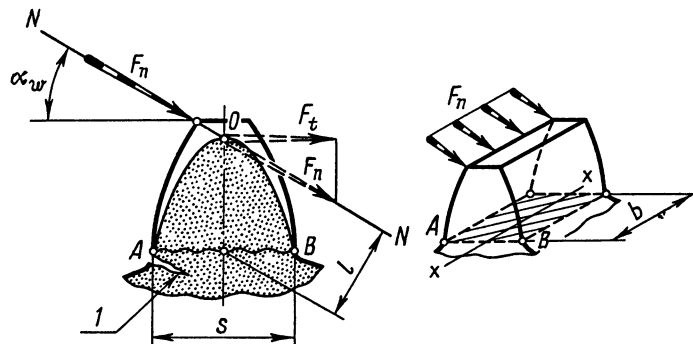


Рис. 9.3. Схема к расчету зубьев на изгиб:
1 — усталостная трещина

и профиля зуба определяют положение опасного сечения зуба на изгиб.

2. Сила трения в зацеплении и сжимающее действие силы F_n мало влияют на напряжение и поэтому не учитываются.

При этих допущениях наибольшее напряжение изгиба в опасном сечении ножки зуба AB , расположенном в зоне концентрации напряжений (см. рис. 9.3):

$$\sigma_F = \frac{F_n l K_T}{W_x} = \frac{6F_t l K_T}{bs^2 \cos \alpha_w},$$

где $W_x = bs^2/6$ — осевой момент сопротивления опасного сечения ножки зуба; K_T — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Плечо изгиба l и толщину зуба s в опасном сечении выражают через модуль зубьев: $l = \mu m$; $s = \nu m$, где μ и ν — коэффициенты, учитывающие форму зуба. Тогда

$$\sigma_F = \frac{6F_t \mu m}{bv^2 m^2 \cos \alpha_w} K_T = Y_F \frac{F_t}{bm}.$$

Здесь $Y_F = 6\mu K_T / (\nu^2 \cos \alpha_w)$ — коэффициент формы зуба.

Учтя неравномерность распределения нагрузки по длине зуба поправочным коэффициентом $K_{F\beta}$ и дополнительные динамические нагрузки в зацеплении коэффициентом K_{Fv} , получим формулу для проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{bm} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F, \quad (9.12)$$

где $b = b_2$ — ширина венца (обода) колеса; K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки:
 для прямозубых передач при $v \leq 5$ м/с:
 $K_{Fv} = 1,4$ при твердости зубьев колеса $H \leq 350$ HB,
 $K_{Fv} = 1,2$ при твердости зубьев колеса $H > 350$ HB;
 $K_{F\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба: для прирабатывающихся колес $K_{F\beta} = 1,0$, для неприрабатывающихся колес $K_{F\beta}$ принимают по табл. 9.2 в зависимости от коэффициента ψ_d [формула (9.11)];

Таблица 9.2. Значения коэффициента $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев колеса HB ₂	$\psi_d = b_2/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры — шарикоподшипники	≤ 350	1,16	1,37	1,64	—	—	—
	> 350	1,33	1,70	—	—	—	—
Консольное, опоры — роликоподшипники	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	—	—
	> 350	1,20	1,44	1,71	—	—	—
Симметричное	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	—
Несимметричное	≤ 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	> 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	—

Y_F — коэффициент формы зуба — величина безразмерная, зависящая от числа зубьев z и коэффициента смещения x (табл. 9.3).

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса; это отражено в большем значении коэффициента Y_F ($Y_{F1} > Y_{F2}$). Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса шестерню делают из более прочного материала, чем колесо.

Зубья шестерни и колеса имеют равную прочность на изгиб при условии

$$\boxed{[\sigma]_{F1}/Y_{F1} \approx [\sigma]_{F2}/Y_{F2}} \quad (9...13)$$

Т а б л и ц а 9.3. Значения коэффициента формы зуба Y_F для внешнего зацепления

z или z_v	Коэффициент смещения режущего инструмента x						
	-0,4	-0,25	-0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4
16	—	—	—	4,28	4,02	3,78	3,54
20	—	—	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50
25	—	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47
40	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48
60	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50
80	3,70	3,66	3,63	3,61	3,55	3,55	3,51
100	3,66	3,62	3,61	3,61	3,56	3,56	3,55
180	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56
∞	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

§ 9.6. Последовательность расчета на прочность закрытых прямозубых передач (см. решение примера 9.1)

Исходные данные: 1. Вращающий момент на валу колеса T_2 и угловая скорость колеса ω_2 .

2. Передаточное число u .

3. Условия работы.

Последовательность расчета: 1. Выбирают материалы колес и назначают термообработку (см. табл. 8.4).

2. Определяют допускаемые напряжения:

а) по табл. 8.6 принимают число циклов напряжений N_{H0} , соответствующее пределу выносливости материала колеса и шестерни.

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6 \text{ (см. § 8.16);}$$

б) определяют число циклов нагружения зубьев колес N за весь срок службы [формула (8.17)];

в) вычисляют коэффициенты долговечности K_{HL} и K_{FL} [формулы (8.16) и (8.20)];

г) по табл. 8.5 определяют допускаемые контактные $[\sigma]_{H0}$ и изгибные $[\sigma]_{F0}$ напряжения для зубьев колеса и шестерни, соответствующие числу циклов перемены напряжений N_{H0} и N_{F0} ;

д) вычисляют допускаемые напряжения $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$ для колеса и шестерни с учетом ресурса передачи [формулы (8.15) и (8.19)].

3. Задаются расчетными коэффициентами: ширины венца колеса ψ_a (см. § 9.4) и нагрузки $K_{H\beta}$ (см. § 9.4) и $K_{F\beta}$ (см. § 9.5) определяют межосевое расстояние передачи a_w [фор-

мула (9.10)], которое часто округляют до ближайшего стандартного значения (см. § 9.4 или ниже в табл. П.1).

4. Вычисляют предварительные основные размеры колеса: делительный диаметр d_2 [формула (9.5)] и ширину венца $b_2 = \psi_a a_w$.

5. Определяют модуль зубьев m . Чтобы обеспечить примерно равную контактную и изгибную прочность зубьев, определение модуля ведут расчетом на изгиб по размерам d_2 и b_2 колеса, полученным из условия контактной прочности.

Заменяв в формуле (9.12) $F_t = 2T_2/d_2$ и $Y_F K_{F\beta} K_{Fv} = K_m$, получим

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma]_F}, \quad (9.14)$$

где K_m — вспомогательный коэффициент при средних значениях $K_{F\beta}$, K_{Fv} и Y_F .

Для прямозубых передач $K_m = 6,8$; для косозубых $K_m = 5,8$; для шевронных $K_m = 5,2$.

Вместо $[\sigma]_F$ в формулу (9.14) подставляют меньшее из $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

Полученное значение модуля m округляют в большую сторону по табл. 8.1. Рекомендуется модуль колес принимать минимальным. Уменьшение модуля зацепления m и соответствующее увеличение числа зубьев z способствуют уменьшению удельного скольжения, что увеличивает надежность против заедания. При малом m увеличиваются коэффициенты перекрытия ϵ_α (плавность зацепления) и к.п.д., уменьшаются шум и трудоемкость нарезания колес, заметно снижается отход металла в стружку.

С другой стороны, принимать $m < 1$ мм в силовых цилиндрических передачах не рекомендуется из-за опасности разрушения зуба при кратковременных перегрузках, а также из-за неоднородности материала и изнашиваемости.

6. Определяют число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 . Для некорригированных прямозубых передач $z_{1\min} = 17$. Если $z_1 < 17$, то это означает, что для данной передачи более опасным являются изгибные, а не контактные напряжения. В этом случае передачу следует корригировать или принимать $z_1 = 17$. Тогда $z_2 = 17u$. Так как новое значение $d_2' = mz_2$ больше прежнего, то можно уменьшить $b_2' = b_2 d_2/d_2'$.

Следует иметь в виду, что с увеличением z_1 уменьшается шум, возрастает к.п.д., легче обеспечить точность зацепления. Рекомендуется $z_1 = 18...35$.

7. Вычисляют фактическое передаточное число.

8. Определяют фактические основные геометрические размеры передачи. Делительные диаметры шестерни и колеса подсчитывают с точностью до 0,01 мм.

9. Проверяют пригодность заготовок колес. Чтобы получить при термообработке ранее принятые для расчета механические характеристики материалов шестерни и колеса, необходимо выполнить условие пригодности их заготовок:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}; S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}},$$

где $D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$ — предельные размеры заготовок (см. табл. 8.4); $D_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$ — размеры заготовок колес.

Для цилиндрической шестерни диаметр заготовки (см. рис. 8.26)

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм.}$$

Здесь 6 мм — припуск на механическую обработку.

Для колеса с выемками (см. рис. 11.9) за толщину сечения заготовки принимают большую из двух значений:

$$S_{\text{заг}} = 0,5b_2 \text{ и } S_{\text{заг}} = 8t.$$

Для колеса без выемок — монолитного (см. рис. 11.8)

$$S_{\text{заг}} = b_2 + 4 \text{ мм.}$$

Если условия пригодности заготовок не выполняются, то изменяют материал колес или вид термообработки.

10. Определяют окружную скорость колес v и назначают степень точности изготовления (табл. 8.2).

11. Вычисляют силы в зацеплении [формулы (9.6) и (9.7)].

12. Определяют расчетные контактные напряжения σ_H в зоне зацепления зубьев, чтобы удостовериться в отсутствии ошибок в вычислениях основных параметров передачи и обеспечить полное использование материалов зубчатой пары.

Допускается недогрузка передачи не более 10 % и перегрузка до 5 %. Если условие прочности не выполняется, то изменяют ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не даст должного эффекта, то либо увеличивают межосевое расстояние, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку, и расчет повторяют.

13. Определяют расчетные напряжения изгиба σ_F в основании зубьев шестерни и колеса и сравнивают с $[\sigma]_F$.

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства закрытых зубчатых передач ограничивается контактной прочно-

стью, а не прочностью на изгиб. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$, то изменяют значение модуля m , соответственно изменяя z_1, z_2 , и повторяют проверочный расчет передачи на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

Пример 9.1. Рассчитать закрытую прямозубую передачу. Вращающий момент на валу колеса $T_2 = 189,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при угловой скорости колеса $\omega_2 = 24,8 \text{ рад/с}$. Передаточное число $u = 4$ (ориентировочно). Ресурс (срок службы) передачи $L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$ (примерно три года при двухсменной работе). Передача неревверсивная (работа зубьев одной стороной). Нагрузка, близкая к постоянной.

Решение. 1. Материалы колеса и шестерни. Для изготовления зубчатых колес выбираем распространенную сталь 45 с термообработкой — улучшение.

По табл. 8.4 принимаем:

для колеса твердость 235...262 HB₂ (248 HB_{2cp}), $\sigma_T = 540 \text{ Н/мм}^2$, предполагая, что наибольшая толщина сечения заготовки колеса $S_{\text{пред}} \leq 80 \text{ мм}$;

для шестерни твердость 269...302 HB₁ (285 HB_{1cp}), $\sigma_T = 650 \text{ Н/мм}^2$ при диаметре заготовки шестерни $D_{\text{пред}} \leq 80 \text{ мм}$.

При этом $\text{HB}_{1cp} - \text{HB}_{2cp} = 285 - 248 = 37$ — обеспечивается приработываемость зубьев (см. § 8.14).

2. Допускаемые напряжения.

По табл. 8.6 интерполированием* находим число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости: для шестерни $N_{H01} = 22,5 \cdot 10^6$; для колеса $N_{H02} = 16,2 \cdot 10^6$. Рекомендуются $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ (см. § 8.16).

Число циклов нагружения зубьев за весь срок службы [формула (8.17)]:

колеса

$$N_2 = 573 \omega_2 L_h = 573 \cdot 24,8 \cdot 12 \cdot 10^3 = 170 \cdot 10^6;$$

шестерни

$$N_1 = N_2 u = 170 \cdot 10^6 \cdot 4 = 680 \cdot 10^6.$$

Подставив в формулы (8.16) и (8.20) значения N_1 и N_2 и учитывая рекомендуемые минимальные значения коэффициентов долговечности, получим $K_{HL} = 1$ и $K_{FL} = 1$.

По табл. 8.5 допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H0}$ и напряжения

* *Интерполирование* — нахождение промежуточных значений функции по известным ее частным значениям. В данном примере значение $N_{H01} = 22,5 \cdot 10^6$ найдено следующим вычислением: по табл. 8.6 для 250 HB $N_{H0} = 16,5 \cdot 10^6$, а для 300 HB $N_{H0} = 25 \cdot 10^6$. Для 285 HB_{1cp} $N_{H01} = 16,5 \cdot 10^6 + \left(\frac{25 - 16,5}{50} 35 \right) 10^6 = 22,5 \cdot 10^6$. Такое интерполирование называют линейным.

изгиба $[\sigma]_{F0}$, соответствующие числу циклов перемены напряжений N_{H0} и N_{F0} :

для материала зубьев колеса

$$[\sigma]_{H02} = (1,8 \text{ HB}_{2\text{cp}} + 67) \text{ Н/мм}^2 = (1,8 \cdot 248 + 67) \text{ Н/мм}^2 = 513 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{F02} = 1,03 \text{ HB}_{2\text{cp}} \text{ Н/мм}^2 = 1,03 \cdot 248 \text{ Н/мм}^2 = 255 \text{ Н/мм}^2;$$

для материала зубьев шестерни

$$[\sigma]_{H01} = (1,8 \text{ HB}_{1\text{cp}} + 67) \text{ Н/мм}^2 = (1,8 \cdot 285 + 67) \text{ Н/мм}^2 = 580 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{F01} = 1,03 \text{ HB}_{1\text{cp}} \text{ Н/мм}^2 = 1,03 \cdot 285 \text{ Н/мм}^2 = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем допускаемые напряжения с учетом ресурса (срока службы) передачи. Так как $K_{HL} = 1$ и $K_{FL} = 1$, то согласно формулам (8.15) и (8.19) получим: $[\sigma]_{H2} = 513 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{H1} = 580 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = 255 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2$.

3. Межосевое расстояние. Принимаем расчетные коэффициенты $\psi_a = 0,4$ (см. § 9.4); для прирабатывающихся колес $K_{H\beta} = 1,0$ (см. § 9.4) $K_{F\beta} = 1,0$ (см. § 9.5).

Тогда межосевое расстояние передачи [формула (9.10)]

$$a_w \geq 49,5 (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_{H2}^2} K_{H\beta}} =$$

$$= 49,5 (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 513^2}} 1,0 \text{ мм} = 119 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 120 \text{ мм}$ (см. § 22.4).

4. Предварительные основные размеры колеса.

Делительный диаметр [формула (9.5)]

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 4}{4 + 1} \text{ мм} = 192 \text{ мм}.$$

Ширина венца

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 120 \text{ мм} = 48 \text{ мм}.$$

5. Модуль зубьев передачи [формула (9.14)].

Для прямозубой передачи принимаем $K_m = 6,8$.

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma]_{F2}} = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 189,5 \cdot 10^3}{192 \cdot 48 \cdot 255} \text{ мм} = 0,99 \text{ мм}.$$

По табл. 8.1 принимаем $m = 1 \text{ мм}$.

6. Число зубьев колес.

Суммарное число зубьев [формула (9.6)]

$$z_\Sigma = 2a_w / m = 2 \cdot 120 / 1 = 240.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1) = 240 / (4 + 1) = 48; \quad z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 240 - 48 = 192.$$

7. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = 192 / 48 = 4.$$

8. Фактические основные геометрические размеры передачи.

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = m z_1 = 1 \cdot 48 \text{ мм} = 48 \text{ мм}, \\ d_2 = m z_2 = 1 \cdot 192 \text{ мм} = 192 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (48 + 192) / 2 \text{ мм} = 120 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = (48 + 2 \cdot 1) \text{ мм} = 50 \text{ мм}, \\ d_{a2} = d_2 + 2m = (192 + 2 \cdot 1) \text{ мм} = 194 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 120 \text{ мм} = 48 \text{ мм}, \\ b_1 = b_2 + 2 \text{ мм} = (48 + 2) \text{ мм} = 50 \text{ мм} \text{ (см. § 9.4)}.$$

9. Пригодность заготовок шестерни и колеса (см. рис. 8.26 и § 9.6).

Диаметр заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = (50 + 6) \text{ мм} = 56 \text{ мм} < D_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}.$$

Принимаем колесо без выемок — монолитное (см. рис. 11.8), для которого $S_{\text{заг}} = b_2 + 4 \text{ мм} = (48 + 4) \text{ мм} = 52 \text{ мм} < S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}$.

Условия пригодности заготовок выполняются.

10. Окружная скорость зубчатых колес:

$$v_2 = d_2 \omega_2 / 2 = 0,192 \cdot 24,8 / 2 \text{ м/с} = 2,4 \text{ м/с}.$$

По табл. 8.2 принимаем 8-ю степень точности изготовления колес.

11. Силы в зацеплении.

Окружная сила

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 189,5 \cdot 10^3 / 192 \text{ Н} = 1974 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 1974 \operatorname{tg} 20^\circ \text{ Н} = 718 \text{ Н}.$$

12. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям. Принимаем коэффициенты динамической нагрузки: $K_{Hv} = 1,2$ (см. § 9.4), $K_{Fv} = 1,4$ (см. § 9.5).

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t (u_{\phi} + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\beta} K_{Hv} =$$

$$= 436 \sqrt{\frac{1974(4+1)}{192 \cdot 48}} 1,0 \cdot 1,2 = 492 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{H2} = 513 \text{ Н/мм}^2.$$

Недогрузка составляет $4\% < 10\%$, *контактная прочность зубьев обеспечивается.*

13. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба. Принимаем коэффициенты формы зуба по табл. 9.3 (интерполированием) некорректированного ($x=0$) зацепления: для шестерни $z_1=48$, $Y_{F1}=3,67$; для колеса $z_2=192$, $Y_{F2}=3,62$.

Расчетные напряжения изгиба в основании ножки зубьев:
к о л е с а

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} = 3,62 \frac{1974}{48 \cdot 1} 1,0 \cdot 1,4 \text{ Н/мм}^2 =$$

$$= 210 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F2} = 255 \text{ Н/мм}^2;$$

ш е с т е р н и

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1}/Y_{F2} = 210 \cdot 3,67/3,62 \text{ Н/мм}^2 = 204 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F1}.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

§ 9.7. Расчет на прочность открытых прямозубых передач

Открытые цилиндрические передачи выполняют с прямыми зубьями и применяют при окружных скоростях колес $v \leq 2$ м/с. Вследствие повышенного изнашивания зубьев *открытые передачи считают прирабатывающимися при любой твердости рабочих поверхностей зубьев.* Размеры передачи определяют из расчета на контактную прочность зубьев с последующей проверкой на изгиб аналогично расчету закрытых передач. При этом принимают: коэффициенты долговечности $K_{HL} = K_{FL} = 1$; коэффициенты концентрации нагрузки $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

Расчетное значение модуля увеличивают на 30 % из-за повышенного изнашивания зубьев.

Контрольные вопросы

1. Когда применяются цилиндрические прямозубые передачи?
2. Как из формулы Герца выводится формула для расчета на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев? Что учитывают коэффициенты Z_H , Z_M и Z_e , входящие в формулу?
3. От чего зависит коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta}$ и как он выбирается?
4. Как влияет на размеры передачи величина коэффициента ширины венца колеса ψ_a ?

5. Какие допущения принимаются при выводе расчетной формулы на прочность зубьев при изгибе? Порядок вывода этой формулы.
6. Что учитывает коэффициент формы зуба Y_F и почему он уменьшается с увеличением числа зубьев?
7. Каково условие равной прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса?
8. Что учитывают в расчетных формулах дополнительные коэффициенты $K_{F\beta}$ и K_{Fv} , от чего они зависят и как они выбираются?
9. Почему ширину венца шестерни делают больше ширины венца колеса?
10. Как влияет число зубьев шестерни z_1 на работу передачи?
11. Почему в расчетах рекомендуется принимать модуль зацепления m минимальным?

ГЛАВА 10. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 10.1. Общие сведения

Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называют косо-зубыми (см. рис. 8.1, б). В отличие от прямозубой в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Увеличивается время контакта одной пары зубьев, в течение которого входят новые пары зубьев, нагрузка передается по большому числу контактных линий, что значительно снижает шум и динамические нагрузки.

Чем больше угол наклона линии зуба β (рис. 10.1), тем выше плавность зацепления. У пары сопряженных косозубых колес

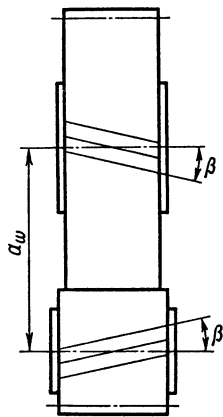


Рис. 10.1. Косозубая передача

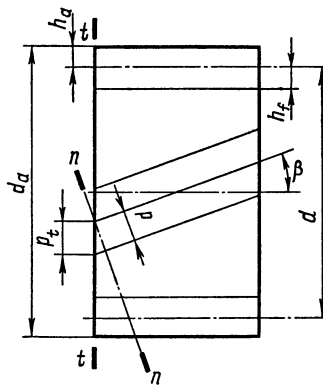


Рис. 10.2. Геометрические размеры косозубого колеса

с внешним зацеплением углы β равны, но противоположны по направлению.

Если к передачам не предъявляют специальных требований, то колеса нарезают правыми, а шестерни — левыми.

У косозубого колеса (рис. 10.2) расстояние между зубьями можно измерить в торцовом, или окружном ($t-t$), и нормальном ($n-n$) направлениях. В первом случае получим окружной шаг p_t , во втором — нормальный шаг p . Различными в этих направлениях будут и модули зацепления:

$$m_t = p_t / \pi; \quad m = p / \pi,$$

где m_t и m — окружной и нормальный модули зубьев.

Согласно рис. 10.2

$$p_t = p / \cos \beta,$$

следовательно,

$$m_t = m / \cos \beta,$$

где β — угол наклона зуба на делительном цилиндре.

Нормальный модуль m должен соответствовать стандарту (табл. 8.1) и являться исходной величиной при геометрических расчетах.

Делительный и начальный диаметры

$$d = d_w = m_t z = m z / \cos \beta. \quad (10.1)$$

Косозубое колесо нарезают тем же инструментом, что и прямозубые. Наклон зуба получают поворотом инструмента на угол β . Профиль косоугого зуба в нормальном сечении соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямого зуба модуля m .

Высоты головки косоугого зуба h_a и ножки h_f соответственно равны:

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25m. \quad (10.2)$$

Диаметр вершин

$$d_a = d + 2m. \quad (10.3)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m z_2}{2 \cos \beta} = \frac{d_2(u+1)}{2u} \quad (10.4)$$

В косозубой передаче, меняя значение угла β , можно незнчительно изменить a_w .

Прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой, у которой $\beta=0$.

§ 10.2. Эквивалентное колесо

Как указывалось выше, профиль косо́го зуба в нормальном сечении $A-A$ (рис. 10.3) соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямозубого колеса. Расчет косозубых колес ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого колеса.

Делительная окружность косозубого колеса в нормальном сечении $A-A$ (см. рис. 10.3) образует эллипс, радиус кривизны которого в полюсе зацепления

$$\rho_v = d / (2 \cos^2 \beta) *.$$

Профиль зуба в этом сечении почти совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого *эквивалентным*, делительный диаметр которого

$$d_v = 2\rho_v = d / \cos^2 \beta = m_t z / \cos^2 \beta =$$

$$= mz / \cos^3 \beta = mz_v,$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = z / \cos^3 \beta, \quad (10.5)$$

где z — действительное число зубьев косозубого колеса.

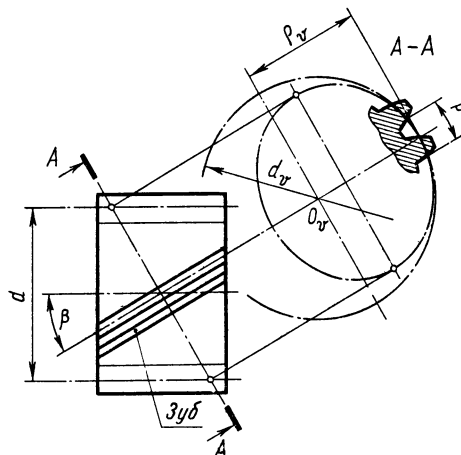


Рис 10.3. Схема для определения z_v косозубого колеса

* См. курс аналитической геометрии.

Из формулы (10.5) следует, что с увеличением β возрастает z_v .

§ 10.3. Силы в зацеплении

В косозубой передаче нормальная сила F_n составляет угол β с торцом колеса (рис. 10.4). Разложив F_n на составляющие, получим:

радиальную силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta, \quad (10.6)$$

где $F_t = 2T_2/d_2$ — окружная сила;

осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (10.7)$$

При определении направлений сил учитывают направление вращения колес и направление наклона зуба (правое или левое).

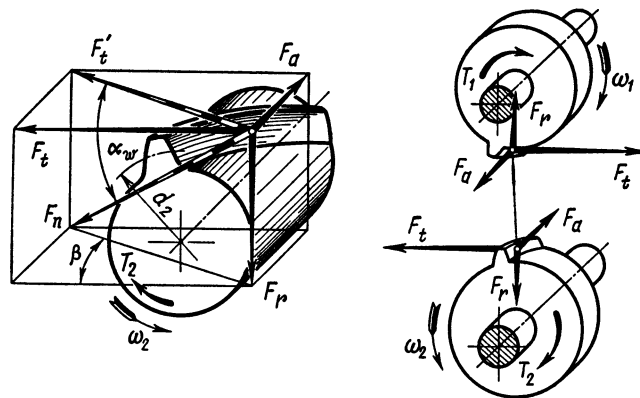


Рис. 10.4. Схема сил в косозубой передаче

Осевая сила F_a дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . По этой причине для косозубых колес принимают $\beta = 8 \dots 18^\circ$. Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубой передачи.

§ 10.4. Расчет на контактную прочность

Вследствие наклонного расположения зубьев в косозубом зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб, повышая его прочность. На-

клонное расположение зубьев уменьшает динамические нагрузки. Все эти особенности трудно учесть при выводе расчетных формул, поэтому расчет на прочность косозубых передач ведут по формулам эквивалентных прямозубых передач с введением в них поправочных коэффициентов. По условиям прочности габариты косозубых передач получаются меньше, чем прямозубых.

Проектировочный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (9.10)] межосевое расстояние для стальной косозубой пары

$$a_w = 43 (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}} K_{H\beta}, \quad (10.8)$$

где T_2 — в Н·мм; $[\sigma]_H$ — в Н/мм².

Проверочный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (9.8)] контактные напряжения в поверхностном слое косых зубьев

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t (u + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

где дополнительно по стандарту:

$Z_H \approx 1,76 \cos \beta$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Среднее значение $Z_H \approx 1,71$;

$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев (здесь ε_α см. § 8.8). Среднее значение $Z_\varepsilon \approx 0,8$;

$Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$ — для стальных колес (см. § 9.4).

Следовательно,

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t (u + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \leq [\sigma]_H, \quad (10.9)$$

где F_t — в Н; d_2, b_2 — в мм; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для косозубых колес 7...8-й степени точности:

$K_{H\alpha} = 1,04 \dots 1,09$ при $v \leq 5$ м/с,

$K_{H\alpha} = 1,07 \dots 1,13$ при $v = 5 \dots 10$ м/с;

$K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по ширине венца (см. § 9.4);

$K_{H\nu}$ — коэффициент динамической нагрузки. Для косозубых передач рекомендуется:

$K_{H\nu} = 1,02 \dots 1,06$ при любой твердости зубьев и $v \leq 10$ м/с,

$K_{Hv} = 1,1$ при твердости зубьев $H \leq 350$ HB и $v = 10 \dots 20$ м/с,
 $K_{Hv} = 1,05$ при твердости зубьев $H > 350$ HB и $v = 10 \dots 20$ м/с.

§ 10.5. Расчет на изгиб

Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (9.12)] условия прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса косозубой передачи

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2}; \quad (10.10)^*$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1}, \quad (10.11)$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, выбирают по эквивалентному числу зубьев z_v (см. табл. 9.3);

$Y_{\beta} = 1 - \beta/140^\circ$ — коэффициент, учитывающий наклон зуба;

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для косозубых колес при $v \leq 10$ м/с и 7...8-й степеней точности $K_{F\alpha} = 0,81 \dots 0,91$;

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (см. § 9.5);

K_{Fv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении. Для косозубых передач при $v \leq 10$ м/с:

$K_{Fv} = 1,2$ при твердости зубьев колеса $H \leq 350$ HB,

$K_{Fv} = 1,1$ при твердости зубьев колеса $H > 350$ HB.

§ 10.6. Рекомендации по расчету на прочность закрытых косозубых передач

Этот расчет ведут так же, как и расчет на прочность закрытых *прямозубых передач* (см. § 9.6), со следующими изменениями:

в п у н к т е 1 рекомендуется твердость материала шестерни косозубой передачи выбирать возможно выше, для чего подвергать шестерню азотированию, цементации или поверхностной закалке. Применение высокотвердой шестерни повышает контактную прочность косозубой передачи;

в п у н к т е 6 вычисляют предварительно минимальный угол наклона зуба

* В формуле отсутствует коэффициент Y_e , учитывающий перекрытие зубьев; для косозубых передач $Y_e = 1$.

$$\sin \beta_{\min} = 4m/b_2. \quad (10.12)$$

Полученное значение суммарного числа зубьев z_{Σ} округляют в меньшую сторону до целого и определяют фактический угол наклона зуба β . Точность вычисления — до шестого знака после запятой.

Для некорригированных косозубых передач $z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$. Расчет ведут в последовательности, изложенной в решении примера 10.1.

Пример 10.1. Рассчитать закрытую косозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора привода ленточного транспортера (см. рис. 6.2).

Вращающий момент на валу колеса редуктора $T_2 = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при угловой скорости колеса $\omega_2 = 24,8 \text{ рад/с}$. Передаточное число редуктора $u = 4$ (ориентировочно). Передача неревверсивная. Нагрузка, близкая к постоянной. Ресурс передачи $L_d = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$ (примерно 3 года при двухсменной работе).

Решение. 1. Материалы колеса шестерни. Желая получить небольшие габариты редуктора, выбираем для колеса и шестерни сталь 40 ХН с термообработкой:

для колеса — улучшение поковки, 269...302 НВ₂ (285 НВ_{2ср}), $\sigma_t = 750 \text{ Н/мм}^2$, предполагая, что наибольшая толщина сечения заготовки колеса $S_{\text{пред}} \leq 125 \text{ мм}$;

для шестерни — улучшение поковки (269...302 НВ₁) и закалка зуба т.в.ч. до твердости на поверхности зубьев 48...53 HRC₃₁ (50,5 HRC_{31ср} \approx 505 НВ_{1ср}) при диаметре заготовки $D_{\text{пред}} \leq 200 \text{ мм}$.

2. Допускаемые напряжения. а) Для длительно работающей передачи (в течение 3 лет при двухсменной работе) принимаем коэффициенты долговечности: $K_{HL} = 1$ и K_{FL} (см. § 8.16).

б) По табл. 8.5 допускаемые контактные $[\sigma]_{H0}$ и изгибные $[\sigma]_{F0}$ напряжения, соответствующие числу циклов напряжений N_{H0} и N_{F0} для материала зубьев колеса

$$[\sigma]_{H02} = (1,8 \text{ НВ}_{2\text{ср}} + 67) \text{ Н/мм}^2 = (1,8 \cdot 285 + 67) \text{ Н/мм}^2 = 580 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{F02} = 1,03 \text{ НВ}_{2\text{ср}} \text{ Н/мм}^2 = 1,03 \cdot 285 \text{ Н/мм}^2 = 293 \text{ Н/мм}^2;$$

для материала зубьев шестерни при сквозной закалке, предполагая, что $m < 3 \text{ мм}$,

$$\begin{aligned} [\sigma]_{H01} &= (14 \text{ HRC}_{1\text{ср}} + 170) \text{ Н/мм}^2 = \\ &= (14 \cdot 50,5 + 170) \text{ Н/мм}^2 = 877 \text{ Н/мм}^2; \end{aligned}$$

$$[\sigma]_{F01} = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

в) Допускаемые контактные $[\sigma]_H$ и изгибные $[\sigma]_F$ напряжения с учетом ресурса передачи [формулы (8.15) и (8.19)].

При $K_{HL} = 1$ и $K_{FL} = 1$ получим: $[\sigma]_{H2} = 580 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{F2} = 293 \text{ Н/мм}^2$;

$$[\sigma]_{H1} = 877 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

Так как для косозубой передачи разница твердостей зубьев шестерни и колеса $\text{HB}_{1\text{ср}} - \text{HB}_{2\text{ср}} = 505 - 285 = 220 > 70$ и $285 \text{ HB}_{2\text{ср}} < 350 \text{ HB}$ (см. § 8.16), то расчетное среднее допускаемое напряжение [формула (8.18)]

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 (877 + 580) \text{ Н/мм}^2 = 655 \text{ Н/мм}^2.$$

При этом условие $[\sigma]_H = 655,5 \text{ Н/мм}^2 < 1,23 [\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 580 \text{ Н/мм}^2 = 713 \text{ Н/мм}^2$ соблюдается (см. § 8.16).

3. Межосевое расстояние. Принимаем расчетные коэффициенты: $\psi_a = 0,4$ (см. § 9.4); $K_{H\beta} = 1, K_{F\beta} = 1$ (передача прирабатывающаяся, см. § 9.4 и § 9.5).

Тогда межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq 43 (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} =$$

$$= 43 (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 655,5^2}} 1,0 \text{ мм} = 88,5 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 90 \text{ мм}$ (см. § 9.4).

4. Предварительные основные размеры колеса: делительный диаметр [формула (10.4)]

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 90 \cdot 4}{4 + 1} \text{ мм} = 144 \text{ мм};$$

ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 90 \text{ мм} = 36 \text{ мм}.$$

5. Нормальный модуль зацепления [формула (9.14)]. Для косозубой передачи коэффициент $K_m = 5,8$.

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma]_{F2}} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 189,5 \cdot 10^3}{144 \cdot 36 \cdot 293} \text{ мм} = 1,45 \text{ мм}.$$

По табл. 8.1 принимаем $m = 1,5 \text{ мм}$.

6. Угол наклона зубьев и чисел зубьев колес. а) Предварительно определяем минимальный угол наклона зубьев

$$\sin \beta_{\min} = 4m/b_2 = 4 \cdot 1,5/36 = 0,166666; \beta_{\min} = 9,59^\circ.$$

б) Суммарное число зубьев [формула (10.4)]

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m} = \frac{2 \cdot 90 \cdot \cos 9,59^\circ}{1,5} \approx 118.$$

в) Фактический угол наклона зубьев [формула (10.4)]

$$\cos \beta = \frac{m z_\Sigma}{2a_w} = \frac{1,5 \cdot 118}{2 \cdot 90} = 0,983333;$$

$$\beta = 10^{\circ}28'31''.$$

г) Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1) = 118 / (4 + 1) = 24,$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 118 - 24 = 94.$$

7. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = 94 / 24 = 3,91.$$

8. Фактические основные геометрические размеры колес:

а) Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = m z_1 / \cos \beta = 1,5 \cdot 24 / \cos 10^{\circ}28'31'' \text{ мм} = 36,61 \text{ мм},$$

$$d_2 = m z_2 / \cos \beta = 1,5 \cdot 94 / \cos 10^{\circ}28'31'' \text{ мм} = 143,39 \text{ мм}.$$

б) Межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (36,61 + 143,39) / 2 \text{ мм} = 90,00 \text{ мм}.$$

в) Диаметры вершин шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 36,61 + 2 \cdot 1,5 \text{ мм} = 39,61 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 143,39 + 2 \cdot 1,5 \text{ мм} = 146,39 \text{ мм}.$$

г) Ширина венца

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм}; b_1 = 40 \text{ мм (см. § 9.4)}.$$

9. Пригодность заготовок шестерни и колеса (см. § 9.6): диаметр заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = (39,61 + 6) \text{ мм} \approx 46 \text{ мм} < D_{\text{пред}} = 200 \text{ мм};$$

для конструкции колеса с выемками (см. рис. 11.9 и 8.26) толщина сечения заготовки $S_{\text{заг}} = 0,5b_2 = 0,5 \cdot 36 \text{ мм} = 18 \text{ мм}$ или

$$S_{\text{заг}} = 8m = 8 \cdot 1,5 = 12 \text{ мм, что} < S_{\text{пред}} = 125 \text{ мм}.$$

Условия пригодности заготовок колес выполняются.

10. Окружная скорость колес

$$v = \omega_2 d_2 / 2 = 24,8 \cdot 0,14339 / 2 \text{ м/с} = 3,56 \text{ м/с}.$$

По табл. 8.2 для уменьшения динамической нагрузки принимаем 8-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

11. Силы в зацеплении:

окружная сила

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 189,5 \cdot 10^3 / 143,39 \text{ Н} = 2640 \text{ Н};$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta = 2640 \operatorname{tg} 20^{\circ} / \cos 10^{\circ}28'31'' \text{ Н} = 980 \text{ Н};$$

осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2640 \operatorname{tg} 10^\circ 29' 31'' \text{ Н} = 570 \text{ Н}.$$

12. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям. Принимаем расчетные коэффициенты:

$$K_{H\alpha} = 1,09 \text{ и } K_{Hv} = 1,06; K_{Fv} = 1,2 \text{ и } K_{F\alpha} = 0,91 \text{ (см. § 10.4)}.$$

Расчетное контактное напряжение в зацеплении

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 376 \sqrt{\frac{F_t (u_\phi + 1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} = \\ &= 376 \sqrt{\frac{2640 (3,91 + 1)}{143,39 \cdot 36} 1,09 \cdot 1,0 \cdot 1,06} \text{ Н/мм}^2 = \\ &= 655 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H = 655,5 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Недогрузка составляет $0,8 \% < 10 \%$, *контактная прочность зубьев обеспечивается.*

13. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба:

а) Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса [формула (10.5)]:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 24 / \cos^3 10^\circ 28' 31'' = 25,$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 94 \cos^3 10^\circ 28' 31'' = 99.$$

б) По табл. 9.3 коэффициенты формы зуба при коэффициенте смещения $x=0$: шестерни $Y_{F1} = 3,9$; колеса $Y_{F2} = 3,61$.

в) Коэффициент, учитывающий наклон зуба,

$$Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ = 1 - 10^\circ 28' 31'' / 140^\circ = 0,92.$$

г) Расчетные напряжения изгиба в основании зубьев: колес а

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = \\ &= 3,61 \cdot 0,92 \frac{2640}{36 \cdot 1,5} 0,91 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \text{ Н/мм}^2 = \\ &= 177 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F2} = 293 \text{ Н/мм}^2; \end{aligned}$$

шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} = 177 \cdot 3,9 / 3,61 \text{ Н/мм}^2 = 192 \text{ Н/мм}^2 <$$

$$< [\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

§ 10.7. Шевронные цилиндрические передачи

Шевронное колесо представляет собой сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое (см. рис. 8.1, в). Вследствие разного направления зубьев на полушевронах осевые силы $F_a/2$ взаимно уравновешиваются на колесе и на подшипники не передаются (рис. 10.5). Это обстоятельство позволяет принимать у шевронных колес угол наклона зуба $\beta = 25 \dots 40^\circ$, что повышает прочность зубьев и плавность передачи.

Шевронные зубчатые колеса изготавливают с дорожкой в середине колеса для выхода режущего инструмента (червячной фрезы на рис. 10.5) или без дорожки (нарезаются долбяком или гребенкой со специальной заточкой, см. рис. 8.1, в).

Шевронные колеса без дорожки нарезают на специальных малопроизводительных и дорогих станках, поэтому их применяют реже, чем колеса с дорожкой. Ширина дорожки $a = (10 \dots 15) m$.

Шевронный зуб требует строго определенного осевого положения шестерни относительно колеса, поэтому вал одного из колес пары монтируют в подшипниках, допускающих осевую «игру» вала.

Недостатком шевронных колес является большая стоимость их изготовления. Применяются в мощных быстроходных закрытых передачах.

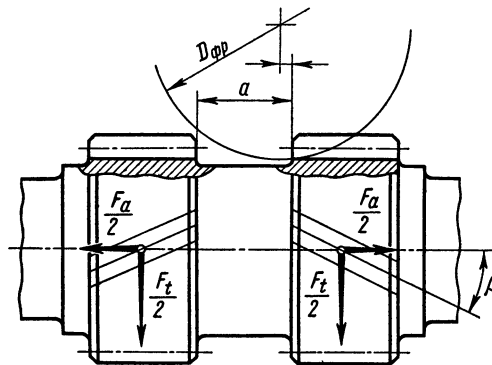


Рис. 10.5. Схема сил на шевронном колесе

Геометрический и прочностной расчеты шевронной передачи аналогичны расчетам косозубой передачи. Для шевронной передачи коэффициент ширины обода колеса $\psi_a = 0,4 \dots 0,8$.

§ 10.8. Зубчатые передачи с зацеплением М. Л. Новикова

Эвольвентное зацепление, распространенное в современном машиностроении, является *линейчатым*, так как контакт зубьев происходит по линии (практически по узкой площадке), расположенной вдоль зуба (рис. 10.6). Вследствие малого приведенного радиуса кривизны контактная прочность эвольвентного зацепления сравнительно невысока, поэтому для современных мощных передач важен вопрос повышения несущей способности зубчатых передач.

М. Л. Новиковым было предложено новое *точечное зацепление*, в котором *профили зубьев колес в торцовом сечении очерчены по дугам окружности* (рис. 10.7). Зуб шестерни делается выпуклым, а зуб колеса — вогнутым, что увеличивает их приведенный радиус кривизны, значительно повышая контактную прочность передачи.

В зацеплении Новикова контакт зубьев происходит в точке и зубья касаются только в момент прохождения профилей через эту точку (рис. 10.7), а непрерывность передачи движения обеспечивается винтовой формой зубьев. Поэтому *зацепление Новикова может быть только косозубым с углом наклона зубьев $\beta = 15 \dots 20^\circ$* . Положение точки контакта зубьев характеризуется ее *смещением от полюса*, а линия зацепления располагается параллельно оси колеса. В результате упругой деформации и проработки под нагрузкой точечный контакт переходит в контакт по малой площадке (рис. 10.7). При взаимном перекатывании зубьев контактная площадка перемещается вдоль зуба с большой

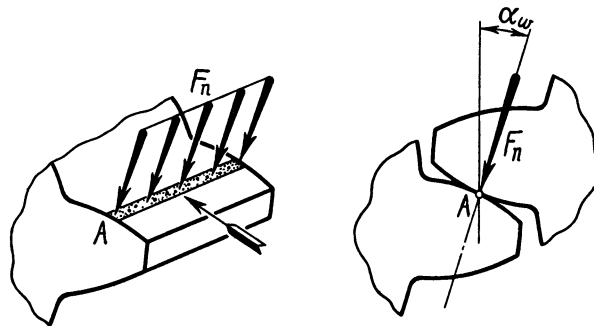


Рис. 10.6. Схема движения контактной площадки в эвольвентном зацеплении

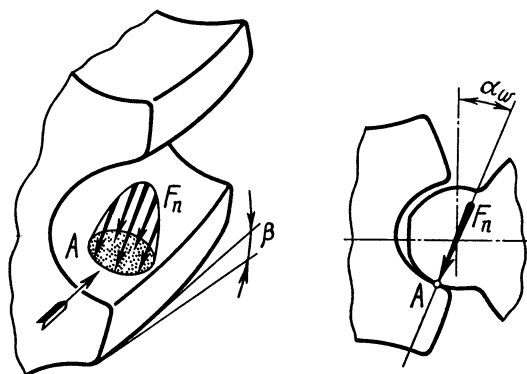


Рис 10.7. Схема движения контактной площадки в зацеплении Новикова

скоростью, превышающей окружную скорость колес примерно в три раза, что создает благоприятные условия для образования устойчивого масляного слоя между зубьями. По этой причине *потери на трение в передаче Новикова значительно меньше.*

Применяют передачи Новикова с одной линией зацепления — за полюсные (реже — дополюсные) и с двумя линиями зацепления — дозаполюсные. В передачах с одной линией зацепления профиль зуба одного колеса (как правило, шестерни) выпуклый (см. рис. 10.7), а другого — вогнутый. Если ведущим звеном является шестерня с выпуклым профилем зубьев, то точка контакта расположена за полюсом и передачу называют *з а п о л ю с н о й*. Если ведущим является колесо с вогнутым профилем, то передача становится *д о п о л ю с н о й*.

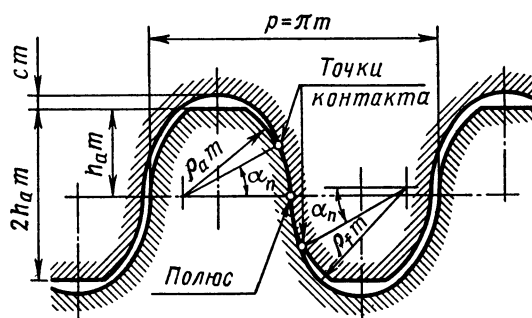


Рис. 10.8. Исходный контур дозаполюсной передачи Новикова:
 $h_a=0,9$; $c=0,15$; $\alpha_n=27^\circ$; $\rho_a=1,14 \dots 1,15$; $\rho_f=1,3 \dots 1,25$

Д о з а п о л ю с н у ю передачу (рис. 10.8) можно представить как сочетание доплюсной и заплюсной передач. Головки зубьев шестерни и колеса имеют выпуклый профиль, а ножки — вогнутый. Эта передача обладает большей контактной и изгибной прочностью.

Для нарезания выпуклых и вогнутых зубьев заплюсной (доплюсной) передачи требуются разные инструменты. Зубья доплюсной передачи нарезают одним инструментом.

Существенным недостатком зацепления Новикова является повышенная чувствительность к изменению межосевого расстояния и колебаниям нагрузок.

Расчет передач с зацеплением Новикова ведут аналогично расчету передач с эвольвентным зацеплением, но с учетом их особенностей.

Контрольные вопросы

1. Каковы преимущества косозубых передач по сравнению с прямозубыми?
2. Как влияет на работу косозубой передачи изменение угла наклона зубьев? Рекомендуемые значения этих углов.
3. Какие модули зацепления различают для косозубых колес и какова зависимость между ними? Какой модуль стандартизован и почему?
4. От каких факторов зависят направления окружной и осевой сил в косозубой передаче?
5. Как влияет изменение диаметра зубчатых колес на их контактную прочность?
6. В каких случаях применяют шевронные зубчатые колеса и какими достоинствами они обладают по сравнению с косозубыми? Недостатки шевронных колес.
7. Какие рекомендуются углы наклона зубьев шевронных колес и почему допускается их большая величина, чем у косозубых?
8. Достоинства и недостатки зубчатой передачи с зацеплением Новикова по сравнению с зубчатой передачей с эвольвентным зацеплением.

Г Л А В А 11. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 11.1. Общие сведения

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом Σ (см. рис. 8.2). Наибольшее распространение имеют передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$, которые и рассматриваются ниже. Конические колеса (см. рис. 8.2) бывают с прямыми (а), круговыми (б) и редко с шевронными зубьями.

Прямозубые передачи рекомендуется применять при окружных скоростях до 3 м/с.

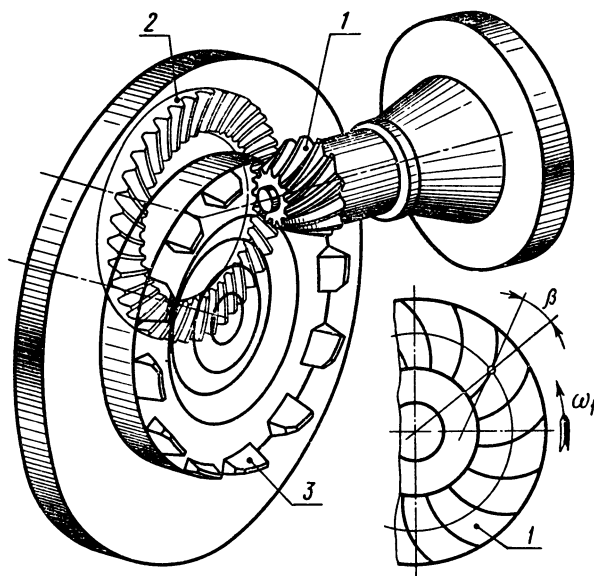


Рис. 11.1. Нарезание кругового зуба конического колеса
резцовой головкой:
1 — заготовка, 2 — воображаемое колесо, зубьями которого
являются резцы 3 головки

Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом. Нарезание кругового зуба производится резцовыми головками по методу обкатки (рис. 11.1). Угол наклона зуба β в середине ширины зубчатого венца выбирают, учитывая плавность зацепления. **Рекомендуется** принимать $\beta = 35^\circ$.

Сопряженные колеса с круговым зубом имеют разноименное направление линий зубьев — правое и левое, если смотреть со стороны вершины конуса. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса — с левым (см. рис. 8.2, б).

В конических передачах шестерня располагается консольно (рис. 11.2), при этом вследствие меньшей жесткости консольного вала и деформации подшипников (особенно шариковых) увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. По этой причине конические колеса по сравнению с цилиндрическими работают с большим шумом. Подшипники вала шестерни располагаются в стакане для обеспечения возможности осевого регулирования зацепления колес при сборке.

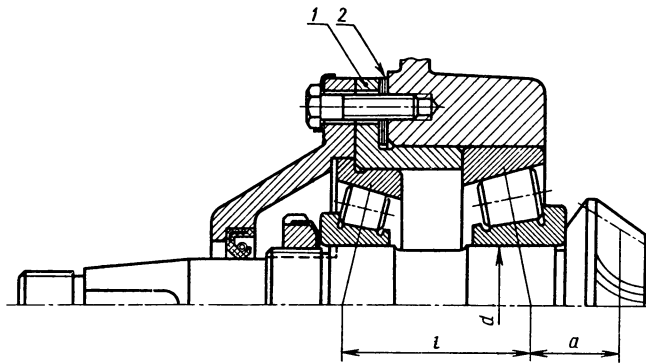


Рис. 11.2. Подшипниковый узел вала конической шестерни:
1 — стакан; 2 — набор металлических прокладок для регулирования зацепления

Передаточное число. Согласно рис. 11.3 передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = \operatorname{tg} \delta_2 = 1 / \operatorname{tg} \delta_1 = z_2 / z_1, \quad (11.1)$$

где d_{e1} , d_{e2} и δ_1 , δ_2 — соответственно внешние делительные диаметры и углы делительных конусов шестерни и колеса.

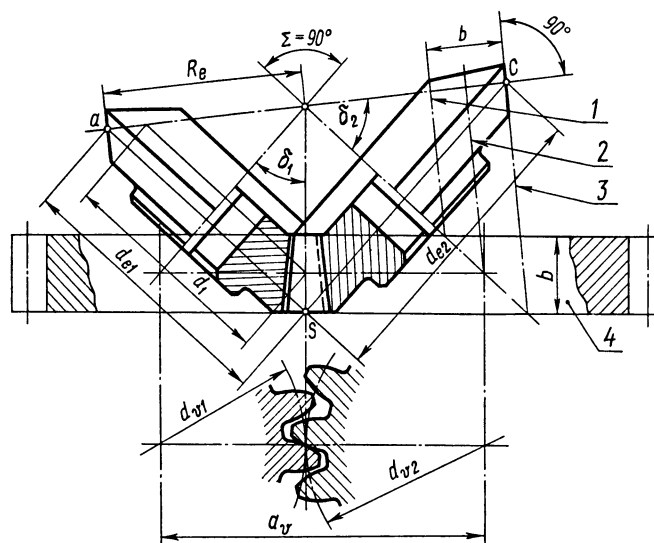


Рис. 11.3. Схема к геометрии зацепления конических колес:
1, 2, 3 — образующие внутреннего, среднего и внешнего дополнительных конусов; 4 — эквивалентное колесо

Для конической прямозубой передачи рекомендуется $u = 2 \dots 3$; при колесах с круговыми зубьями возможны более высокие значения u (наибольшее значение $u = 6,3$).

§ 11.2. Геометрия зацепления колес

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы. При вращении колес начальные конусы катятся друг по другу без скольжения (см. рис. 11.3). В конических передачах угловая коррекция не применяется, поэтому начальные и делительные конусы всегда совпадают.

Углы делительных конусов обозначают соответственно δ_1 и δ_2 . Угол между осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

Эвольвентные зубья конического колеса профилируют на развертке дополнительного конуса, образующая которого перпендикулярна образующей делительного конуса. Дополнительные конусы можно построить для внешнего, среднего и внутреннего сечений конического колеса. Ширина венца зубчатого колеса b ограничена двумя дополнительными конусами — внешним и внутренним.

Зубья конических колес в зависимости от изменения размеров сечений по длине выполняются трех форм (рис. 11.4):

форма I — пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Применяется

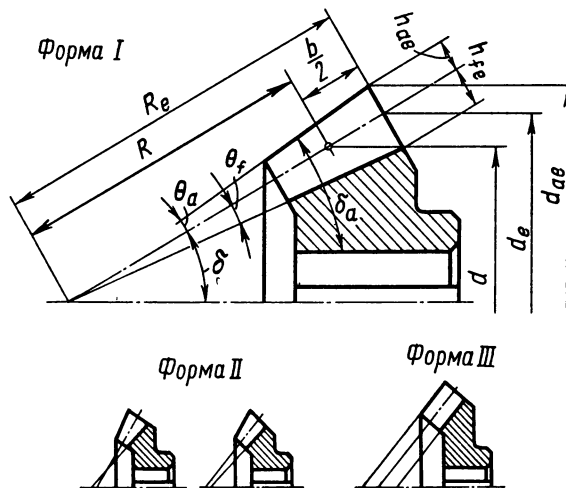


Рис. 11.4. К геометрическому расчету конического колеса

для прямых зубьев, а также для круговых зубьев при $m \geq 2$ мм и $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20 \dots 100$;

Ф о р м а II — *понижающиеся зубья*. Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. По форме II зубья *получают обработкой впадин за один проход*, что повышает производительность при нарезании зубчатых колес. *Применяется в массовом производстве*;

Ф о р м а III — *равновысокие зубья*. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зубьев постоянна по всей длине. Применяется для круговых зубьев при $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} > 100$.

Далее рассматриваются зубья формы I.

§ 11.3. Основные геометрические соотношения

Как известно, модуль зубьев представляет собой отношение делительного диаметра к числу зубьев колеса, но для делительного конуса конического зубчатого колеса этих диаметров, а следовательно, *и модулей бесчисленное множество*. При разных по длине зуба модулях высота зуба также величина переменная (см. рис. 11.4). Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом.

Максимальный модуль зубьев — *внешний окружной модуль* — получается по внешнему торцу колеса. Он обозначается: t_e — для *прямозубых колес* и t_{ie} — для *колес с круговыми зубьями*.

Внешний окружной модуль t_e или t_{ie} можно не округлять до

Т а б л и ц а 11.1. Коэффициенты смещения x_{e1} и x_{n1} для шестерен конических передач

z_1	x_{e1} при передаточном числе u						x_{n1} при передаточном числе u					
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15
12	—	—	—	—	0,50	0,53	—	—	—	0,32	0,37	0,39
14	—	—	0,34	0,42	0,47	0,50	—	—	0,23	0,29	0,33	0,35
16	—	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	—	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21

П р и м е ч а н и е. Для передач, у которых z_1 и u отличаются от указанных в таблице, коэффициенты смещения x_{e1} и x_{n1} принимают с округлением в большую сторону.

Т а б л и ц а 11.2. Основные геометрические соотношения конических зубчатых передач с зубьями формы I при межосевом угле $\Sigma = 90^\circ$ (см. рис. 11.4.)

Геометрические соотношения	Для прямозубой передачи	Для передачи с круговыми зубьями при $\beta = 35^\circ$
Внешний делительный диаметр	$d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2$	$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2$
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1} / u$	$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1} / u$
Ширина зубчатого венца	$b = \psi_R R_e \leq 0,285 R_e$	$b = \psi_R R_e \leq 0,285 R_e$
Угол делительного конуса	$\text{tg } \delta_1 = z_1 / z_2 = 1 / u; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	$\text{tg } \delta_1 = z_1 / z_2 = 1 / u; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Средний модуль	$m = m_e - (b \sin \delta_1) / z_1 \approx 0,857 m_e$	$m = [m_{te} - (b \sin \delta_1) / z_1] \cos \beta \approx 0,702 m_{te}$
Средний делительный диаметр	$d_1 = m z_1 \approx 0,875 d_{e1}; d_2 = m z_2 \approx 0,857 d_{e2}$	$d_1 = m z_1 / \cos \beta \approx 0,857 d_{e1}; d_2 = m z_2 / \cos \beta \approx 0,857 d_{e2}$
Высота головки зуба:		
внешняя h_{ae} и в среднем сечении h_a	$h_{ae1} = (1 + x_{e1}) m_e; h_{ae2} = (1 - h_{e1}) m_e$	$h_{a1} = (1 + x_{n1}) m; h_{a2} = (1 - x_{n1}) m$
Высота ножки зуба:		
внешняя h_{fe} и в среднем сечении h_f	$h_{fe1} = (1,2 - h_{e1}) m_e; h_{fe2} = (1,2 + h_{e1}) m_e$	$h_{f1} = (1,25 - x_{n1}) m; h_{f2} = (1,25 + x_{n1}) m$
Среднее конусное расстояние	$R = R_e - 0,5b$	$R = R_e - 0,5b$
Угол ножки зуба	$\text{tg } \theta_{j1} = h_{fe1} / R_e; \text{tg } \theta_{j2} = h_{fe2} / R_e$	$\text{tg } \theta_{j1} = h_{f1} / R; \text{tg } \theta_{j2} = h_{f2} / R$
Угол головки зуба	$\theta_{a1} = \theta_{j2}; \theta_{a2} = \theta_{j1}$	$\theta_{a1} = \theta_{j2}; \theta_{a2} = \theta_{j1}$
Угол конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1}) m_e \cos \delta_1; d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 - x_{e1}) m_e \cos \delta_1$	$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1}) m_{te} \cos \delta_1; d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 - x_{n1}) m_{te} \cos \delta_2$

стандартного значения (см. табл. 8.1), так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными модулями, лежащими в непрерывном интервале значений.

Конические зубчатые передачи выполняют корригированными (см. § 8.11). Значения коэффициентов смещения режущего инструмента x_{e1} для прямозубой шестерни и x_{n1} для шестерни с круговым зубом принимают по табл. 11.1. Коэффициенты смещения для колес соответственно:

$$x_{e2} = -x_{e1} \text{ и } x_{n2} = -x_{n1}.$$

Основные геометрические соотношения конических зубчатых передач с прямыми и круговыми зубьями даны в табл. 11.2.

§ 11.4. Эквивалентное колесо

Для прямозубой передачи профили зубьев конического колеса, построенные на развертке дополнительного конуса (см. рис. 11.3), весьма близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса,

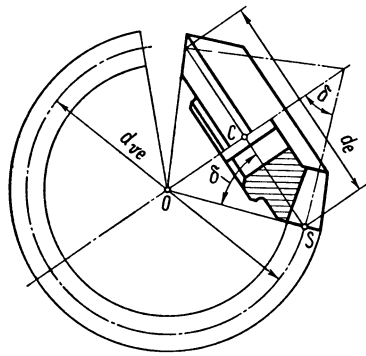


Рис. 11.5. Схема для определения эквивалентного числа зубьев

делительная окружность которого получена разверткой дополнительного конуса на плоскость. Дополнив развертку до полной окружности (рис. 11.5), получим эквивалентное цилиндрическое колесо с числом зубьев z_v .

Из треугольника OCS (рис. 11.5) делительный диаметр эквивалентного колеса

$$d_{ve} = d_e / \cos \delta =$$

$$= m_e z / \cos \delta = m_e z_v, \quad (11.2)$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = z / \cos \delta. \quad (11.3)$$

Для передачи с круговыми зубьями профили зубьев конического колеса в нормальном сечении близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса с числом зубьев z_v , полученных двойным приведением: конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу [см. формулы (11.3) и (10.5)]:

$$z_v = z / (\cos \delta \cos^3 \beta). \quad (11.4)$$

В формулах (11.3) и (11.4) z — действительное число зубьев конических колес.

§ 11.5. Силы в зацеплении

Силы в конической передаче определяют по размерам средних сечений зубьев, в которых лежит точка приложения силы F_n , действующей перпендикулярно поверхности зуба (рис. 11.6). Силу F_n раскладывают на составляющие силы F_t , F_r и F_a .

В прямозубой передаче:

радиальная сила на шестерне (при $\alpha_w = 20^\circ$)

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 = 0,36 F_t \cos \delta_1, \quad (11.5)$$

где F_t — окружная сила на шестерне или колесе,

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_2}{0,857d_{e2}}. \quad (11.6)$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = 0,36 F_t \sin \delta_1. \quad (11.7)$$

Силы на колесе соответственно равны:

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{a2} = F_{r1}.$$

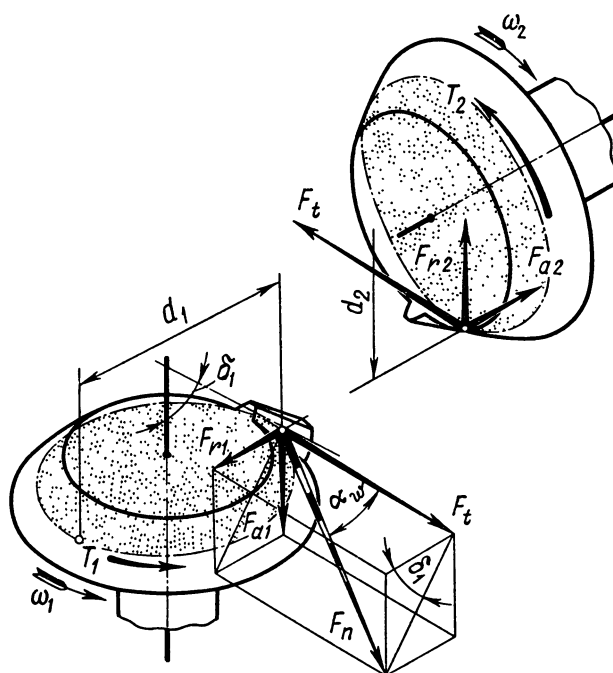


Рис. 11.6. Схема сил в конической прямозубой передаче (колеса условно раздвинутые)

В передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев в процессе зацепления при значительных зазорах в подшипниках необходимо осевую силу F_{a1} на ведущей шестерне направить к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения ведущей шестерни (если смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление наклона зубьев должны совпадать (на рис. 8.2, б шестерня 1 вращается по ходу часовой стрелки, т. е. вправо, и зуб шестерни — правый).

При соблюдении этого условия: *окружная сила* на шестерне или колесе определяется по формуле (11.6);

радиальная сила на шестерне (при $\alpha_w = 20^\circ$; $\beta = 35^\circ$)

$$F_{r1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1); \quad (11.8)$$

осевая сила на шестерне (при $\alpha_w = 20^\circ$; $\beta = 35^\circ$)

$$F_{a1} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1). \quad (11.9)$$

Силы на колесе соответственно равны: $F_{r2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{r1}$.

§ 11.6. Расчет на контактную прочность

Прочностной расчет конической передачи основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса такая же, как и у эквивалентного цилиндрического (см. рис. 11.3), с той же длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зубьев). Однако практика эксплуатации показала, что при одинаковой степени нагруженности *конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических*.

Проверочный расчет. Формула (9.9) в параметрах эквивалентной цилиндрической прямозубой передачи по среднему дополнительному конусу (см. рис. 11.3) имеет вид

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t (u_v + 1)}{\phi_H d_{v2} b}} K_{H\beta} K_{H\alpha} \leq [\sigma]_H. \quad (11.10)$$

Согласно формулам (11.1) и (11.2)

$$u_v = d_{v2}/d_{v1} = d_2 \cos \delta_1 / (d_1 \cos \delta_2) = \\ = u \sin \delta_2 / \cos \delta_2 = u^2.$$

По формуле (11.2) и табл. 11.2

$$d_{v2} = d_2 / \cos \delta_2 = d_2 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1} = d_2 \sqrt{u^2 + 1} = 0,857 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}.$$

Подставив в формулу (11.10) значения u_v и d_{v2} , получим

формулу проверочного расчета для стальных конических зубчатых передач:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1}}{\vartheta_H d_{e2} b} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H, \quad (11.11)^*$$

где F_t — в Н; d_{e2} , b — в мм; ϑ_H — коэффициент вида конических колес.

Для прямозубых колес $\vartheta_H = 0,85$.

Для колес с круговыми зубьями:

$\vartheta_H = 1,85$ — при твердости колеса и шестерни $H \leq 350$ HB,

$\vartheta_H = 1,5$ — при твердости колеса $H \leq 350$ HB и шестерни $H \geq 45$ HRC_s,

$\vartheta_H = 1,3$ — при твердости колеса и шестерни $H \geq 45$ HRC_s;

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца.

Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1,1$.

Для неприрабатывающихся колес числовое значение $K_{H\beta}$ принимают по табл. 9.1 в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца

$$\psi_d = b/d_1 = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}; \quad (11.12)$$

$K_{H\nu}$ — коэффициент динамической нагрузки.

Для передач с прямыми зубьями при $v \leq 5$ м/с:

$K_{H\nu} = 1,15$ при твердости зубьев колеса $H \leq 350$ HB,

$K_{H\nu} = 1,1$ при твердости зубьев колеса $H > 350$ HB.

Для передач с круговыми зубьями:

$K_{H\nu} = 1,05$ при $v \leq 10$ м/с и любой твердости зубьев,

$K_{H\nu} = 1,2$ при $v = 10 \dots 20$ м/с и твердости зубьев колеса $H \leq 350$ HB,

$K_{H\nu} = 1,1$ при $v = 10 \dots 20$ м/с и твердости зубьев колеса $H > 350$ HB.

Проектировочный расчет. Заменяя в формуле (11.1) значения

$$F_t = 2T_2 / (0,857d_{e2}), \quad b = \psi_R R_e = 0,5\psi_R d_{e2} \sqrt{u^2 + 1} / u$$

* Конические передачи с круговыми зубьями имеют начальный точечный контакт в зацеплении, поэтому для них: коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями: $K_{H\alpha} = 1$, $K_{F\alpha} = 1$. Коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta = 1$. Прямозубые конические передачи имеют линейный контакт в зацеплении.

и решив относительно d_{e2} , запишем

$$d_{e2} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 470^2 K_{Hv}}{0,857 \cdot 0,5 \psi_R}} \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\vartheta_H [\sigma]_H^2}} K_{H\beta}$$

Рекомендуется

$$\sqrt[3]{\frac{2 \cdot 470^2 K_{Hv}}{0,857 \cdot 0,5 \psi_R}} = 165 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/3} *$$

Окончательно получим **формулу проектировочного расчета** для стальных конических зубчатых передач

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\vartheta_H [\sigma]_H^2}} K_{H\beta}, \quad (11.13)$$

где d_{e2} — внешний делительный диаметр колеса, мм; T_2 — в Н·мм; $[\sigma]_H$ — в Н/мм².

§ 11.7. Расчет на изгиб

Аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи [см. формулы (9.12) и (9.13)] расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие их прочности:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{\vartheta_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2} \quad (11.14)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1}, \quad (11.15)$$

где m_e или m_{te} — внешние окружные модули;

Y_F — коэффициент формы зуба эквивалентного колеса с учетом коэффициента смещения x ; Y_F выбирают по z_v (см. табл. 9.3);

ϑ_F — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $\vartheta_F = 0,85$; для колес с круговыми зубьями $\vartheta_F = 1$;

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (см. табл. 9.2 при $\psi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$);

K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки.

Для передач с прямыми зубьями при $v \leq 5$ м/с:

$K_{Fv} = 1,4$ при твердости зубьев колеса $H \leq 350$ НВ,

* Числовой коэффициент $165 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/3}$ получен при $K_{Hv} \approx 1,2$ и $\psi_R = 0,285$.

$K_{Fv} = 1,2$ при твердости зубьев колеса $H > 350$ НВ.
 Для передач с круговыми зубьями при $v \leq 10$ м/с:
 $K_{Fv} = 1,2$ при твердости зубьев колеса $H \leq 350$ НВ,
 $K_{Fv} = 1,1$ при твердости зубьев колеса $H > 350$ НВ.

§ 11.8. Рекомендации по расчету на прочность закрытых передач

Расчет ведется аналогично расчету цилиндрических передач (см. § 9.6) со следующими изменениями:

в пункте 3 определяют внешний делительный диаметр колеса d_{e2} — *главный параметр конической передачи*.

Для передач стандартных редукторов d_{e2} округляют до ближайшего большего значения по стандарту (см. § 22.4). В остальных случаях за окончательное значение d_{e2} принимают значение, вычисленное по формуле (11.13);

в пункте 4 вычисляют ширину зубчатого венца

$$b = \psi_d d_1 = 0,857 \psi_d d_{e2} / u; \quad (11.16)$$

в пункте 5 внешний окружной модуль передачи m_e или m_{te} определяют расчетом на изгиб по формуле

$$m_e (m_{te}) \geq \frac{14T_2}{\phi_F d_{e2} b [\sigma]_F} K_{F\beta} \cdot \quad (11.17)*$$

В этом случае обеспечивается приблизительная *равнопрочность зубьев по выкрашиванию и излому*. Вместо $[\sigma]_F$ в формулу (11.17) подставляют меньшее из $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$. Полученное значение m_e или m_{te} можно не округлять до стандартного значения (см. табл. 8.1).

Принимать m_e или $m_{te} < 1,5$ мм в силовых конических передачах не рекомендуется;

в пункте 6 определяют число зубьев шестерни z_1 . Для конических передач $z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta$.

Расчет ведут в последовательности, изложенной в решении примера 11.1.

Пример 11.1. Рассчитать закрытую коническую передачу с круговыми зубьями одноступенчатого редуктора привода автоматической линии (рис. 11.7). Вращающий момент на валу колеса $T_2 = 240$ Н·м при угловой скорости колеса $\omega_2 = 53,8$ рад/с. Передаточное число редуктора $u = 2,8$.

* Формула (11.17) получена преобразованием формулы (11.14) путем замены $F_t = 2T_2 / 0,857d_{e2}$ и $Y_F K_{F\beta} / 0,857 \approx 7$.

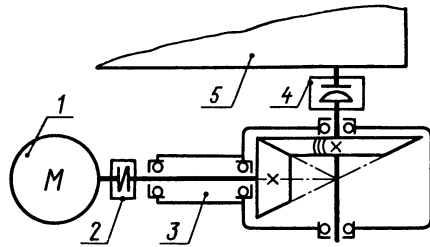


Рис. 11.7. Схема привода к примеру 11.1

1 — электродвигатель; 2 — упругая муфта; 3 — конический редуктор с круговыми зубьями; 4 — компенсирующая муфта; 5 — автоматическая линия

Передача неревверсивная. Угол между осями валов редуктора $\Sigma = 90^\circ$. Нагрузка, близкая к постоянной. Ресурс привода $L_h + 20 \cdot 10^3$ ч (примерно 5 лет при двухсменной работе).

Решение. 1. Материалы зубчатой пары. По табл. 8.4 выбираем для колеса и шестерни сталь 40XH с одинаковой термообработкой: улучшение поковки до твердости 269...302 HB и закалка т.в.ч. до твердости поверхности зубьев 48...53 HRC_{ср} (50,5 HRC_{ср} \approx 505 HB_{ср}). Размеры заготовки: диаметр поковки шестерни $D_{\text{пред}} \leq 200$ мм, толщина сечения поковки колеса $S_{\text{пред}} \leq 125$ мм.

2. Допускаемые напряжения. а) Для длительно работающей передачи (в течение 5 лет при двухсменной работе) коэффициенты долговечности $K_{HL} = 1$, $K_{FL} = 1$ (см. § 8.16).

б) По табл. 8.5 допускаемые контактные $[\sigma]_{H0}$ и изгибные $[\sigma]_{F0}$ напряжения, соответствующие числу циклов напряжений N_{H0} и N_{F0} , при закалке т.в.ч. по контуру зубьев (предполагая, что $m_{te} > 3$ мм):

$$[\sigma]_{H0} = (14 \text{ HRC}_{\text{ср}} + 170) \text{ Н/мм}^2 = (14 \cdot 50,5 + 170) \text{ Н/мм}^2 = 877 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{F0} = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

в) Допускаемые контактные $[\sigma]_H$ и изгибные $[\sigma]_F$ напряжения с учетом ресурса передачи [формулы (8.15) и (8.19)]:

$$[\sigma]_H = K_{HL}[\sigma]_{H0} = 1 \cdot 877 \text{ Н/мм}^2 = 877 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_F = K_{FL}[\sigma]_{F0} = 1 \cdot 370 \text{ Н/мм}^2 = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Внешний делительный диаметр колеса.

а) Зубья шестерни и колеса имеют твердости $H > 350$ HB, следовательно, передача неприрабатывающаяся (см. § 8.14 и 11.6).

Коэффициент ширины зубчатого венца

$$\psi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \sqrt{2,8^2 + 1} = 0,495.$$

Тогда коэффициенты неравномерности нагрузки по длине зуба: по табл. 9.1 $K_{H\beta} = 1,35$ (предполагая роликовые подшипники для валов); по табл. 9.2 $K_{F\beta} = 1,56$.

б) Коэффициенты вида конических колес: $\phi_H=1,3$ и $\phi_F=$
 $=1$ (см. § 11.6 и 11.7).

Тогда внешний делительный диаметр колеса [формула (11.13)]

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\phi_H [\sigma]_H^2 K_{H\beta}}} =$$

$$= 165 \sqrt[3]{\frac{240 \cdot 10^3 \cdot 2,8}{1,3 \cdot 877^2}} 1,35 \text{ мм} = 159,5 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение $d_{e2}=160$ мм (см. § 22.4).

Принимаем угол наклона кругового зуба в середине зубчатого венца $\beta=35^\circ$ (см. § 11.1).

4. Ширина зубчатого венца шестерни и колеса [формула (11.16)]

$$b = 0,857 \psi_d d_{e2} / u = 0,857 \cdot 0,495 \cdot 160 / 2,8 \text{ мм} = 24,3 \text{ мм}.$$

Принимаем $b=24$ мм.

5. Внешний окружной модуль [формула (11.17)]

$$m_{te} \geq \frac{14 T_2}{\phi_F d_{e2} b [\sigma]_F} K_{F\beta} = \frac{14 \cdot 240 \cdot 10^3}{1 \cdot 160 \cdot 24 \cdot 370} 1,56 \text{ мм} = 3,6790 \text{ мм}.$$

6. Число зубьев колеса и шестерни

$$z_2 = d_{e2} / m_{te} = 160 / 3,6790 = 43,$$

$$z_1 = z_2 / u = 38 / 2,8 = 15.$$

7. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 43 / 15 = 2,866666.$$

8. Основные геометрические соотношения передачи.

а) Углы делительных конусов шестерни и колеса [формула (11.1)]:

$$\text{tg } \delta_1 = 1 / u_\phi = 1 / 2,866666 = 0,348143;$$

$$\delta_1 = 19^\circ 11' 43'';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 19^\circ 11' 43'' = 70^\circ 48' 17''.$$

б) По табл. 11.1 коэффициенты смещения режущего инструмента: для шестерни $x_{n1} = +0,32$, для колеса $x_{n2} = -0,32$.

в) Геометрические размеры передачи (см. табл. 11.2): внешний делительный диаметр шестерни и колеса:

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 3,6790 \cdot 15 \text{ мм} = 55,185 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 3,6790 \cdot 43 \text{ мм} = 158,197 \text{ мм};$$

средний делительный диаметр колеса

$$d_2 = 0,857 d_{e2} = 0,857 \cdot 158,197 \text{ мм} = 135,95 \text{ мм};$$

внешний диаметр вершин зубьев шестерни и колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64 (1 + x_{n1}) m_{te} \cos \delta_1 = \\ = [55,185 + 1,64 (1 + 0,32) \cdot 3,6790 \cdot \cos 19^\circ 11' 43''] \text{ мм} = 62,68 \text{ мм},$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64 (1 - x_{n1}) m_{te} \cos \delta_2 = [158,197 + 1,64 \times \\ \times (1 - 0,32) \cdot 3,6790 \cdot \cos 70^\circ 48' 17''] = 160,69 \text{ мм};$$

внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,6790 \sqrt{15^2 + 43^2} \text{ мм} = 84 \text{ мм}.$$

г) Пригодность размера ширины зубчатого венца b согласно условию из табл. 11.2

$$b = 24 \text{ мм} \leq 0,285 R_e = 0,285 \cdot 84 \text{ мм} = 24 \text{ мм}.$$

Условие соблюдается.

9. Пригодность заготовок шестерни и колеса (см. рис. 8.26): диаметр заготовки шестерни

$$D_{заг} = d_{ae1} + 6 \text{ мм} = 62,68 + 6 \text{ мм} \approx 69 \text{ мм} < D_{пред} = 200 \text{ мм};$$

толщина сечения заготовки колеса

$$S_{заг} = 8 m_{te} = 8 \cdot 3,6790 \text{ мм} \approx 30 \text{ мм} < S_{пред} = 125 \text{ мм}.$$

Условия пригодности заготовок выполняются.

10. Средняя окружная скорость колес

$$v = \omega_2 d_2 / 2 = 53,8 \cdot 0,13595 / 2 \text{ м/с} = 3,65 \text{ м/с}.$$

По табл. 8.2 назначаем 8-ю степень точности передачи.

11. Силы в зацеплении: окружная сила на колесе и шестерне

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 240 \cdot 10^3 / 135,95 \text{ Н} = 3530 \text{ Н};$$

радиальная сила на шестерне и осевая на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1) = \\ = 3530 (0,44 \cos 19^\circ 11' 43'' - 0,7 \sin 19^\circ 11' 43'') \text{ Н} = 645 \text{ Н};$$

осевая сила на шестерне и радиальная на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1) = \\ = 3530 (0,44 \sin 19^\circ 11' 43'' + 0,7 \cos 19^\circ 11' 43'') \text{ Н} = 2850 \text{ Н}.$$

12. Проверка зубьев по контактным напряжениям. Принимаем коэффициенты динамической нагрузки: $K_{Hv} = 1,05$ (см. § 11.6), $K_{Fv} = 1,1$ (см. § 11.7).

Расчетное контактное напряжение [формула (11.11)]

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{\varphi_H d_{e2} b} K_{H\beta} K_{Hv} =}$$

$$= 470 \sqrt{\frac{3530 \sqrt{2,8666^2 + 1}}{1,3 \cdot 158,197 \cdot 24}} 1,35 \cdot 1,05 \text{ Н/мм}^2 = 825 \text{ Н/мм}^2 <$$

$$< [\sigma]_H = 877 \text{ Н/мм}^2.$$

Недогрузка составляет 6 % < 10 %, что допустимо. Контактная прочность зубьев обеспечивается.

13. Проверка зубьев по напряжениям изгиба.

а) Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса [формула (11.4)]:

$$z_{v1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta) = 15 / (\cos 19^\circ 11' 43'' \cos^3 35^\circ) = 29;$$

$$z_{v2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cos^3 \beta) = 43 / (\cos 70^\circ 48' 17'' \cos^3 35^\circ) = 237.$$

б) По табл. 9.3 коэффициенты формы зуба (интерполированием): для шестерни $Y_{F1} = 3,53$ при $x_{n1} = +0,32$ и $z_{v1} = 29$, для колеса $Y_{F2} = 3,62$ при $x_{n2} = -0,32$ и $z_{v2} = 237$.

в) Расчетные напряжения изгиба в основании зубьев шестерни и колеса [формулы (11.14) и (11.15)]

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= Y_{F2} \frac{F_t}{\vartheta_F b m_{te}} K_{F\beta} K_{Fv} = \\ &= 3,62 \frac{3530}{1 \cdot 24 \cdot 3,6790} 1,56 \cdot 1,1 \text{ Н/мм}^2 = \\ &= 248 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_F = 370 \text{ Н/мм}^2; \end{aligned}$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} = 248 \cdot 3,53 / 3,62 \text{ Н/мм}^2 = 242 \text{ Н/мм}^2 <$$

$$< [\sigma]_F = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

§ 11.9. Расчет на прочность открытых передач

Открытые конические передачи выполняют только с прямыми зубьями и применяют при $v \leq 2$ м/с. Вследствие повышенного износа зубьев открытые передачи считают прирабатывающимися при любой твердости зубьев.

Размеры передачи определяют из расчета на контактную прочность зубьев с последующей проверкой на изгиб аналогично расчету закрытых конических передач. При этом принимают: коэффициенты долговечности $K_{HL} = K_{FL} = 1$; коэффициенты концентрации нагрузки $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$; расчетное значение внешнего

окружного модуля m_e увеличивают на 30 % из-за повышенного изнашивания зубьев.

§ 11.10. Конструкции зубчатых колес

В зависимости от назначения, размеров и технологии получения заготовки зубчатые колеса имеют различную конструкцию. Цилиндрические и конические шестерни выполняют как одно

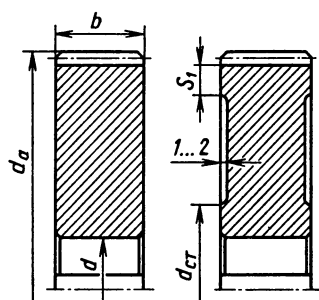


Рис. 11.8. Монолитные зубчатые колеса:
 $S_1 = 2,5m + 2$ мм; $d_{сr} = 1,5d + 10$ мм

целое с валом (вал-шестерня). Это объясняется тем, что раздельное изготовление увеличивает стоимость производства вследствие увеличения числа посадочных поверхностей, требующих точной обработки, а также вследствие необходимости применения того или иного соединения (например, шпоночного).

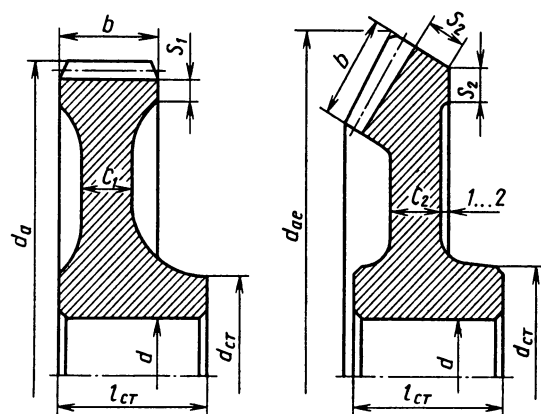


Рис. 11.9. Конструкции кованных колес при $d_a \leq 500$ мм:
 $S_1 = 2,5 m + 2$ мм; $S_2 = 2,5 m_e(m_{1e}) + 2$ мм; $d_{сr} = 1,5d + 10$ мм; $l_{сr} = (0,8...1,5) d$; $C_1 = 0,4...0,5b$; $C_2 = (2...2,5) S_2$

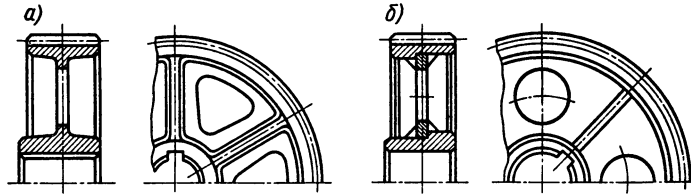


Рис. 11.10. Литые (а) и сварные (б) зубчатые колеса

Насадочные шестерни (рис. 11.8) применяют в случаях, когда они должны перемещаться вдоль вала или в зависимости от условий сборки.

При диаметре $d_a \leq 150$ мм колеса изготавливают в форме сплошных дисков из проката или из поковок (рис. 11.8). Зубчатые колеса диаметром $d_a \leq 500$ мм получают ковкой (рис. 11.9), отливкой (рис. 11.10, а) или сваркой (рис. 11.10, б). Колеса диаметром $d_a > 500$ мм выполняют отливкой или сваркой. Бандажированные или свертные колеса применяют в целях экономии легированных сталей (рис. 11.11).

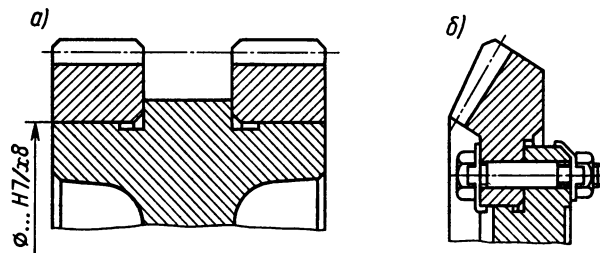


Рис. 11.11. Бандажированные (а) и свертные (б) зубчатые колеса

Контрольные вопросы

1. Какими достоинствами обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми?
2. Является ли модуль зацепления постоянной величиной для конических зубчатых колес?
3. Какова связь между внешним окружным модулем и средним окружным модулем конических колес?
4. По какому модулю производят расчет на изгиб зубьев конических колес?
5. Как направлены осевые силы, возникающие в зацеплении конических передач?

6. Что такое эквивалентные зубья и как они вычисляются для косозубых и шевронных цилиндрических колес и для конических колес?
7. Какое минимальное число зубьев допускается для шестерни цилиндрических и конических передач?
8. Какое максимальное передаточное число рекомендуется для одной пары различных видов зубчатых передач?

Г Л А В А 12. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 12.1. Общие сведения

П л а н е т а р н ы м и называют передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями. Наиболее распространенная простейшая *однорядная планетарная передача* (рис. 12.1) состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, неподвижного центрального (корончатого) колеса 3 с внутренними зубьями и водила H , на котором закреплены оси планетарных колес, или сателлитов, 2 .

Сателлиты обкатываются по центральному колесам и вращаются вокруг своих осей, т. е. совершают движение, подобное движению планет. Водило вместе с сателлитами вращается вокруг центральной оси.

При неподвижном колесе 3 движение передается от колеса 1 к водилу H или наоборот.

Если в планетарной передаче сделать подвижными все звенья, т. е. оба колеса и водило, то такую передачу называют *дифференциалом*. С помощью дифференциала одно движение можно разложить на два или два сложить в одно. Например, движение от колеса 3 можно передавать одновременно колесу 1 и водилу H или от колес 1 и 3 водилу H и т. д.

В планетарных передачах применяются не только цилиндрические, но и конические колеса. Зубья могут быть прямые и косые.

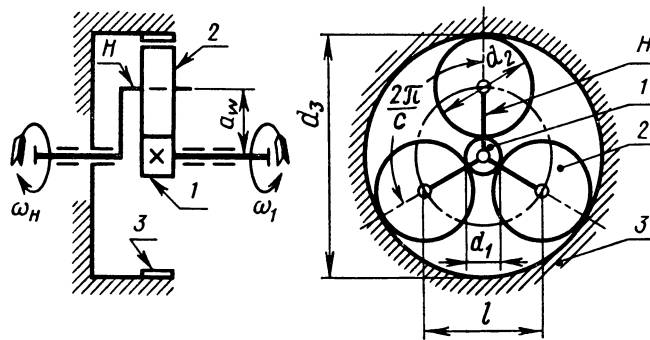


Рис. 12.1. Схема однорядной планетарной передачи

Достоинства. 1. Малые габариты и масса (передача вписывается в размеры корончатого колеса). Это объясняется тем, что мощность передается по нескольким потокам, численно равным числу сателлитов, поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз. 2. Удобны при компоновке машин благодаря соосности ведущих и ведомых валов. 3. Работают с меньшим шумом, чем в обычных зубчатых передачах, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме. При симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются. 4. Малые нагрузки на опоры, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них. 5. Планетарный принцип передачи движения позволяет получить большие передаточные числа при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритах.

Недостатки. 1. Повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи. 2. Снижение к.п.д. передачи с ростом передаточного числа.

Планетарную передачу **применяют** как: а) редуктор в силовых передачах и приборах; б) коробку перемены передач, передаточное число в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев (например, водила или одного из колес); в) дифференциал в автомобилях, тракторах, станках, приборах.

Особенно эффективно применение планетарных передач, совмещенных с электродвигателем.

§ 12.2. Передаточное число планетарных передач

При определении передаточного числа планетарной передачи используют метод остановки водила (метод Виллиса). По этому методу всей планетарной передаче мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью водила ω_H , но в обратном направлении. При этом водило как бы останавливается, а закрепленное колесо освобождается. Получается так называемый обратный механизм, представляющий собой обычную непланетарную передачу, в которой геометрические оси всех колес неподвижны. Сателлиты при этом становятся промежуточными (паразитными) колесами*.

В качестве примера определения передаточного числа рассмотрим планетарную передачу, изображенную на рис. 12.1, при

* Промежуточными называются колеса, которые не влияют на передаточное число механизма.

передаче движения от колеса I к водилу H . Для обращенного механизма этой передачи

$$u' = (\omega_1 - \omega_H) / (\omega_3 - \omega_H) = - (z_3 / z_1), \quad (12.1)$$

где $\omega_1 - \omega_H$ и $\omega_3 - \omega_H$ — соответственно угловые скорости колес I и 3 относительно водила H ; z_1 и z_3 — соответственно числа зубьев колес I и 3 .

Здесь существенное значение имеет знак передаточного числа. Принято передаточное число считать положительным, если в обращенном механизме ведущее и ведомое звенья вращаются в одну сторону, и отрицательным, если в разные стороны. В рассматриваемом обращенном механизме колеса I и 3 вращаются в разные стороны.

Для реальной планетарной передачи, у которой в большинстве случаев колесо 3 закреплено неподвижно, колесо I является ведущим, а водило H — ведомым, из формулы (12.1) при $\omega_3 = 0$ получим

$$\begin{aligned} (\omega_1 - \omega_H) / (-\omega_H) &= - (z_3 / z_1); \quad - (\omega_1 / \omega_H) + 1 = \\ &= - (z_3 / z_1), \end{aligned}$$

или

$$u = \omega_1 / \omega_H = 1 + (z_3 / z_1). \quad (12.2)$$

Для других видов планетарных передач передаточное число определяется таким же методом.

§ 12.3. Разновидности планетарных передач

Существует большое количество различных типов планетарных передач. Выбор типа передачи определяется ее назначением. Наиболее широко в машиностроении применяется *однорядная планетарная передача*, схема которой показана на рис. 12.1. Это передача имеет минимальные габариты. Применяется в силовых и вспомогательных приводах. К.п.д. передачи $\eta = 0,96 \dots 0,98$ при $u = 3,15 \dots 12,5$.

Для получения больших передаточных чисел в силовых приводах применяют *многоступенчатые планетарные передачи*.

На рис. 12.2, а изображена *схема планетарной передачи с двухрядным сателлитом*, для которой при передаче движения от колеса I к водилу H при $\omega_4 = 0$ передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_H = 1 + z_2 z_4 / (z_1 z_3). \quad (12.3)$$

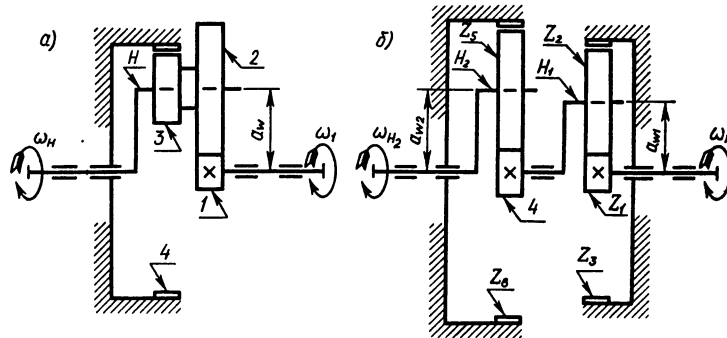


Рис. 12.2. Схема планетарной передачи с двухрядным сателлитом

В этой передаче рациональные значения $u \leq 16$ при $\eta = 0,96 \dots 0,97$.

На рис. 12.2, б планетарная передача составлена из двух последовательно соединенных однорядных планетарных передач. В этом случае

$$u = u_1 u_2 \leq 125; \eta = \eta_1 \eta_2 = 0,92 \dots 0,97.$$

§ 12.4. Подбор чисел зубьев планетарных передач

На практике наибольшее распространение получила планетарная однорядная прямозубая передача (см. рис. 12.1), расчет которой и рассматривается ниже.

Число зубьев центральной шестерни 1 задаются из условия неподрезания ножки зуба, принимая для нее $z_1 \geq 17$ (см. § 8.10).

Число зубьев неподвижного центрального колеса 3 определяется по заданному передаточному числу из формулы (12.2):

$$z_3 = z_1 (u - 1). \quad (12.4)$$

Число зубьев сателлитов 2 вычисляются из условия соосности, по которому межосевые расстояния a_w зубчатых пар с внешним и внутренним зацеплениями должны быть равны. Из рис. 12.1 для некорригированной прямозубой передачи

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 (d_3 - d_2), \quad (12.5)$$

где $d = mz$ — делительные диаметры.

Так как модули зацеплений планетарной передачи одинаковые, то формула (12.5) примет вид

$$z_2 = 0,5 (z_3 - z_1). \quad (12.6)$$

Полученные числа зубьев z_1 , z_2 и z_3 проверяют по условиям сборки и соседства.

Условие сборки требует, чтобы во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами имело место совпадение зубьев со впадинами, в противном случае *собрать передачу невозможно*. Установлено, что при симметричном расположении сателлитов условие сборки удовлетворяется, когда сумма зубьев центральных колес ($z_1 + z_3$) кратна числу сателлитов $c = 2 \dots 6$ (обычно $c = 3$), т. е.

$$\frac{z_1 + z_3}{c} = \text{целому числу.} \quad (12.7)$$

Условие соседства требует, чтобы сателлиты при вращении не задевали зубьями друг друга. Для этого необходимо, чтобы сумма радиусов вершин зубьев соседних сателлитов, равная $d_{a2} = m(z_2 + 2)$, была меньше расстояния l между их осями (см. рис. 12.1), т. е.

$$d_{a2} < l = 2a_w \sin \pi/c, \quad (12.8)$$

где $a_w = 0,5m(z_1 + z_2)$ — межосевое расстояние.

Из формулы (12.8) следует, что *условие соседства удовлетворяется, когда*

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_2) \sin \pi/c. \quad (12.9)$$

Пример 12.1. Подобрать числа зубьев колес планетарной одноридной прямозубой передачи с передаточным числом $u = 8$ и числом сателлитов $c = 3$ (см. рис. 12.1).

Решение. 1. Число зубьев центральной шестерни принимаем $z_1 = 18$ (из условия неподрезания ножки зуба).

2. Число зубьев центрального колеса [формула (12.4)]

$$z_3 = z_1(u - 1) = 18(8 - 1) = 126.$$

3. Число зубьев сателлитов [формула (12.6)]

$$z_2 = 0,5(z_3 - z_1) = 0,5(126 - 18) = 54.$$

4. Проверка пригодности подбора зубьев колес:

а) по условию сборки [формула (12.7)]

$$\frac{z_1 + z_3}{c} = \frac{18 + 126}{3} = 48 \text{ — целое число;}$$

б) по условию соседства [формула (12.9)]

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_2) \sin \pi/c; \\ 54 + 2 < (18 + 54) \sin 60^\circ; 56 < 62.$$

Условия сборки и соседства удовлетворяются. *Зубья колес подобраны правильно.*

§ 12.5. Расчет на прочность планетарных передач

Расчет на прочность зубьев планетарных передач ведут по формулам обыкновенных зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления. Например, в передаче, изображенной на рис. 12.1, необходимо рассчитать внешнее зацепление колес 1 и 2 и внутреннее — колес 2 и 3. Так как модули и силы в этих зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочней внешнего, то *при одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только внешнее зацепление.*

Расчет передачи ведут в последовательности, изложенной в § 9.6, с некоторыми отличиями, изложенными ниже.

При определении допускаемых напряжений (см. § 8.16) коэффициенты долговечности K_{HL} и K_{FL} находят по числу циклов N' перемены напряжений зубьев за весь срок службы *при вращении колес только относительно друг друга.*

Для центральной шестерни

$$N'_1 = 573 c \omega'_1 L_h, \quad (12.10)$$

где $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_H$ — относительная угловая скорость центральной шестерни; ω_1 и ω_H — угловые скорости центральной шестерни и водила.

Для сателлитов

$$N'_2 = 573 \omega'_2 L_h, \quad (12.11)$$

где $\omega'_2 = \omega'_1 z_1/z_2$ — относительная угловая скорость сателлита.

Межосевое расстояние планетарной прямозубой передачи пары колес внешнего зацепления (центральной шестерни с сателлитом) определяют по формуле (см. § 9.4)

$$a_w \geq 49,5 (u' + 1) \sqrt[3]{\frac{K_c T_1}{c \psi_a u' [\sigma]_H^2} K_{H\beta}}, \quad (12.12)$$

где $u' = z_2/z_1$ — передаточное число рассчитываемой пары колес; $K_c = 1.1 \dots 1.2$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами; T_1 — вращающий момент на валу центральной шестерни, Н·мм; ψ_a — коэффициент ширины венца колеса. При $u' \leq 6,3$ принимают $\psi_a = 0,5$, а при $u' > 6,3$ $\psi_a = 0,4$.

Полученное значение a_w округляют до стандартного значения (см. § 9.4).

Ширина центрального (корончатого) колеса

$$b_3 = \psi_a a_w. \quad (12.13)$$

Ширину венцов сателлитов и центральной шестерни принимают на 2...4 мм больше значения b_3 (см. § 9.4).

Делительный диаметр центральной шестерни

$$d_1 = \frac{2a_w}{u' + 1}. \quad (12.14)$$

Модуль зацепления

$$m = d_1 / z_1. \quad (12.15)$$

Полученный расчетом модуль округляют до ближайшего стандартного значения (см. § 8.8), а затем уточняют числа колес по формулам:

$$z_1 = \frac{2a_w}{m(u' + 1)}, \quad (12.16)$$

$$z_2 = z_1 u', \quad (12.17)$$

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \quad (12.18)$$

с последующей проверкой условий сборки и соседства.

Окружную силу в зацеплении вычисляют по формуле

$$F_t = \frac{2K_c T_1}{cd_1}. \quad (12.19)$$

Радиальную силу определяют, как в обычных передачах.

§ 12.6. Конструктивные особенности планетарных передач

На рис. 12.3 приведена распространенная конструкция планетарного редуктора, выполненного по схеме рис. 12.1. Благодаря соосности валов редуктор удобен для компоновки машин.

Вследствие неизбежной неточности изготовления нагрузка между сателлитами распределяется неравномерно.

Для выравнивания нагрузки по потокам в передачах с тремя сателлитами одно из центральных колес делают самоустанавливающимися в радиальном направлении (не имеющим радиальных опор).

В конструкции на рис. 12.3 плавающим является центральная шестерня 2, которая самоустанавливается по сателлитам 8 в радиальном направлении (см. рис. 12.1), а в осевом направлении фиксируется штырем 1 и зубчатой муфтой 6 с установленными в ней пружинными кольцами 5.

Для самоустановки сателлитов по неподвижному центральному колесу 4 применяют сферические подшипники качения 7.

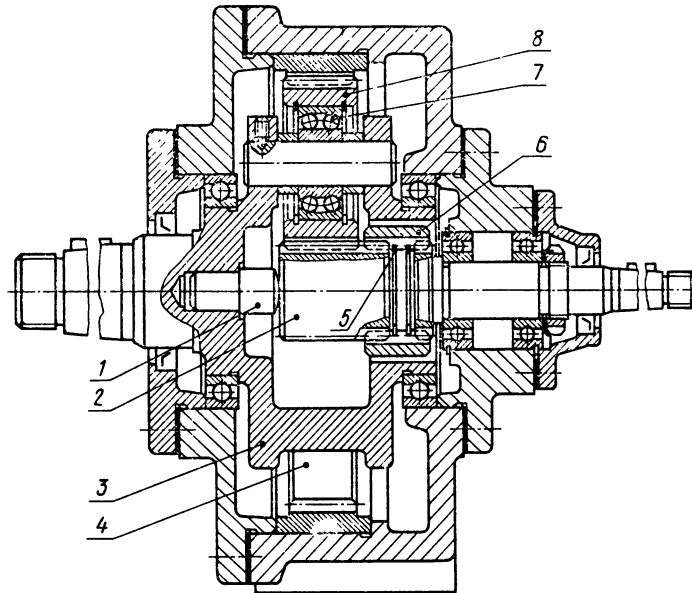


Рис. 12.3. Планетарный редуктор

Водила планетарных передач должны быть прочными и жесткими при малой массе. Выполняют их литыми или сварными.

На рис. 12.3 водило 3 выполнено литым из высокопрочного чугуна марки ВЧ50-2 за одно целое с тихоходным валом.

Контрольные вопросы

1. Какая зубчатая передача называется планетарной? Ее устройство и принцип работы.
2. В каком случае планетарная передача называется дифференциалом?
3. Каковы основные достоинства и недостатки планетарных передач по сравнению с простыми зубчатыми?
4. В каких областях машиностроения планетарные передачи широко применяются и почему?
5. Какой принцип применяют при выводе формулы для определения передаточного отношения планетарной передачи?
6. В чем заключаются условия соосности, сборки и соседства планетарных передач?
7. Почему в формулу (12.12) ввели число сателлитов s ?

Г Л А В А 13. ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 13.1. Общие сведения

Волновые зубчатые передачи кинематически представляют собой планетарные передачи с одним гибким зубчатым колесом*.

Наиболее распространенная волновая передача (рис. 13.1) состоит из водила H , вращающегося гибкого колеса 1 с наружными зубьями и неподвижного жесткого колеса 2 с внутренними зубьями.

Водило состоит из овального кулачка и специального шарикоподшипника. Гибкое зубчатое колесо изготавливают в виде стакана с тонкой легко деформирующейся стенкой и соединяют с валом. Длина стакана колеса близка к его диаметру. Жесткое зубчатое колесо соединено с корпусом. Зубья колес чаще всего эвольвентные.

Сборку зацепления осуществляют после деформирования гибкого колеса водилом. Деформированный зубчатый венец гибкого колеса принимает овальную форму, образуя при этом как бы два сателлита, связанных гибкой стенкой стакана.

Гибкое колесо деформируется так, что на концах большой оси овала зубья зацепляются на полную рабочую высоту. На малой оси зубья не зацепляются. Между этими участками зацепление частичное. Из рис. 13.1 следует, что волновая передача может обеспечить одновременное зацепление большого числа зубьев.

В волновой передаче преобразование движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса. *При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца*; при этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу, вращая стакан и вал. Поэтому передача называется *волновой*, а водило — *волновым генератором*.

При вращении волнового генератора овальной формы образуются две волны. *Такую передачу называют двухволновой*. Возможны трехволновые передачи.

Существует много разновидностей волновых передач. Например, для передачи движения через герметическую стенку в химической, авиационной, космической, атомной и других отраслях техники применяют герметическую волновую передачу (рис. 13.2). Здесь гибкий зубчатый венец расположен в середине глухого стакана 1 , герметично соединенного с корпусом. Движение

* Волновая зубчатая передача запатентована в 1959 г.

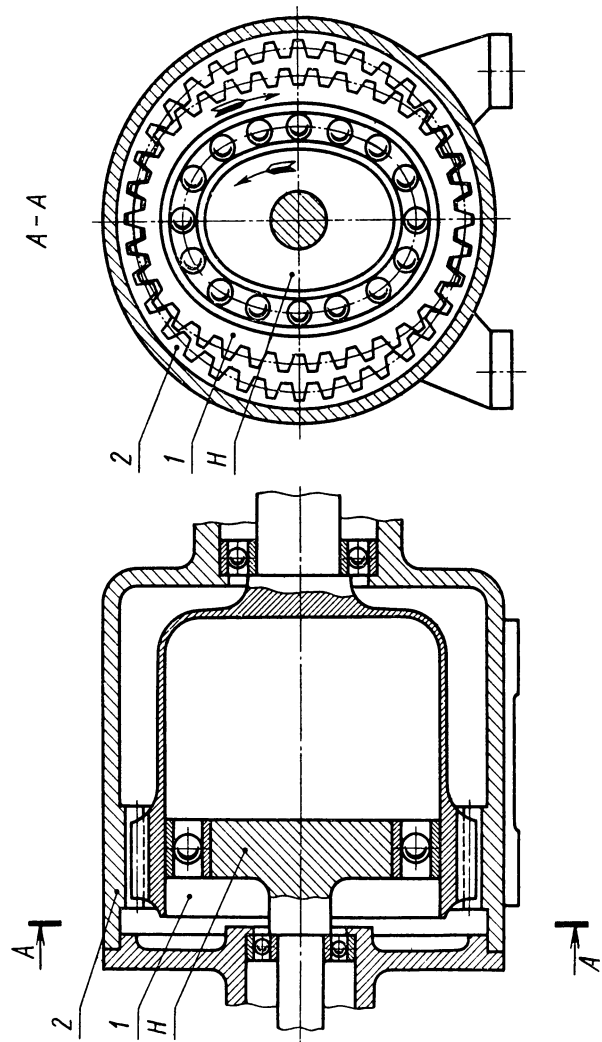


Рис 13.1 Схема волновой передачи

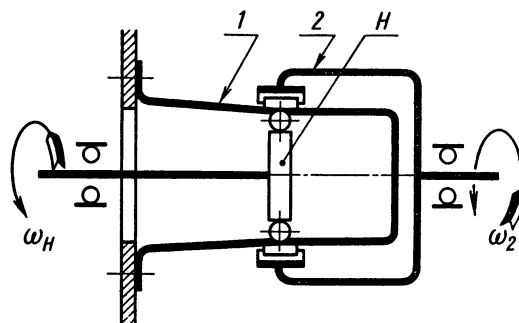


Рис. 13.2. Схема волновой передачи движения в герметизированное пространство

передается от генератора волн H к жесткому колесу 2, соединенному с валом.

Достоинства волновых передач. 1. Способность передавать большие нагрузки при малых габаритах, так как в зацеплении одновременно находится до $\frac{1}{3}$ всех зубьев. 2. Возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений. 3. Большое передаточное число при малых габаритах и сравнительно высоком к.п.д. Для одной ступени $i \leq 315$ при к.п.д. $\eta = 0,8 \dots 0,9$. 4. Работа с меньшим шумом и высокой демпфирующей * способностью.

Недостатки. 1. Сложность изготовления гибкого колеса и генератора. 2. Ограничение угловой скорости вала генератора при больших диаметрах колес (во избежание больших окружных скоростей в ободе генератора).

Применение. Волновые передачи применяют в промышленных роботах и манипуляторах, в механизмах с большим передаточным числом, а также в устройствах с повышенными требованиями к кинематической точности и герметичности.

§ 13.2. Основные конструктивные элементы волновых передач

Гибкое колесо (рис. 13.3). Выполняют в виде стакана с гибким дном и фланцем для присоединения к валу (исполнение I) или с шлицевым присоединением к валу (исполнение II).

Шлицевое соединение, обеспечивая осевую податливость, уменьшает напряжение в гибком колесе. Осевая податливость

* Демпфирование — гашение колебаний.

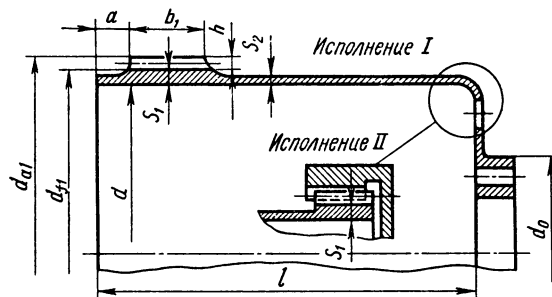


Рис. 13.3. Гибкое колесо

в варианте I обеспечивается тонким дном (этому способствуют отверстия в дне). Применяют также сварные соединения цилиндра с гибким дном.

Чтобы избежать врезания головок зубьев колес (интерференции) при входе в зацепление под нагрузкой, в большинстве случаев зубья гибкого колеса нарезают с уменьшенной высотой ножки. При этом получают зубья с широкой впадиной, что повышает гибкость колеса, уменьшает напряжения в зубчатом ободке, увеличивает число пар зубьев в зацеплении.

Зубья гибкого колеса с широкой впадиной имеют высоту

$$h \approx 1,35t, \quad (13.1)$$

где t — модуль зацепления.

Размеры гибкого колеса d , d_{11} , d_{a1} , b_1 и S_1 определяют расчетом (см. ниже), другие назначают по рекомендациям:

$$S_2 = (0,6 \dots 0,9) S_1; \quad a = (0,15 \dots 0,25) b_1;$$

$$d_0 \approx 0,5d; \quad l = (0,8 \dots 1,0) d.$$

Буртик a уменьшает концентрацию напряжений на торце колеса.

Материалом для гибких колес служат стали марок 30ХГСА, 30ХМА, 40ХН2МА и др.

Для волновых редукторов общего назначения чаще других применяют сталь 30ХГСА с термообработкой — улучшение 280...320 НВ, а зубчатый венец подвергают дробеструйному наклепу ($\sigma_b \approx 1100 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{-1} = 480 \dots 500 \text{ Н/мм}^2$).

Жесткое колесо волновых передач по конструкции подобно колесам с внутренними зубьями обычных и планетарных передач (см. рис. 12.3). Характеризуется менее высоким напряженным

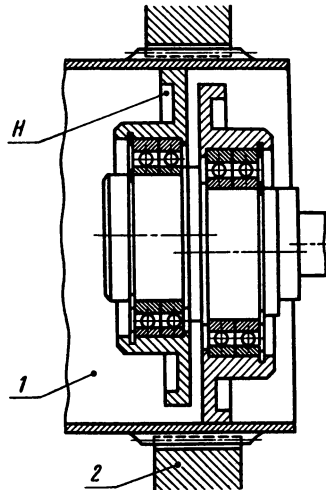


Рис. 13.4. Дискный генератор волн:
H — генератор; 1 — гибкое колесо; 2 — жесткое колесо

состоянием. Изготавливают из обычных конструкционных сталей (см. § 8.14).

Волновые генераторы. Кулачковый волновой генератор (см. рис. 13.1) состоит из кулачка и напесованного на него гибкого подшипника качения (шарикового или роликового). Профиль кулачка выполняют эквидистантным к принятой форме гибкого колеса. Этот генератор лучше других сохраняет форму деформации гибкого колеса под нагрузкой. Применяется в массовом производстве.

Подшипник генератора специальный, отличается от обычного меньшей толщиной колец, которые должны быть гибкими.

В мелкосерийном производстве изготавливают дискный волновой генератор (рис. 13.4), который имеет два больших ролика, расположенных на эксцентриковом валу. Отсутствие кулачка специального профи-

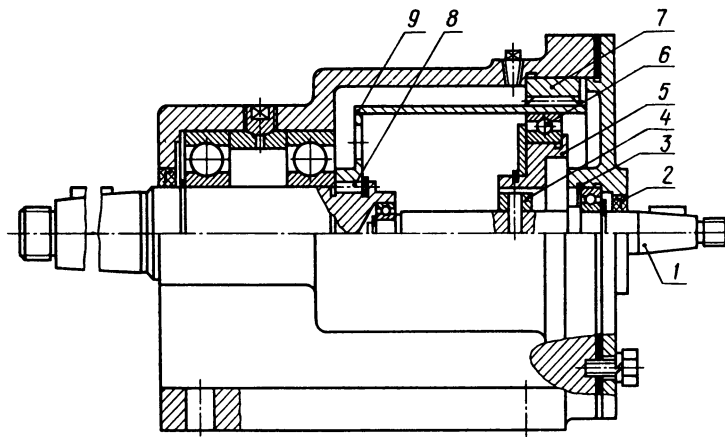


Рис. 13.5. Волновой зубчатый редуктор:
1 — двухопорный вал генератора; 2 — манжетное уплотнение; 3 — кольцо пружинное упорное; 4 — соединительная муфта; 5 — кулачковый генератор; 6 — гибкий подшипник качения; 7 — жесткое колесо; 8 — шлицевое соединение гибкого колеса с валом; 9 — сварное гибкое колесо

ля и специального подшипника упрощает конструкцию дискового генератора по сравнению с кулачковым. Точность изготовления дисков и их взаимное расположение оказывают большое влияние на качество передачи.

На рис. 13.5 изображена типовая конструкция стандартного волнового зубчатого редуктора общего назначения.

§ 13.3. Передаточное число волновых передач

В волновой передаче при вращении генератора осуществляется относительный поворот колес (см. рис. 13.1), при этом зубья колеса 1 должны переходить из одной впадины в другую. Для этого необходимо расцепление зубьев.

За половину оборота генератора при неподвижном колесе 2 зубья колеса 1 в окружном направлении смещаются на один шаг, а за полный оборот генератора на два шага. Это возможно при условии, если разность чисел зубьев колес $z_2 - z_1 = 2$ или равна числу волн генератора c_b (как в планетарной передаче кратна числу сателлитов). Обычно $c_b = 2$.

Передаточное число волновых передач определяется так же, как для планетарных, методом остановки водила.

При неподвижном жестком колесе (см. рис. 13.1)

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{2}, \quad (13.2)$$

где ω_H и ω_1 — соответственно угловые скорости волнового генератора и гибкого колеса; z_1 и z_2 — соответственно числа зубьев гибкого и жесткого колес. Знак минус указывает на разные направления вращения генератора и гибкого колеса.

При неподвижном гибком колесе (см. рис. 13.2)

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{2}, \quad (13.3)$$

где ω_2 — угловая скорость жесткого колеса.

В этом случае направления вращения генератора и жесткого колеса совпадают.

Из анализа формул (13.2) и (13.3) следует, что волновая передача может иметь большие u . Рекомендуется: при стальном гибком колесе $u = 80 \dots 315$; при пластмассовом гибком колесе $u = 20 \dots 315$.

§ 13.4. Расчет волновых передач

Основным критерием работоспособности волновых зубчатых передач является прочность гибкого колеса, которая оценивается сопротивлением усталости зубчатого венца.

Внутренний диаметр d гибкого колеса, как основной габаритный размер передачи, определяют по приближенной зависимости из условия сопротивления усталости с учетом только нормальных напряжений:

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,456 T_2 u}{(u[\sigma] - 3,75 E \psi_{sd}) \psi_{bd} \psi_{sd}}}, \quad (13.4)$$

где T_2 — момент вращения на валу гибкого колеса; Н·мм; u — передаточное число передачи; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, Н/мм²; для стали 30ХГСА $[\sigma] = 150 \dots 170$ Н/мм²; E — модуль упругости материала венца; для сталей $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

$\psi_{sd} = S_1/d = 0,012 \dots 0,014$ — коэффициент толщины зубчатого венца;

$\psi_{bd} = b_1/d = 0,15 \dots 0,20$ — коэффициент ширины зубчатого венца.

Для передач с кулачковым генератором расчетный диаметр d согласуют с наружным диаметром гибкого подшипника качения.

Модуль зацепления m не лимитирует нагрузочной способности передачи и определяется геометрическим путем.

Учитывая, что внутренний диаметр d гибкого колеса близок его делительному диаметру, приближенно находят модуль зацепления

$$m \approx d/z_1. \quad (13.5)$$

Полученное значение модуля согласуют со стандартным из ряда 0,25; 0,30; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0 мм.

Определяют диаметр окружности впадин (см. рис. 13.3)

$$d_{f1} = d + 2S_1, \quad (13.6)$$

а затем подбирают коэффициент смещения x_1 гибкого колеса и его число зубьев z_1 , обеспечивающие такой d_{f1} .

Для зубьев с широкой впадиной $x_1 = (-1) \dots 3$. Большие значения x_1 для больших u (≥ 150).

При нарезании зубьев гибкого колеса модифицированной стандартной червячной фрезой диаметр окружности впадин колеса будет

$$d_{f1} = m (z_1 - 2h_{a0} + 2x_1), \quad (13.7)$$

где $h_{a0}=0,35$ — коэффициент уменьшенной высоты головки зуба фрезы.

Размер деформирования гибкого колеса

$$\Delta = (1,15 \dots 1,3) m, \quad (13.8)$$

где меньшие значения для $u < 150$.

После определения размеров гибкого колеса выполняют проверочный расчет на прочность зубчатого венца, напряжения в котором являются решающими.

Согласно теории гладких цилиндрических оболочек, с поправками на влияние зубьев, *основные напряжения зубчатого венца:*

1. Напряжения изгиба генератором зубчатого венца, изменяющиеся по симметричному циклу,

$$\sigma_{и} \approx \frac{8ES_1 \Delta}{(d + S_1)^2}. \quad (13.9)$$

2. Напряжения растяжения зубчатого венца от окружных сил в зацеплении, изменяющиеся по отнулевому циклу,

$$\sigma_p \approx \frac{0,9T_2}{db_1 S_1}. \quad (13.10)$$

3. Напряжения кручения зубчатого венца, изменяющиеся по отнулевому циклу,

$$\tau_k \approx \frac{2T_2}{\pi (d + S_1)^2 S_1}. \quad (13.11)$$

Коэффициент запаса прочности определяют по формуле (0.12).

Подшипники качения генератора волн подбирают по динамической грузоподъемности (см. главу «Подшипники качения»).

Пример 13.1. Рассчитать гибкое колесо волновой зубчатой передачи с кулачковым генератором редуктора общего назначения. Момент вращения на валу гибкого колеса $T_2=870$ Н·м, передаточное число $u \approx 100$ (допустимо отклонение $\pm 4\%$).

Решение. 1. Материал гибкого колеса. Принимаем сталь 30ХГСА с термообработкой — улучшение до твердости 280...320 НВ, с последующим дробеструйным наклепом, включая впадины зубьев ($\sigma_b \approx 1100$ Н/мм², $\sigma_{-1}=480$ Н/мм², $[\sigma]=160$ Н/мм², $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²).

2. Расчетные коэффициенты. Принимаем $\psi_{sd}=0,013$; $\psi_{bd} = 0,18$ (см. § 13.4).

3. Внутренний диаметр гибкого колеса [формула (13.4)]

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,456 T_2 u}{(u [\sigma] - 3,75 E \psi_{sd}) \psi_{bd} \psi_{sd}}} =$$
$$= \sqrt[3]{\frac{0,456 \cdot 870 \cdot 10^3 \cdot 100}{(100 \cdot 160 - 3,75 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,013) 0,18 \cdot 0,013}} \text{ мм} = 146 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем $d = 150$ мм, равное наружному диаметру гибкого шарикоподшипника (см. литературу [6], [7], [9]).

4. Толщина зубчатого венца гибкого колеса (см. рис. 13.3)

$$S_1 = \psi_{sd} d = 0,013 \cdot 150 \text{ мм} = 1,95 \text{ мм. Принимаем } S_1 = 2,0 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца $b_1 = \psi_{bd} d = 0,18 \cdot 150 \text{ мм} = 27 \text{ мм}$. Принимаем $b_1 = 28 \text{ мм}$.

5. Ориентировочное значение числа зубьев гибкого z_1 колеса [формула (13.2)]:

$$z_1 = 2u = 2 \cdot 100 = 200.$$

6. Модуль зацепления [формула (13.5)]

$$m = d/z_1 = 150/200 \text{ мм} = 0,75 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем $m = 0,8 \text{ мм}$.

7. Диаметр окружности впадин гибкого колеса [формула (13.6)]

$$d_{f1} = d + 2S_1 = 150 + 2 \cdot 2,0 \text{ мм} = 154,0 \text{ мм.}$$

8. Подбираем коэффициент смещения x_1 гибкого колеса и уточняем число зубьев z_1 , обеспечивающие $d_{f1} = 154 \text{ мм}$.

а) Назначаем нарезание зубьев гибкого колеса червячной модифицированной стандартной фрезой с уменьшенной высотой головки зуба. Согласно рекомендациям (см. § 13.4) принимаем $x_1 = 0$.

б) Фактическое число зубьев гибкого колеса [формула (13.7)]

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2h_{a0} - 2x_1 = \frac{154}{0,8} + 2 \cdot 0,35 - 0 = 193,2.$$

Принимаем $z_1 = 193$.

в) Число зубьев жесткого колеса

$$z_2 = z_1 + 2 = 193 + 2 = 195.$$

г) Фактическое передаточное число [формула (13.2)]

$$u = z_1/2 = 193/2 = 96,5.$$

Отклонение составляет $3,5 \% < 4 \%$, что допустимо.

д) Фактический коэффициент смещения гибкого колеса [формула (13.7)]

$$x_1 = \frac{d_{f1}}{2m} - 0,5z_1 + h_{a0} = \frac{154}{2 \cdot 0,8} - 0,5 \cdot 193 + 0,35 = 0,10 -$$

в рекомендуемых пределах (см. § 13.4).

9. Принимаем высоту зуба [формула (13.1)]

$$h = 1,35m = 1,35 \cdot 0,8 \text{ мм} = 1,08 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев гибкого колеса (см. рис. 13.3)

$$d_{a1} = d_{f1} + 2h = 154 + 2 \cdot 1,08 \text{ мм} = 156,16 \text{ мм}.$$

10. Проверочный расчет прочности зубчатого венца гибкого колеса:

а) Размер деформирования зубчатого венца гибкого колеса [формула (13.8)]

$$\Delta = 1,15m = 1,15 \cdot 0,8 \text{ мм} = 0,92 \text{ мм}.$$

б) Напряжения изгиба зубчатого венца, изменяющиеся по симметричному циклу [формула (13.9)],

$$\sigma_n \approx \frac{8ES_1 \Delta}{(d + S_1)^2} = \frac{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 0,92}{(150 + 2)^2} \text{ Н/мм}^2 = 135 \text{ Н/мм}^2.$$

Амплитуда напряжений цикла $\sigma_{na} = \sigma_n = 135 \text{ Н/мм}^2$ (см. рис. 0.2, в).

в) Напряжения растяжения зубчатого венца, изменяющиеся по отнулевому циклу [формула (13.10)],

$$\sigma_p = \frac{0,9T_2}{db_1 S_1} = \frac{0,9 \cdot 870 \cdot 10^3}{150 \cdot 28 \cdot 2} \text{ Н/мм}^2 = 94 \text{ Н/мм}^2.$$

Амплитуда напряжений цикла (см. рис. 0.2, б)

$$\sigma_{pa} = \sigma_p / 2 = 47 \text{ Н/мм}^2.$$

г) Суммарная амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \sigma_{na} + \sigma_{pa} = (135 + 47) \text{ Н/мм}^2 = 182 \text{ Н/мм}^2.$$

д) Напряжения кручения, изменяющиеся по отнулевому циклу [формула (13.11)],

$$\tau_k = \frac{2T_2}{\pi (d + S_1)^2 S_1} = \frac{2 \cdot 870 \cdot 10^3}{\pi (150 + 2)^2 \cdot 2} \text{ Н/мм}^2 = 12 \text{ Н/мм}^2.$$

Амплитуда напряжений цикла $\tau_a = \tau_k / 2 = 6 \text{ Н/мм}^2$. Ввиду малого значения в дальнейшем расчете τ_a не учитываем.

е) Расчетные коэффициенты. По табл. 0.1...0.4 принимаем:

$$K_d = 0,62; K_\sigma = 1,6 \text{ (как для шлицев);}$$

$$K_F = 1,2; K_v = 1,7.$$

ж) Коэффициент концентрации напряжений [формула (0.4)]

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_v} = \left(\frac{1,6}{0,62} + 1,2 - 1 \right) \frac{1}{1,7} = 1,63.$$

з) Предел выносливости зубчатого венца [формула (0.6)]

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D} = \frac{480}{1,63} \text{ Н/мм}^2 = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

и) Коэффициент запаса прочности [формулы (0.12) и (0.10)]

$$s = s_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{294}{182} = 1,62 > [s] \approx 1,5.$$

Прочность зубчатого венца гибкого колеса обеспечивается.

Контрольные вопросы

1. Как устроена и работает волновая зубчатая передача? Назовите основные элементы передачи.
2. Каковы основные достоинства и недостатки волновой передачи по сравнению с другими передачами?
3. Как происходит передача движения в волновой передаче от ведущего звена к ведомому?
4. Какова разность чисел зубьев жесткого и гибкого колес волновой передачи? Какой применяется профиль зубьев?
5. Как вычисляют передаточное число волновой передачи?
6. С какой целью зубья гибкого колеса нарезают с уменьшенной высотой ножек?
7. Почему волновую зубчатую передачу изготавливают со смещением?

ГЛАВА 14. ПЕРЕДАЧА ВИНТ — ГАЙКА

§ 14.1. Общие сведения

Передача винт — гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное, при этом гайка и винт могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения вместе.

Достоинства. 1. Простота конструкции и изготовления. 2. Компактность при высокой нагрузочной способности. 3. Высокая надежность. 4. Плавность и бесшумность. 5. Большой выигрыш в силе. 6. Возможность обеспечения медленных перемещений с большой точностью.

Недостатки. 1. Повышенный износ резьбы вследствие большого трения. 2. Низкий к.п.д.

Применение. Передача винт — гайка широко применяется: для создания больших сил (прессы, домкраты, тиски и т. п.); для точных перемещений (механизмы подачи станков, измерительные приборы, установочные и регулировочные устройства).

Разновидности винтов передачи. В зависимости от назначения передачи винты бывают:

1) **грузовые**, применяемые для создания больших осевых сил. При знакопеременной нагрузке имеют трапецеидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке — упорную. Гайки грузовых винтов цельные (рис. 14.1, а). В домкратах (рис. 14.2) для большого выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема ψ (см. § 3.9);

2) **ходовые**, применяемые для перемещений в механизмах подачи. Для уменьшения трения имеют преимущественно трапе-

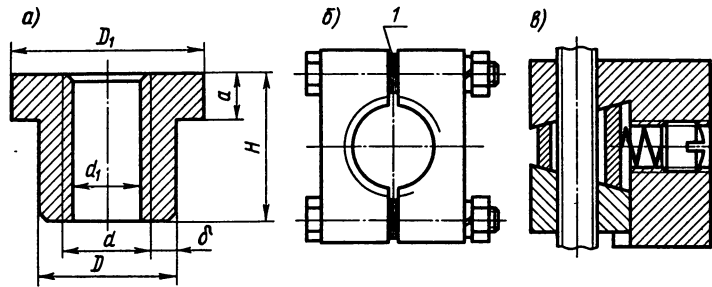


Рис. 14.1. Гайки передачи винт — гайка:
1 — набор металлических прокладок

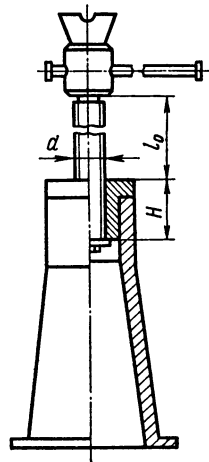
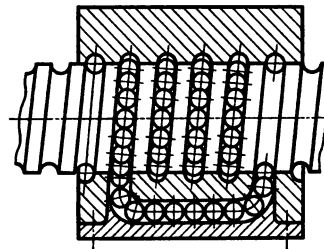


Рис. 14.2. Винтовой домкрат

Рис. 14.3. Шариковая винтовая пара



цеидальную многозаходную резьбу. Для устранения «мертвого» хода из-за износа резьбы гайки ходовых винтов выполняют разъемными (см. рис. 14.1, б);

3) у с т а н о в о ч н ы е, применяемые для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу. Для обеспечения безлюфтовой передачи гайки делают сдвоенными (см. рис. 14.1, в). В механизмах точных перемещений, где важно малое трение и отсутствие зазора в резьбе, применяют шариковые пары, в которых трение скольжения заменено трением качения (рис. 14.3). К.п.д. такой передачи достигает 0,95.

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, т. е. быть износостойкими и иметь невысокий коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы.

Для винтов рекомендуются стали Ст5, 45, 50, 40ХГ и др. В ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов с последующей шлифовкой резьбы.

Гайки ответственных передач изготавливают из оловянных бронз БрО10Ф1, БрО5Ц5С5 и др., а в тихоходных передачах — из антифрикционных чугунов АЧВ-1, АЧС-3 и др.

§ 14.2. Расчет передачи *

Основной причиной выхода из строя винтов и гаек является большое изнашивание их резьбы. Поэтому при определении размеров передачи исходят из расчета на износостойкость резьбы по допустимому давлению $[p_{\text{изн}}]$ с последующей проверкой винта на прочность. Потери устойчивости длинных сжатых винтов могут быть также причиной разрушения передачи.

Расчет передачи на износостойкость (из условия невыдавливаемости смазочного материала) ведут, предполагая, что нагрузка по виткам резьбы распределяется равномерно:

$$p_{\text{изн}} = \frac{F}{Az} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p_{\text{изн}}], \quad (14.1)$$

где F — осевая сила; A — площадь рабочей поверхности витка; d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля (см. рис. 3.6; 3.10; 3.11);

z — число витков в гайке высотой H ,

$$z = H/p, \quad (14.2)$$

где p — шаг резьбы.

* Силовые зависимости в передаче винт — гайка такие же, как и в крепежной резьбе (см. § 3.7)

Подставив в формулу (14.1) значение z и выразив $H = \psi_H d_2$, а $H_1 = \zeta p$, получим формулу для проектировочного расчета передачи:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \zeta [\rho_{нзн}]}} \quad (14.3)$$

где $\psi_H = H/d_2$ — коэффициент высоты гайки; для цельных гаек $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$; для разъемных и сдвоенных гаек $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$; ζ — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы: для трапециевидной резьбы $\zeta = 0,5$ (см. рис. 3.10); для упорной $\zeta = 0,75$ (см. рис. 3.11); для треугольной $\zeta = 0,541$ (см. рис. 3.6).

Наружный диаметр гайки D (см. рис. 14.1, а) определяют из условия прочности ее тела на растяжение и кручение:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi [\sigma]_p} + d^2} \quad (14.4)$$

где $F_{расч}$ см. в формуле (3.11); $[\sigma]_p$ см. ниже; d — наружный диаметр резьбы.

Диаметр буртика гайки D_1 определяется из условия прочности на смятие:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma]_{см}} + D^2} \quad (14.5)^*$$

Для равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы *высоту буртика гайки a* принимают

$$a = 0,25H \quad (14.6)$$

Длину винта выбирают конструктивно в зависимости от требуемой величины перемещения l_0 . Для домкратов рекомендуется $l_0 = (8 \dots 10) d$ (см. рис. 14.2).

Сильно нагруженные **винты проверяют на прочность** по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (14.7)$$

где σ_E — эквивалентное напряжение для опасной точки винта; N и M_k — продольная сила и крутящий момент, возникающие

* Размеры гайки D и D_1 можно принять конструктивно: $D = 1,5d$ и $D_1 = 1,25D$, а затем проверить на прочность по формулам (14.4) и (14.5).

в проверяемом поперечном сечении винта; d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Сжатые винты проверяют расчетом на устойчивость по условию устойчивости

$$s_y = \sigma_{кр} / \sigma \geq [s_y], \quad (14.8)$$

где s_y — расчетный коэффициент запаса устойчивости;

$[s_y]$ — допускаемый (требуемый) коэффициент запаса устойчивости: для грузовых и ходовых винтов принимают $[s_y] = 4 \dots 5$; $\sigma = 4N / (\pi d_1^2)$ — расчетное напряжение в поперечном сечении винта;

$\sigma_{кр}$ — критическое напряжение, возникающее в поперечном сечении винта.

В зависимости от метода определения $\sigma_{кр}$ при расчете на устойчивость винты делятся на три группы:

1-я группа. Винты большой гибкости, для которых должно соблюдаться условие $\lambda \geq \lambda_{пред}$, где λ — гибкость винта, зависящая от его приведенной длины и внутреннего диаметра резьбы (см. ниже);

$\lambda_{пред}$ — предельная гибкость для материала винта, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу пропорциональности (табл. 14.1).

Т а б л и ц а 14.1. Значения $\lambda_{пред}$, λ_0 , a , b

Марка стали	$\lambda_{пред}$	λ_0	Н/мм ²	
			a	b
Ст5	92	57	343	1,39
45	85	60	578	3,75
50	82	50	404	1,23

Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Эйлера

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E / \lambda^2, \quad (14.9)$$

где E — модуль продольной упругости материала винта.

2-я группа. Винты средней гибкости, для которых должно соблюдаться условие $\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{пред}$, где λ_0 — гибкость, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу текучести σ_T (табл. 14.1).

Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Ясинского

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda, \quad (14.10)$$

где a и b — эмпирические коэффициенты, имеющие единицу напряжения и зависящие от материала винта (табл. 14.1).

3-я группа. Винты малой гибкости, для которых соблюдается условие $\lambda < \lambda_0$. Для этой группы винтов принимают $\sigma_{кр} = \sigma_T$, т. е. нет надобности в специальном расчете на устойчивость.

Из курса сопротивления материалов известно, что гибкость винта

$$\lambda = \mu l / i, \quad (14.11)$$

где l — длина винта. Для винтов, у которых второй опорой служит гайка, l равно расстоянию между опорой и серединой гайки;

$i = (2/d_1) \sqrt{J/\pi}$ — радиус инерции поперечного сечения винта;

J — момент инерции поперечного сечения винта, который вычисляют по эмпирической формуле

$$J = (\pi d_1^4 / 64) (0,375 + 0,625d/d_1); \quad (14.12)$$

μ — коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта: $\mu = 1$ — оба конца оперты шарнирно; $\mu = 2$ — один конец свободен, другой заделан; $\mu = 0,7$ — один конец заделан, другой закреплен шарнирно; $\mu = 0,5$ — оба конца заделаны.

Разъемную гайку считают шарнирной опорой.

Допускаемые напряжения. Для материалов передачи винт — гайка рекомендуются:

1) допускаемое напряжение $[\sigma]$ на растяжение или сжатие стальных винтов по формуле (3.13) при $[s_r] = 3$;

2) допускаемые напряжения для материала гайки: на смятие бронзы или чугуна по чугуну или стали $[\sigma]_{см} = 42 \dots 55 \text{ Н/мм}^2$;
на растяжение: для бронзы $[\sigma]_p = 34 \dots 44 \text{ Н/мм}^2$, для чугуна $[\sigma]_p = 20 \dots 24 \text{ Н/мм}^2$;

3) допускаемое давление в резьбе: сталь по чугуну $[p_{изн}] = 5 \dots 6 \text{ Н/мм}^2$; сталь по бронзе $[p_{изн}] = 8 \dots \pm 10 \text{ Н/мм}^2$, закаленная сталь по бронзе $[p_{изн}] = 10 \dots 12 \text{ Н/мм}^2$.

Для винтов домкратов и струбцинок, т. е. сравнительно редко работающих механизмов, значения $[p_{изн}]$ повышают на 30...40 %.

К.п.д. В передаче винт — гайка потери возникают в резьбе и в опорах. Потери в резьбе составляют главную часть. Они зависят от профиля резьбы, ее заходности, материала винтовой пары, точности изготовления и вида смазки (см. § 3.9):

$$\eta_{в. пер} = \eta_{оп} \eta_{в п} = \eta_{оп} \text{tg } \psi / [\text{tg } (\psi + \varphi')], \quad (14.13)$$

где $\eta_{оп}$ — коэффициент, учитывающий потери в опорах. Этот коэффициент зависит от конструкции винтового механизма и может колебаться в широких пределах. Так, например, для ходовых

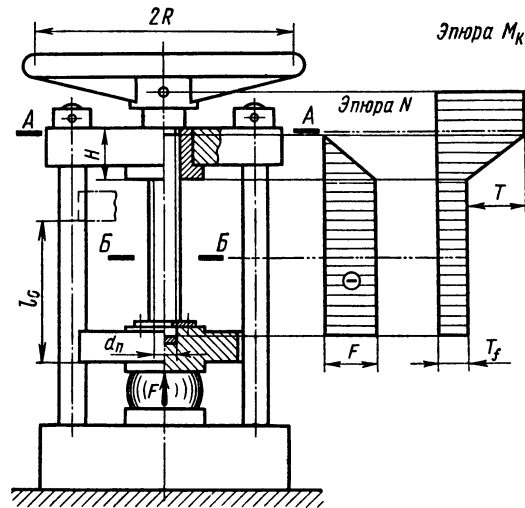


Рис. 14.4. Винтовой пресс

винтов станков $\eta_{оп} = 0,90 \dots 0,95$; для домкратов и прессов $\eta_{оп} = 0,5 \dots 0,7$; при этом обычно в домкратах и прессах $\eta_{оп}$ не принимают, а вычисляют.

Рекомендации по конструированию передачи винт — гайка.

1. Винты не должны иметь высокие буртики и глубокие канавки, в противном случае в местах резкого изменения поперечного сечения винта будут возникать высокие местные напряжения.

2. Во избежание сильной деформации гайки при запрессовке толщина ее тела $\delta \geq 4$ мм (см. рис. 14.1, а).

Расчет передачи винт — гайка рекомендуется вести в последовательности, изложенной в решении примера 14.1.

Пример 14.1. Рассчитать передачу винт — гайка винтового пресса. Сила сжатия $F = 50$ кН (рис. 14.4). Ход ползуна $l_0 = 120$ мм.

Решение. 1. Материалы винта и гайки. Для винта принимаем сталь 45, термообработка — улучшение (по табл. 8.4 $\sigma_T = 540$ Н/мм²), для гайки — бронзу БрО10Ф1.

2. Допускаемые напряжения:

для материала винта [формула (3.13)] при $[s_T] = 3$

$$[\sigma] = \sigma_T / [s_T] = 540 / 3 \text{ Н/мм}^2 = 180 \text{ Н/мм}^2;$$

для материала гайки (см. § 14.2)

$$[\sigma]_p = 40 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{см} = 45 \text{ Н/мм}^2;$$

допускаемое давление для пары сталь — бронза (см. § 14.2) $[\rho_{\text{изн}}] = 10 \text{ Н/мм}^2$.

3. Средний диаметр резьбы. Учитывая сравнительно небольшую силу прессы, принимаем для передачи трапецеидальную резьбу с $\zeta = 0,5$ (см. § 14.2).

Конструкцию гайки выбираем цельную (см. рис. 14.1, а), $\psi_H = 1,5$ (см. § 14.2).

Тогда средний диаметр резьбы [формула (14.3)]

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \zeta [\rho_{\text{изн}}]}} = \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 10}} \text{ мм} \approx 46 \text{ мм.}$$

По табл. 3.2 $d = 50 \text{ мм}$, $p = 8 \text{ мм}$, $d_2 = 46 \text{ мм}$, $d_1 = 41 \text{ мм}$.

4. Для большого выигрыша в силе принимаем однозаходную резьбу. Угол подъема резьбы [формула (3.1)]

$$\text{tg } \psi = p / (\pi d_2) = 8 / (\pi \cdot 46) = 0,0553; \quad \psi = 3^\circ 10'.$$

Приведенный угол трения [формула (3.3)] при $f = 0,09$ (см. § 7.2) и $\alpha' = 15^\circ$ (см. рис. 3.10 и 3.27)

$$\varphi' = \text{arctg } f / \cos \alpha' = \text{arctg } 0,09 / \cos 15^\circ = 5^\circ 19'.$$

Так как $\psi < \varphi'$, передача винт — гайка прессы самотормозящаяся.

5. Размеры гайки. а) Высота гайки

$$H = \psi_H d_2 = 1,5 \cdot 46 \text{ мм} = 69 \text{ мм.}$$

Принимаем $H = 70 \text{ мм}$.

б) Число витков в гайке [формула (14.2)]

$$z = H / p = 70 / 8 = 8,75 < z_{\text{max}} = 10,$$

что допустимо.

в) Наружный диаметр гайки [формула (14.4)]

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 50^2} \text{ мм} = 66,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $D = 68 \text{ мм}$.

г) Диаметр буртика гайки [формула (14.5)]

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma]_{\text{см}}} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 45} + 68^2} \text{ мм} = 78 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_1 = 80 \text{ мм}$.

д) Высота буртика гайки [формула (14.6)]

$$a = 0,25H = 0,25 \cdot 70 \text{ мм} \approx 20 \text{ мм.}$$

6. Проверочный расчет винта.

А. На прочность. а) Момент в резьбе [формула (3.5)]

$$T = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 50 \cdot 10^3 \frac{46}{2} (3^\circ 10' + 5^\circ 19') \text{ Н} \cdot \text{мм} = \\ = 167,9 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Согласно рис. 14.4 винт опирается на ползун сплошной пятой диаметром $d_n = d_1$. При стальном подпятнике принимаем $f = 0,17$ (см. § 7.2).

б) Момент трения на торце пяты [формула (3.6)]

$$T_f = F f d_n / 4 = 50 \cdot 10^3 \cdot 0,17 \cdot 41 / 4 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 85,1 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

в) Строим эпюры продольных сил N и крутящих моментов M_k (см. рис. 14.4). При условии равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы продольная сила винта в пределах гайки изменяется от F до 0, а крутящий момент T_f до $T + T_f$.

г) По эпюрам N и M_k положение опасного сечения винта может быть либо выше гайки (сечение А — А), либо ниже ее (сечение Б — Б)*.

Сделаем проверку для того и другого сечения.

Сечение А — А. В этом сечении продольная сила $N = 0$, а крутящий момент

$$M_k = T + T_f = (167,9 \cdot 10^3 + 85,1 \cdot 10^3) \text{ Н} \cdot \text{мм} = 253 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Эквивалентное напряжение [формула (14.7)]

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{M_k}{0,2 d_1^3}\right)^2} = \sqrt{3 \left(\frac{253 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 41^3}\right)^2} \text{ Н/мм}^2 = \\ = 32,3 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma] = 180 \text{ Н/мм}^2.$$

Сечение Б — Б. В этом сечении $N = F$, а $M_k = T_f$:

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{M_k}{0,2 d_1^3}\right)^2} = \\ = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi 41^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{85,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 41^3}\right)^2} \text{ Н/мм}^2 = 39 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma],$$

следовательно, в обоих сечениях прочность винта обеспечена.

Б. На устойчивость. а) Согласно рис. 14.4 один конец винта заделан в гайке, а другой пятой опирается шарнирно на ползун. Принимаем коэффициент $\mu = 0,7$ (см. § 14.2).

* Доказывается, что сечения винта в пределах гайки менее опасны, чем сечения А — А и Б — Б, указанные на рис. 14.4.

б) Момент инерции сечения винта [формула (14.12)]

$$J = (\pi d_1^4 / 64) (0,375 + 0,625d / d_1) = \\ = (\pi \cdot 41^4 / 64) (0,375 + 0,625 \cdot 50 / 41) \text{ мм}^4 = 15,7 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

в) Радиус инерции сечения винта

$$i = (2 / d_1) \sqrt{J / \pi} = (2 / 41) \sqrt{15,7 \cdot 10^4 / \pi} \text{ мм} = 10,9 \text{ мм}.$$

г) Согласно рис. 14.4 длина винта

$$l = l_0 + H / 2 = (120 + 70 / 2) \text{ мм} = 155 \text{ мм}.$$

д) По табл. 14.1 для стали 45 $\lambda_{\text{пред}} = 85$, $\lambda_0 = 60$.

Гибкость винта

$$\lambda = \mu l / i = 0,7 \cdot 155 / 10,9 = 10 < \lambda_0.$$

Следовательно, винт малой гибкости, для которого $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{т}}$, т. е. специальный расчет на устойчивость не нужен.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки передачи винт — гайка и где ее применяют?
2. Какие резьбы применяют для грузовых винтов? Дайте их характеристику.
3. Почему передачи винт — гайка выполняют самотормозящими? Каково при этом должно быть соотношение угла подъема резьбы ψ и приведенного угла трения ψ' ?
4. Из каких материалов изготавливают винты и гайки?
5. По рис. 14.1, б и 14.1, в объясните, как устраняется люфт в разъемной и сдвоенной гайках.
6. Чем объясняется большой выигрыш в силе в передаче винт — гайка?
7. Как определить момент, необходимый для вращения винта или гайки?
8. Что является основной причиной выхода из строя винтов и гаек передачи?
9. Как выполняют проверочный расчет винта на устойчивость?
10. Что влияет на к.п.д. передачи винт — гайка?

Г Л А В А 15. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 15.1. Общие сведения

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, у которых угол скрещивания осей обычно составляет $\theta = 90^\circ$ (рис. 15.1). В большинстве случаев ведущим является червяк, т. е. короткий винт с трапециевидальной или близкой к ней резьбой.

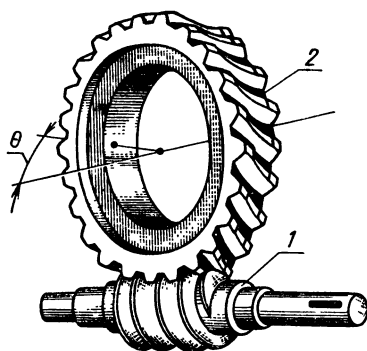


Рис. 15.1. Червячная передача:
1 — червяк; 2 — венец червячного
колеса

Для облегания тела червяка венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления.

Червячная передача — это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Достоинства червячных передач. 1. Плавность и бесшумность работы. 2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции. 3. Возможность большого редуцирования, т. е. получения больших передаточных чисел (в отдельных

случаях в несиловых передачах до 1000). 4. Возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса. 5. Высокая кинематическая точность.

Недостатки. 1. Сравнительно низкий к. п. д. вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса. 2. Значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом. 3. Необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов. 4. Повышенное изнашивание и склонность к заеданию.

Применение. Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого к. п. д. и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева.

Червячные передачи широко применяют в подъемно-транспортных машинах, троллейбусах и особенно там, где требуется высокая кинематическая точность (делительные устройства станков, механизмы наводки и т. д.).

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочитают использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

§ 15.2. Классификация червячных передач

В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рис. 15.2) передачи бывают с цилиндрическим (а) или с глобоидным (б) червяком.

Глобоидная передача имеет повышенный к. п. д., более высокую несущую способность, но сложна в изготовлении и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызванному изнашиванием подшипников.

Ниже рассматриваются передачи с цилиндрическими червяками. В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым и левым направлением линии витка.

В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка передачи бывают с одновитковым или многовитковым червяком.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 15.3) передачи бывают с нижним (а), боковым (б) и верхним (в) червяками. Чаще всего расположение червяка диктуется условиями компоновки изделия. Нижний червяк обычно применяют при окружной скорости червяка $v_1 \leq 5$ м/с во

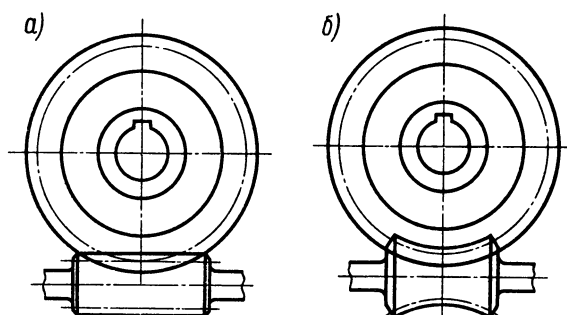


Рис. 15.2. Схемы червячных передач

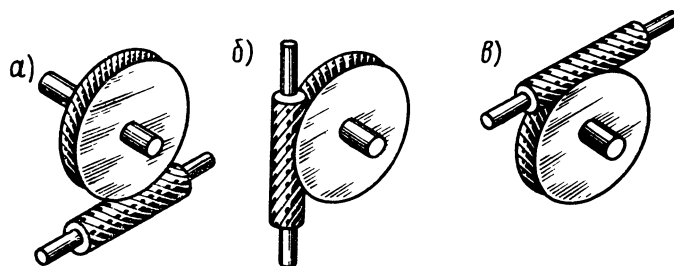


Рис. 15.3. Схемы расположения червяка относительно колеса

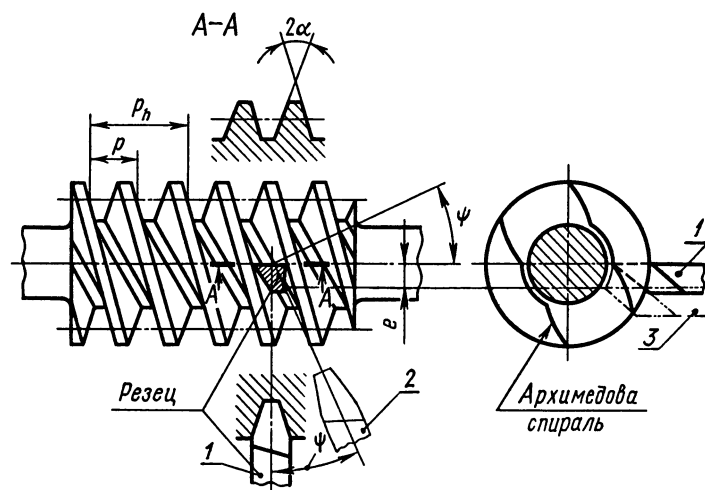


Рис. 15.4. Схема установки инструмента при нарезании архимедова червяка

избежание потерь на перемешивание и разбрызгивание масла.

В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым, конвolutным и эвольвентным червяками. Каждый из них требует особого способа нарезания.

Если резец, имеющий в сечении форму трапеции, установить на станке так, чтобы верхняя плоскость резца $A - A$ проходила через ось червяка (положение 1 на рис. 15.4), то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую — архимедову спираль. Червяк с такой винтовой поверхностью называют архимедовым. Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль витка, аналогичный инструментальной рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка ψ (положение 2 на рис. 15.4) так, чтобы верхняя плоскость резца $A - A$ была перпендикулярна винтовой линии, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую — конвolutу*, а червяк соответственно будет называться конвolutным.

* Конвolutа — удлиненная или укороченная эвольвента окружности.

Если резец установить так, чтобы верхняя плоскость резца $A - A$ (положение 3 на рис. 15.4), смещенная на некоторую величину e , была параллельна оси червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую — *эвольвенту окружности*, а червяк будет называться *эвольвентным*. Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков червяка*.

Практика показала, что при одинаковом качестве изготовления форма профиля нарезки червяка мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля нарезки червяка зависит от способа изготовления и связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса. На практике наибольшее распространение получили архимедовы червяки, которые и рассматриваются ниже.

§ 15.3. Нарезание червяков и червячных колес

Архимедовы червяки подобны ходовым винтам с трапецидальной резьбой. Основными способами их изготовления являются:

1) нарезание *резцом* на токарно-винторезном станке (рис. 15.4; этот способ точный, но малопроизводительный);

2) нарезание *модульной фрезой* на резьбофрезерном станке (способ более производительный).

Работоспособность червячной передачи зависит от твердости и шероховатости винтовой поверхности резьбы червяка, поэтому после нарезания резьбы и термообработки червяки часто шлифуют, а в отдельных случаях полируют. Архимедовы червяки применяют и без шлифовки резьбы, так как для шлифовки их требуются круги фасонного профиля, что затрудняет обработку. Эвольвентные червяки можно шлифовать плоской стороной круга на специальных червячно-шлифовальных станках.

Червячные колеса чаще всего нарезают червячными фрезами (рис. 15.5), причем *червячная фреза должна представлять копию червяка*, с которым будет зацепляться червячное колесо. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое будут иметь червяк и червячное колесо при работе.

* По стандарту введены обозначения различных червяков и их модификаций. Так, например, архимедов червяк обозначается — *червяк ZA*, конволютный — *червяк ZN*, эвольвентный — *червяк Z1*. Всего их 10 видов.

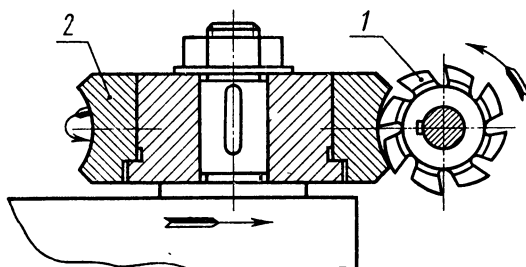


Рис. 15.5. Схема нарезания червячного колеса:
1 — фреза; 2 — заготовка колеса

§ 15.4. Основные геометрические соотношения в червячной передаче

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса.

Значения расчетных модулей m выбирают из ряда: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 мм.

Основными геометрическими размерами червяка являются (рис. 15.6):

угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$
расчетный шаг червяка

$$p = \pi m, \quad (15.1)$$

откуда расчетный модуль

$$m = p/\pi;$$

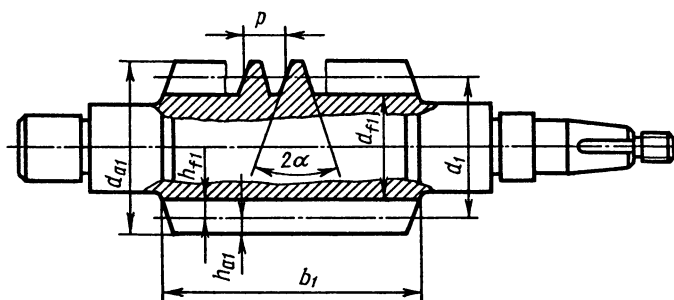


Рис. 15.6. Основные размеры цилиндрического червяка

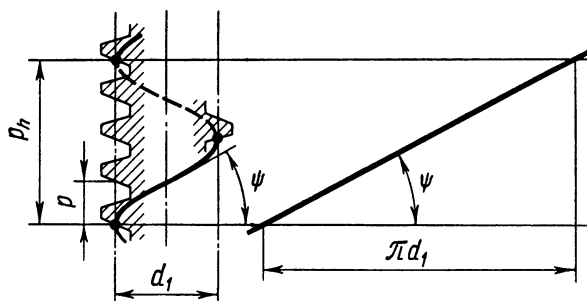


Рис. 15.7. Схема определения делительного угла подъема линии витка

ход витка (рис. 15.7)

$$p_h = pz_1,$$

где z_1 — число витков червяка;

высота головки витка червяка и зуба колеса (см. рис. 15.6)

$$h_{a1} = h_{a2} = m;$$

высота ножки витка червяка и зуба колеса

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2m;$$

делительный диаметр червяка, т. е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины:

$$d_1 = qm, \quad (15.2)$$

где q — число модулей в делительном диаметре червяка, или коэффициент диаметра червяка. Чтобы червяк не был слишком тонким, q увеличивают с уменьшением m . Тонкие червяки при работе получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления.

Значения коэффициентов диаметра червяка 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.

Делительный угол подъема линии витка (см. рис. 15.7)

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi d_1) = z_1 / q. \quad (15.3)$$

Диаметр вершин витков (см. рис. 15.6)

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m. \quad (15.4)$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (15.5)$$

Длина нарезанной части червяка зависит от числа витков:

$$\begin{aligned} \text{при } z_1 = 1 \text{ и } 2 & \quad b_1 \geq m (11 + 0,06z_2), \\ \text{при } z_1 = 4^* & \quad b_1 \geq m (12,5 + 0,09z_2). \end{aligned} \quad (15.6)$$

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков по технологическим причинам b_1 увеличивают приблизительно на $3m$.

Корригирование червячных передач выполняют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Осуществляется так же, как и в зубчатых передачах, смещением инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании.

Некорригированные и корригированные червячные колеса нарезают одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк должны иметь одинаковые размеры, то *корригирование осуществляют только у колеса*.

При заданном межосевом расстоянии a_w^{**} коэффициент смещения инструмента

$$x = (a_w/m) - 0,5 (q + z_2). \quad (15.7)$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев значение x выбирают в пределах ± 1 .

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рис. 15.8). К ним относятся: делительный диаметр

$$d_2 = mz_2; \quad (15.8)$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m (1 + x); \quad (15.9)$$

диаметр впадин колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m (1,2 - x); \quad (15.10)$$

межосевое расстояние — *главный параметр червячной передачи*

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2 + 2xm); \quad (15.11)$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2); \quad (15.12)$$

* По стандарту червяки с $z_1 = 3$ не применяются.

** Для стандартных редукторов a_w : 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500 мм.

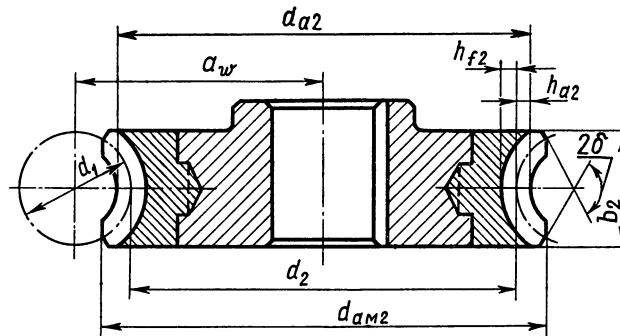


Рис. 15.8. Основные размеры венца червячного колеса

ширина венца червячного колеса зависит от числа витков червяка:

$$\text{при } z_1 = 1 \dots 2 \quad b_2 = 0,355a_w, \quad (15.13)$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_2 = 0,315a_w. \quad (15.14)$$

В ГОСТе рекомендуются сочетания параметров z_1 , z_2 , q , m , x , обеспечивающие при стандартных межосевых расстояниях a_w получение различных передаточных чисел u .

§ 15.5. Скорость скольжения в передаче. Передаточное число

Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса. Скорость скольжения v_s (рис. 15.9) направлена по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка и определяется из параллелограмма скоростей (см. рис. 15.9, где v_1 и v_2 — окружные скорости червяка и колеса):

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \psi} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \psi} = \frac{u \omega_2 d_1}{2 \cos \psi}. \quad (15.15)$$

Как видно из формулы (15.15), всегда $v_s > v_1$. Большое скольжение в червячной передаче повышает изнашиваемость зубьев червячного колеса, увеличивает склонность к заеданию (см. § 8.15).

Для червячных передач предусмотрено 12 степеней точности. Для силовых передач наибольшее применение имеют 7-я (при $v_s \leq 10$ м/с) и 8-я (при $v_s \leq 5$ м/с) степени точности.

Передаточное число u червячной передачи определяют по

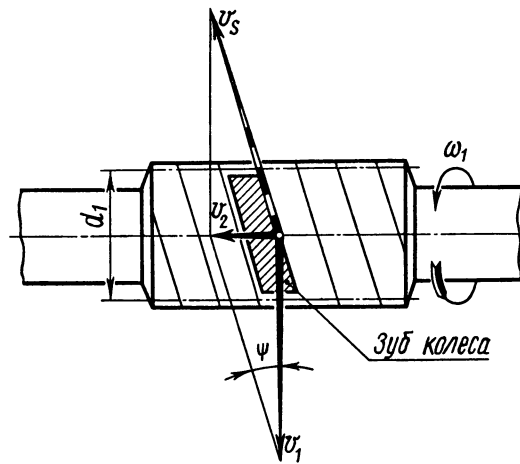


Рис. 15.9. Схема определения скорости скольжения в червячной передаче

условию, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1, \quad (15.16)$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка и колеса; z_1 и z_2 — число витков червяка и число зубьев колеса.

На практике в силовых передачах применяют червяки с числом витков $z_1 = 1; 2; 4$. С увеличением z_1 возрастают технологические трудности изготовления передачи и увеличивается число зубьев червячного колеса z_2 .

Число витков червяка z_1 зависит от передаточного числа u :

u	8...14	св.14...30	св.30
z_1	4	2	1

Во избежание подреза основания ножки зуба в процессе нарезания зубьев принимают $z_2 \geq 26$. Оптимальным является $z_2 = 40...60$. Диапазон передаточных чисел в этих передачах $u = 10...80$ *.

§ 15.6. Силы в зацеплении

В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, сила червяка воспринимается не одним, а несколькими

* Передаточные числа u червячных передач редукторов выбирают из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80. Фактические значения u не должны отличаться от стандартных более чем на 4 %.

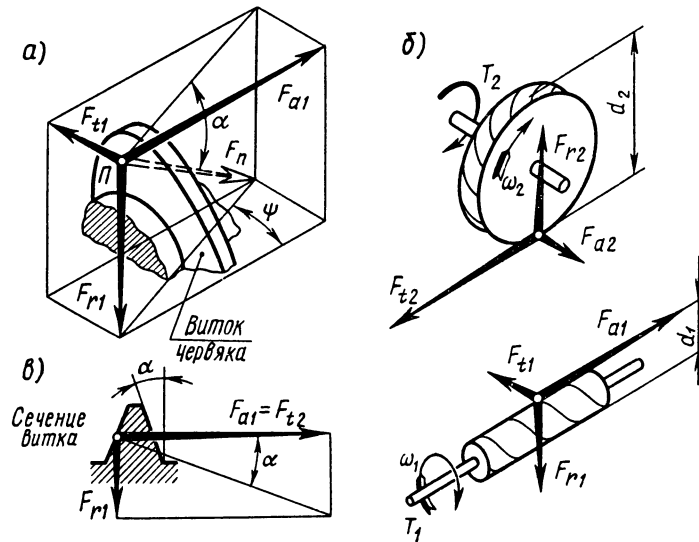


Рис. 15.10. Схема сил, действующих в червячном зацеплении

зубьями колеса. Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса F_n (рис. 15.10, а) принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления P по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда F_n раскладывают по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} . Для ясности изображения сил на рис. 15.10, б червячное зацепление раздвинуто.

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2, \quad (15.17)$$

где T_2 — вращающий момент на червячном колесе.

Окружная сила на червяке F_{t1} численно равна осевой силе на червячном колесе F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u\eta d_1} = \frac{F_{t2} z_1}{q\eta}, \quad (15.18)$$

где T_1 — вращающий момент на червяке; η — к.п.д. передачи.

Радиальная сила на червяке F_{r1} численно равна радиальной силе на колесе F_{r2} (рис. 15.10, в):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (15.19)$$

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в сторону, противоположную вращению червяка (рис. 15.10, б).

§ 15.7. Материалы червячной пары

Червяк и колесо должны образовывать антифрикционную пару, обладать высокой прочностью, износостойкостью и сопротивляемостью заданию ввиду значительных скоростей скольжения в зацеплении.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...53 HRC₃. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков.

Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементуемых сталей (15Х, 20Х и др.) с твердостью после закалки 56...63 HRC₃ (см. табл. 8.4).

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения v_s и длительности работы.

При высоких скоростях скольжения ($v_s = 5...25$ м/с) и длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, которые обладают хорошими противозадирными свойствами.

При средних скоростях скольжения ($v_s = 2...5$ м/с) применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости ≥ 45 HRC₃ шлифованными и полированными червяками. В отдельных случаях ее применяют до $v_s = 8$ м/с.

При малых скоростях скольжения ($v_s < 2$ м/с) червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12, СЧ15 и др.

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения по эмпирической формуле

$$v_s \approx \frac{4,3\omega_2}{10^3} \sqrt[3]{T_2}, \quad (15.20)$$

где T_2 — в Н·м; v_s — в м/с.

Практика показала, что *срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок.* Боль-

Т а б л и ц а 15.1. Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	Предел текучести σ_T	Предел прочности при растяжении σ_B	Предел прочности при изгибе $\sigma_{Bи}$	Скорость скольжения v_c , м/с
		Н/мм ²			
БрО10Н1Ф1	Центробежный	165	285	—	> 5
БрО10Ф1	В кокиль	195	245	—	> 5
БрО10Ф1	В землю	132	215	—	> 5
БрА9ЖЗЛ	Центробежный	200	500	—	2...5
БрА9ЖЗЛ	В кокиль	195	490	—	2...5
БрА9ЖЗЛ	В землю	195	392	—	2...5
СЧ12	»	—	—	280	< 2

шее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес механические характеристики приведены в табл. 15.1.

§ 15.8. Виды разрушения зубьев червячных колес

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах, т. е. усталостное выкрашивание, изнашивание, заедание и поломка зубьев (см. § 8.15). Из перечисленного наиболее редко встречается поломка зубьев колеса.

В передачах с колесами из оловянных бронз (мягкие материалы) усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса наиболее опасно. Возможно и заедание, которое проявляется в намазывании бронзы на червяк; сечение зуба постепенно уменьшается, при этом передача может еще продолжать работать длительное время.

Заедание в венцах колес из твердых бронз (алюминиевых) переходит в задр с последующим катастрофическим изнашиванием зубьев колеса частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка. Этот вид разрушения зубьев встречается наиболее часто.

Для предупреждения заедания рекомендуется тщательно об-

рабатывать поверхности витков и зубьев, применять материалы с высокими антифрикционными свойствами.

Изнашивание зубьев в колесах червячных передач зависит от степени загрязненности масла, точности монтажа, частоты пусков и остановок, а также от значений контактных напряжений.

Излом зубьев в червячных колесах происходит в большинстве случаев после изнашивания.

§ 15.9. Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес

Допускаемые напряжения вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, твердости витков червяка, скорости скольжения и ресурса.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$. 1. Для оловянных бронз (БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 и др.) $[\sigma]_H$ определяют из условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_v [\sigma]_{H0}, \quad (15.21)$$

где K_{HL} — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность,

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N}. \quad (15.22)$$

Здесь N — число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи [формула (8.17)]. Если $N > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$;

C_v — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зуба колеса в зависимости от скорости скольжения v_s :

v_s , м/с	5	6	7	≥ 8
C_v	0,95	0,88	0,83	0,80

$[\sigma]_{H0}$ — допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений 10^7 ,

$$[\sigma]_{H0} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_b. \quad (15.23)$$

Здесь σ_b — предел прочности бронзы при растяжении (см. табл. 15.1). Большие значения $[\sigma]_{H0}$ принимают для червяков с твердостью витков $\geq 45\text{HRC}_3$.

2. Для безоловянных бронз и латуней

(БрА9ЖЗЛ, ЛЦ23А6ЖЗМц2 и др.) $[\sigma]_H$ определяют из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25v_s, \quad (15.24)$$

где $[\sigma]_H$ — в Н/мм²; v_s — в м/с. Большие значения $[\sigma]_H$ принимают для червяков с твердостью витков $\geq 45\text{HRC}_3$.

3. Для чугунов (СЧ12, СЧ15 и др.) $[\sigma]_H$ определяют из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = 175 - 35v_s, \quad (15.25)$$

где $[\sigma]_H$ — в Н/мм²; v_s — в м/с.

Для всех червячных передач (независимо от материала зуба колеса) при расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma]_H$ уменьшают на 15 %.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$. Экспериментом установлено, что изгибная прочность зубьев колеса зависит от материала, ресурса и характера нагрузки (табл. 15.2).

Таблица 15.2. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ для материалов червячных колес

Материал венца колеса	Нереверсивная передача (работа зубьев одной стороной)	Реверсивная передача (работа зубьев обеими сторонами)
Бронза, латунь	$[\sigma]_F = (0,08\sigma_b + 0,25\sigma_t)K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,16\sigma_b K_{FL}$
Чугун	$[\sigma]_F = 0,12\sigma_{вн} K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,075\sigma_{вн} K_{FL}$

Примечания: 1. K_{FL} — коэффициент долговечности при расчете на изгиб:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N},$$

где N — число циклов нагружения зубьев червячного колеса [формула (8.17)]. Если $N < 10^6$, то его принимают равным 10^6 . Если $N > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

2. σ_t , σ_b , $\sigma_{вн}$ — предел текучести и пределы прочности при растяжении и изгибе, Н/мм² (см. табл. 15.1).

§ 15.10. Расчет на прочность червячных передач

В червячных передачах, аналогично зубчатым, *зубья червячного колеса* рассчитывают на контактную прочность и на изгиб. Как отмечалось выше (см. § 15.8), в червячных передачах кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и изнашивания, которые зависят от значений контактных напряжений σ_H . Поэтому для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет по напряжениям изгиба — проверочным.

Расчет по контактным напряжениям. В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предположения, что и в зубчатых передачах (см. § 9.4).

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления по формуле Герца (см. § 0.10)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\rho_{np}}}$$

где E_{np} — приведенный модуль упругости,

$$E_{np} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2);$$

для стального червяка $E_1 \approx 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², для бронзового или чугунного колеса $E_2 \approx 0,98 \cdot 10^5$ Н/мм²;

μ — коэффициент Пуассона (см. § 2.2);

q — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий. Эта нагрузка распределяется неравномерно вследствие деформаций валов червяка и колеса, а также подшипников и корпуса передачи:

$$q = F_n/l_\Sigma.$$

Здесь F_n — нагрузка, нормальная к поверхности зуба червячного колеса и витка червяка и приложенная в полюсе зацепления. Согласно рис. 15.10, а

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \psi};$$

l_Σ — суммарная длина контактных линий в зацеплении червячной передачи. Согласно рис. 15.11 длина одной контактной линии прямо пропорциональна делительному диаметру червяка d_1 и углу обхвата 2δ . Если учесть, что с увеличением угла подъема витка ψ длина линии контакта растет обратно пропорционально $\cos \psi$, то при коэффициенте перекрытия ϵ_α и минимальном коэффициенте колебания суммарной длины контактных линий ξ получим

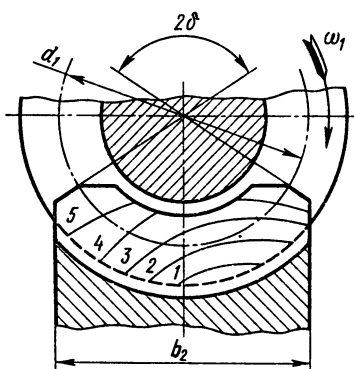


Рис. 15.11. Схема расположения контактных линий (1...5) в процессе зацепления червячной пары

$$l_\Sigma = \frac{\pi d_1}{\cos \psi} \frac{2\delta^\circ}{360^\circ} \xi \epsilon_\alpha.$$

При коэффициенте $\xi = 0,75$, угле обхвата $2\delta \approx 100^\circ$ и коэффициенте торцового перекрытия в средней плоскости сечения колеса $\epsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ длина контактных линий

$$l_\Sigma \approx 1,3d_1 / \cos \psi.$$

После подстановки получим

$$q = \frac{F_{t2}}{1,3d_1 \cos \alpha} K.$$

Здесь дополнительно введен коэффициент нагрузки $K = K_{H\beta} K_{H\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации деталей передачи, а также дополнительные динамические нагрузки;

ρ_{np} — приведенный радиус кривизны профилей витков червяка и зубьев колеса в полюсе зацепления.

В осевом сечении профиль витка червяка прямолинейный (см. рис. 15.6), поэтому приведенный радиус кривизны для червячной пары равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления (см. § 9.4):

$$\rho_{np} = \rho_2 = (d_2/2) \sin \alpha.$$

Подставив E_{np} , μ , q , ρ_{np} в формулу Герца и приняв $\alpha = 20^\circ$, получим формулу проверочного расчета червячных передач по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K \leq [\sigma]_H, \quad (15.26)$$

где σ_H — расчетное контактное напряжение для поверхностей зубьев и витков в зоне зацепления, Н/мм²; d_1 , d_2 — диаметры червяка и колеса, мм; F_{t2} — окружная сила на червячном колесе, Н.

Червячные передачи работают плавно, бесшумно, поэтому в них дополнительные динамические нагрузки невелики. Хорошая приработка зубьев колес к виткам червяков значительно уменьшает концентрацию нагрузки.

При удовлетворительной точности изготовления и постоянной нагрузке принимают: $K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с; $K = 1,1 \dots 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с, где v_2 — окружная скорость колеса.

Заменив в формуле (15.26) значения $d_1 = mq$, $d_2 = mz_2$, $m = 2a_w / (z_2 + q)$ и приняв из условия жесткости червяка $q \approx z_2/4$ и $K \approx 1$, получим формулу проектировочного

р а с ч е т а червячных передач:

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2} \quad (15.27)$$

где a_w — межосевое расстояние, мм; $[\sigma]_H$ — в Н/мм²; T_2 — в Н·мм.

Если червячная передача должна быть стандартной, то полученное расчетным путем значение a_w округляют в большую сторону до стандартного значения (см. § 15.4), которому соответствуют определенные m , q , z_1 и z_2 .

Для нестандартных червячных передач полученное значение a_w округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (см. § 22.4).

Расчет по напряжениям изгиба. Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Вследствие дугообразной формы зубьев (см. рис. 15.11) считают, что их прочность на изгиб примерно на 40 % выше, чем зубьев цилиндрических косозубых колес.

В формулу (10.10) вводят поправки и упрощения. Для червячного зацепления коэффициент $Y_\varepsilon = 1 / (\xi_{e\alpha}) = 1 / (0,75 \cdot 1,8) = 0,74$. При среднем значении делительного угла подъема линии витка $\psi \approx 10^\circ$ коэффициент $Y_\beta = 1 - \psi^\circ / 140^\circ = 1 - 10^\circ / 140^\circ = 0,93$. С учетом этих поправок получают формулу проверки прочного расчета зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_F \quad (15.28)$$

где σ_F — расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зубьев червячного колеса;

Y_{F2} — коэффициент формы зуба колеса, который выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v2} :

z_{v2}	26	28	30	32	35	37	40
Y_{F2}	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55

Продолжение

z_{v2}	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Так как зуб червячного колеса имеет угол наклона ψ , то по аналогии с косозубым колесом

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \psi \quad (15.29)$$

Витки червяка более прочны, чем зубья колеса, а потому в проверке прочности не нуждаются.

§ 15.11. К.п.д. червячных передач

Роль смазывания в червячной передаче еще важнее, чем в зубчатой, так как в зацеплении происходит скольжение витков червяка вдоль линий зубьев колеса. В случае несовершенства смазывания резко возрастают потери, возможно повреждение зубьев.

Червячная передача является зубчато-винтовой, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой передаче, так и передаче винт — гайка. В общем случае к.п.д. червячной передачи

$$\eta = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{з.з}} \eta_{\text{в.п}} \eta_{\text{р.м}},$$

где $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{з.з}}$, $\eta_{\text{в.п}}$ и $\eta_{\text{р.м}}$ — к.п.д., учитывающие потери соответственно в подшипниках, зубчатом зацеплении, винтовой паре, а также на размешивание и разбрызгивание масла.

Практически к.п.д. червячной передачи определяют по формуле (3.8), выведенной для винтовой пары, но распространяющей и на червячные передачи:

$$\eta = \text{tg } \psi / \text{tg } (\psi + \varphi'). \quad (15.30)$$

Приведенные в табл. 15.3 значения угла трения φ' в зависимости от скорости скольжения v_s получены экспериментально для червячных передач на опорах с подшипниками качества, т. е. в этих значениях φ' учтены потери мощности в подшипниках качения, в зубчатом зацеплении и на размешивание и разбрызгивание масла. Величина φ' значительно снижается при увеличении v_s , так как при этом в зоне зацепления создаются благоприятные условия для образования масляного клина.

Из формулы (15.30) следует, что с увеличением угла подъема линии витка ψ растет к.п.д. передачи. Учитывая, что $\text{tg } \psi = z_1/q$, заключаем, что увеличение z_1 и уменьшение q в допустимых пределах обеспечивают повышение к.п.д. червячной передачи.

Т а б л и ц а 15.3. Зависимость угла трения φ' от скорости скольжения v_s

v_s , м/с	φ'	v_s , м/с	φ'	v_s , м/с	φ'
0,1	4°30'...5°10'	1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'
0,5	3°10'...3°40'	2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'

П р и м е ч а н и е. Меньшее значение φ' относится к передачам с венцом колеса из оловянной бронзы, большее значение φ' — к передачам с венцом колеса из безоловянной бронзы, латуни или чугуна.

На к.п.д. передачи влияет сорт масла и шероховатость рабочих поверхностей витков червяка, которая не должна быть грубее 0,63 мкм.

Червячные передачи, как уже указывалось, имеют сравнительно низкий к.п.д., что ограничивает область их применения.

§ 15.12. Рекомендации по расчету на прочность

Расчет червячных передач на прочность ведут в последовательности, изложенной в решении примера 15.1. При этом:

в пункте 5 определяют модуль зацепления по формуле

$$m = (1,5 \dots 1,7) a_w / z_2 \quad (15.31) *$$

и округляют до стандартного значения (см. § 15.4);

в пункте 6 при определении коэффициента диаметра червяка q учитывают, что минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка

$$q_{\min} = 0,212 z_2; \quad (15.32)$$

в пункте 7 определяют коэффициент смещения инструмента x . Если $x < -1$ или $x > 1$, то надо, варьируя значениями q и z_2 , повторить расчет до получения $-1 \leq x \leq 1$. При изменении значения q соблюдается условие $q \geq q_{\min}$. Число z_2 рекомендуется изменять в пределах 1...2 зубьев, не превышая при этом допустимого отклонения передаточного числа u ;

в пункте 14 при определении расчетного контактного напряжения допускается недогрузка не более 15 % и перегрузка до 5 %.

Пример 15.1. Рассчитать червячную передачу редуктора с нижним расположением червяка. Вращающий момент на валу червячного колеса $T_2 = 730$ Н·м при угловой скорости $\omega_2 = 4,7$ м/с. Передаточное число передачи $u = 21,4$. Допускаемое отклонение u от заданного значения ± 4 %. Передача реверсивная, нагрузка близкая к постоянной. Ресурс редуктора $L_h = 15 \cdot 10^3$ ч.

* Формула (15.31) получена преобразованием формулы (15.11)

$$m = a_w / [x + 0,5(z_2 + q)]$$

Полагая из условий жесткости червяка $q \approx z_2/4$, получаем

$$m = \frac{a_w}{x + 0,5(z_2 + z_2/4)} = \frac{1}{(x/z_2 + 0,625)} \frac{a_w}{z_2}$$

При $z_2 = 26 \dots 63$ имеем: для $x = 1$ $m = (1,5 \dots 1,56) a_w / z_2$; для $x = -1$ $m = (1,7 \dots 1,64) a_w / z_2$. Окончательно $m = (1,5 \dots 1,7) a_w / z_2$.

Решение. 1. Материалы венца червячного колеса и червяка. Ожидаемая скорость скольжения в зацеплении [формула (15.20)]

$$v'_s = \frac{4,3\omega_2 u}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,3 \cdot 4,7 \cdot 21,4}{10^3} \sqrt[3]{730} \text{ м/с} = 3,9 \text{ м/с.}$$

По табл. 15.1 принимаем для венца червячного колеса сравнительно дешевую бронзу БрА9ЖЗЛ, отливка в кокиль с $\sigma_T = 195 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_B = 490 \text{ Н/мм}^2$.

По табл. 8.4 для червяка принимаем сталь 40Х с термообработкой: улучшение заготовки до твердости 269...302 НВ и закалка т.в.ч. до твердости поверхности витков 45...50 HRC_s. Витки шлифуют и полируют, так как выбранная бронза имеет пониженные противозадирные свойства.

2. Допускаемые напряжения для материала венца колеса. а) Допускаемое контактное напряжение [формула (15.24)] $[\sigma]_H = (300 - 25v'_s) \text{ Н/мм}^2 = (300 - 25 \cdot 3,9) \text{ Н/мм}^2 = 202,5 \text{ Н/мм}^2$.

б) Допускаемое напряжение изгиба (см. табл. 15.2). При числе циклов нагружения зубьев червячного колеса [формула (8.17)]

$$N = 573\omega_2 L_n = 573 \cdot 4,7 \cdot 15 \cdot 10^3 = 40,4 \cdot 10^6,$$

коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N} = \sqrt[9]{10^6/(40,4 \cdot 10^6)} = 0,87.$$

Тогда

$$[\sigma]_F = 0,16\sigma_B \quad K_{FL} = 0,16 \cdot 490 \cdot 0,87 \text{ Н/мм}^2 = 68,3 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Межосевое расстояние передачи [формула (15.27)]

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{T_2/[\sigma]_H} = 61 \sqrt[3]{730 \cdot 10^3/202,5^2} \text{ мм} = 158,7 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 160 \text{ мм}$ (см. § 15.4).

4. Число витков червяка z_1 и число зубьев колеса z_2 . При $u = 21,4$ принимаем $z_1 = 2$ (см. § 15.5), тогда $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 21,4 = 42,8$. Принимаем $z_2 = 43$.

5. Модуль зацепления [формула (15.31)]

$$m = (1,5 \dots 1,7) a_w/z_2 = (1,5 \dots 1,7) 160/43 \text{ мм} = 5,58 \dots 6,33 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $m = 6,3 \text{ мм}$ (см. § 15.4).

6. Коэффициент диаметра червяка q . Минимальное значение q [формула (15.32)]

$$q_{\min} = 0,212 z_2 = 0,212 \cdot 43 = 9,1$$

Принимаем стандартное значение $q = 10$ (см. § 15.4).

7. Коэффициент смещения, инструмента [формула (15.7)]

$$x = (a_w/m) - 0,5(q + z_2) = (160/6,3) - 0,5(10 + 43) = -1,1,$$

что превышает предельное значение $x = \pm 1$.

Чтобы получить $-1 \leq x \leq 1$, уменьшить $q = 10$ нельзя, оно близко к q_{\min} . Уменьшаем число зубьев колеса до значения $z_2 = 42$, тогда получим $x = -0,6$.

8. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2/z_1 = 42/2 = 21.$$

Отклонение u_{ϕ} от заданного значения составляет $1,8\% < 4\%$, что допустимо.

Окончательно имеем следующие параметры передачи:

$$a_w = 160 \text{ мм}; m = 6,3 \text{ мм}; z_1 = 2; z_2 = 42; q = 10; u = 21; x = -0,6.$$

9. Основные геометрические размеры червяка и венца колеса (см. § 15.4):

делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 10 \cdot 6,3 \text{ мм} = 63 \text{ мм};$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2m = (63 + 2 \cdot 6,3) \text{ мм} = 75,6 \text{ мм};$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = (63 - 2,4 \cdot 6,3) \text{ мм} = 47,88 \text{ мм};$$

длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq m(11 + 0,06z_2) = 6,3(11 + 0,06 \cdot 42) \text{ мм} = 85 \text{ мм}.$$

По технологическим причинам для шлифованного червяка полученную длину увеличиваем на $\sim 3m$ и принимаем $b_1 = 100$ мм;

делительный угол подъема линии витка

$$\operatorname{tg} \psi = z_1/q = 2/10 = 0,2; \psi = 11^\circ 18' 36'';$$

делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2 = 6,3 \cdot 42 \text{ мм} = 264,6 \text{ мм};$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 264,6 + 2 \cdot 6,3 [1 + (-0,6)] \text{ мм} = 269,64 \text{ мм};$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 269,64 + 6 \cdot 6,3/(2 + 2) \text{ мм} = 279 \text{ мм};$$

ширина зубчатого венца

$$b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 160 \text{ мм} = 57 \text{ мм}.$$

10. Фактическая скорость скольжения [формула (15.15)]

$$v_s = \frac{u_{\phi} \omega_2 d_1}{2 \cos \psi} = \frac{21 \cdot 4,7 \cdot 0,063}{2 \cos 11^\circ 18' 36''} \text{ м/с} = 3,2 \text{ м/с}.$$

11. К.п.д. передачи [формула(15.30)]. По табл. 15.3, согласно примечанию, при $v_s = 3,2$ м/с принимаем $\varphi' = 1^\circ 56'$. Тогда

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg} (\psi + \varphi') = \operatorname{tg} 11^\circ 18' 36'' / \operatorname{tg} (11^\circ 18' 36'' + 1^\circ 56') = 0,85.$$

12. Силы в червячном зацеплении [формулы (15.17)...(15.19)]:
окружная сила на колесе и осевая на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 730 \cdot 10^3 / 264,6 \text{ Н} = 5520 \text{ Н};$$

окружная сила на червяке и осевая на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2} z_1}{q\eta} = \frac{5520 \cdot 2}{10 \cdot 0,85} \text{ Н} = 1300 \text{ Н};$$

радиальная сила на червяке и колесе (при $\alpha = 20^\circ$)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 5520 \operatorname{tg} 20^\circ \text{ Н} = 2010 \text{ Н}.$$

13. Окружная скорость колеса

$$v_2 = 0,5\omega_2 d_2 = 0,5 \cdot 4,7 \cdot 0,2646 \text{ м/с} = 0,62 \text{ м/с}.$$

14. Проверка зубьев колеса по контактным напряжениям.

- а) Принимаем коэффициент нагрузки $K=1$ (см. § 15.10).
б) Расчетная скорость скольжения $v_s=3,2$ м/с отличается от предварительно принятой, поэтому уточняем $[\sigma]_H$ и получаем

$$[\sigma]_H = (300 - 25v_s) \text{ Н/мм}^2 = (300 - 25 \cdot 3,2) \text{ Н/мм}^2 = 220 \text{ Н/мм}^2.$$

- в) Расчетное контактное напряжение в зацеплении [формула (15.26)]

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K = 340 \sqrt{\frac{5520}{63 \cdot 264,6}} 1 \text{ Н/мм}^2 = \\ &= 196 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H = 220 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Недогрузка составляет 10,9 % < 15 %, что допустимо. *Контактная прочность зубьев обеспечивается.*

15. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба. а) Эквивалентное число зубьев колеса [формула (15.29)]

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \psi = 42 / \cos^3 11^\circ 18' 36'' = 45.$$

б) Принимаем коэффициент формы зуба $Y_{F2}=1,48$ (см. § 15.10).

в) Расчетное напряжение изгиба в основании зуба [формула (15.28)]

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 0,7Y_{F2} \frac{F_{t2} K}{b_2 m} = 0,7 \cdot 1,48 \frac{5520 \cdot 1}{57 \cdot 6,3} \text{ Н/мм}^2 = \\ &= 16 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_F = 69,6 \text{ Н/мм}^2, \end{aligned}$$

что допустимо (см. § 9.6). *Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.*

§ 15.13. Тепловой расчет

При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. Потерянная мощность $(1 - \eta) P_1$ на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в теплоту, которая нагревает масло, а оно

через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод теплоты недостаточен, передача перегреется. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (его вязкость падает) и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе т е п л о в о г о б а л а н с а, т. е. равенства тепловыделения Q_b и теплоотдачи Q_o .

Количество теплоты, выделяющееся в непрерывно работающей передаче в одну секунду,

$$Q_b = (1 - \eta) P_1,$$

где η — к.п.д. червячной передачи; P_1 — мощность на червяке, Вт,

$$P_1 = T_2 \omega_2 / \eta. \quad (15.33)$$

Здесь T_2 — в Н·м; ω_2 — в рад/с.

Количество теплоты, отводимое наружной поверхностью корпуса в одну секунду,

$$Q_o = K_T (t_m - t_b) A,$$

где A — площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, м². Поверхность днища корпуса не учитывается, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом; t_b — температура воздуха вне корпуса; в цеховых условиях обычно $t_b = 20$ °С; t_m — температура масла в корпусе передачи, °С; K_T — коэффициент теплопередачи, т. е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус, зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха (интенсивности вентиляции помещения).

Для чугунных корпусов, не обдуваемых вентилятором, принимают $K_T = 12 \dots 18$ Вт/(м²·°С). Большие значения используют при незначительной шероховатости и загрязненности поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем расположении червяка).

По условию теплового баланса $Q_b = Q_o$, т. е.

$$(1 - \eta) P_1 = K_T (t_m - t_b) A,$$

откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения

$$t_m = t_b + \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A} \leq [t]_m \quad (15.34)$$

Значение $[t]_м$ зависит от марки масла. Обычно принимают $[t]_м = 80...95$ °С.

Если при расчете окажется, что $t_м > [t]_м$, то необходимо: либо увеличить поверхность охлаждения A , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается только 50 % поверхности ребер, рис. 15.12), либо применить искусственное охлаждение, которое может осуществляться:

а) обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (рис. 15.12); в этом случае увеличивается K_T ;

б) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик (рис. 15.13, а);

в) применением циркуляционной системы смазки со специальным холодильником (рис. 15.13, б). В случаях б) и в) формула (15.34) неприменима.

Тепловой расчет червячных передач производится как проверочный после определения размеров корпуса при эскизном проектировании.

Пример 15.2. По данным примера 15.1 проверить тепловой режим червячного редуктора, работающего непрерывно в течение смены. Редуктор расположен в помещении с температурой $t_в = 20$ °С. Размеры корпуса указаны на рис. 15.14. Вся внутренняя поверхность корпуса омывается маслом.

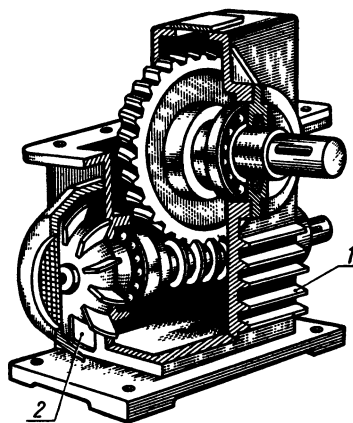


Рис. 15.12. Охлаждение ребристого корпуса редуктора обдувом воздуха от вентилятора: 1 — охлаждающие ребра; 2 — вентилятор

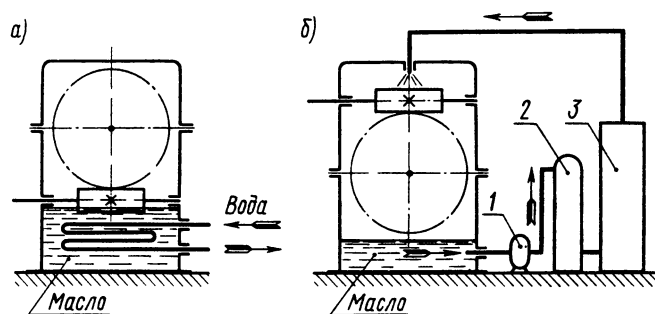


Рис. 15.13. Схемы искусственного охлаждения червячных передач:
1 — насос; 2 — фильтр; 3 — холодильник

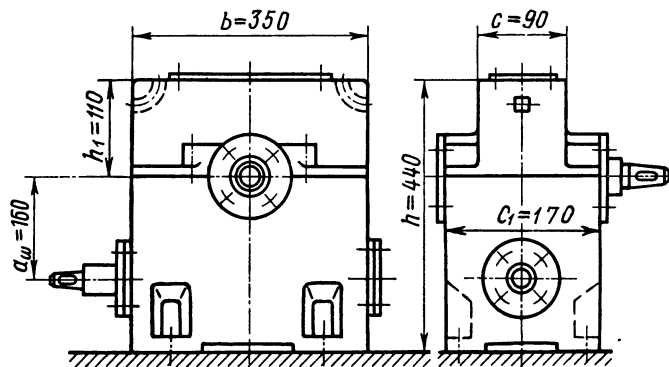


Рис. 15.14. Корпус червячного редуктора к решению примера 15.2

Решение. 1. Площадь поверхности корпуса (без учета бобышек и выступов). Согласно рис. 15.14

$$\begin{aligned}
 A &= 2hb + 2(h - h_1)c_1 + 2h_1c + bc_1 = \\
 &= [2 \cdot 440 \cdot 350 + 2(440 - 110) \cdot 170 + 2 \cdot 110 \cdot 90 + 350 \cdot 170] \text{ мм}^2 = \\
 &= 0,49 \text{ м}^2.
 \end{aligned}$$

2. Мощность на червяке [формула (15.33)]

$$P_1 = T_2 \omega_2 / \eta = 730 \cdot 4,7 / 0,85 \text{ Вт} = 4 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

3. Температура масла в редукторе [формула (15.34)] при $K_T = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$$\begin{aligned}
 t_m &= t_B + \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A} = \left(20 + \frac{(1 - 0,85) 4 \cdot 10^3}{17 \cdot 0,49} \right) ^\circ\text{C} = \\
 &= 82 ^\circ\text{C} < [t]_m = 95 ^\circ\text{C},
 \end{aligned}$$

что допустимо.

§ 15.14. Конструктивные элементы червячной передачи

В большинстве случаев червяк изготавливают как одно целое с валом (см. рис. 15.6). При конструировании червяка необходимо предусмотреть свободный выход инструмента при нарезании и шлифовании витков.

Для экономии бронзы зубчатый венец червячного колеса изготавливают отдельно от чугунного или стального диска.

В машиностроении применяют следующие конструкции венцов червячных колес:

1. С напрессованным венцом (бандажированная конструкция; см. рис. 2.1) — бронзовый венец насажен на стальной диск с натягом. Эта конструкция применяется при небольшом диаметре колес в мелкосерийном производстве.

2. С привернутым венцом (свертная, или болтовая, конструкция; рис. 15.15) — бронзовый венец с фланцем крепят болтами к диску. Фланец выполняют симметрично относительно венца для уменьшения температурных деформаций зубьев. Осевое положение зубчатого венца регулируют набором металлических прокладок 1. Такую конструкцию применяют при значительных диаметрах колес ($d_{ам2} \geq 400$ мм).

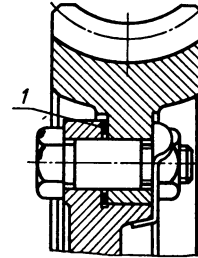


Рис. 15.15. Конструкция венца червячного колеса:
1 — набор металлических прокладок

3. С венцом, отлитым на стальном центре (см. рис. 15.8), — стальной центр вставляют в форму, в которую заливают бронзу для получения венца. Эту конструкцию применяют в серийном и массовом производстве.

Во всех рассмотренных конструкциях *чистовое обтачивание заготовки колеса и нарезание зубьев производят после закрепления венца на диске.*

Размеры элементов диска определяют по соотношениям, рекомендуемым для цилиндрических зубчатых колес (см. § 11.10).

Контрольные вопросы

1. Почему червячные передачи не рекомендуется применять при больших мощностях?
2. Назовите достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми.
3. Как выполняют корректирование червячных передач?
4. Из каких соображений выбирают число витков червяка?
5. Каково минимальное число зубьев червячного колеса?
6. Почему в червячной передаче возникает скольжение, как оно направлено и как влияет на работу передачи?
7. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо, как они направлены и как вычисляются их значения?
8. Из каких материалов изготавливают червяки и венцы червячных колес? Назовите факторы, влияющие на выбор материала.
9. Каковы основные виды разрушения зубьев червячных колес?
10. По какой формуле производят проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб?
11. Что учитывает в расчетных формулах коэффициент нагрузки K , от чего он зависит и каковы его значения?
12. Как вычисляют к.п.д. червячной передачи? Назовите основные факторы, влияющие на к.п.д.

13. Почему для червячных передач опасен перегрев?
 14. В чем сущность теплового расчета червячных передач? Назовите способы охлаждения червячных передач

ГЛАВА 16 РЕДУКТОРЫ

§ 16.1. Общие сведения

Редуктором называется механизм, *понижающий угловую скорость и увеличивающий вращающий момент* в приводах от электродвигателя к рабочей машине (см. рис 6.2).

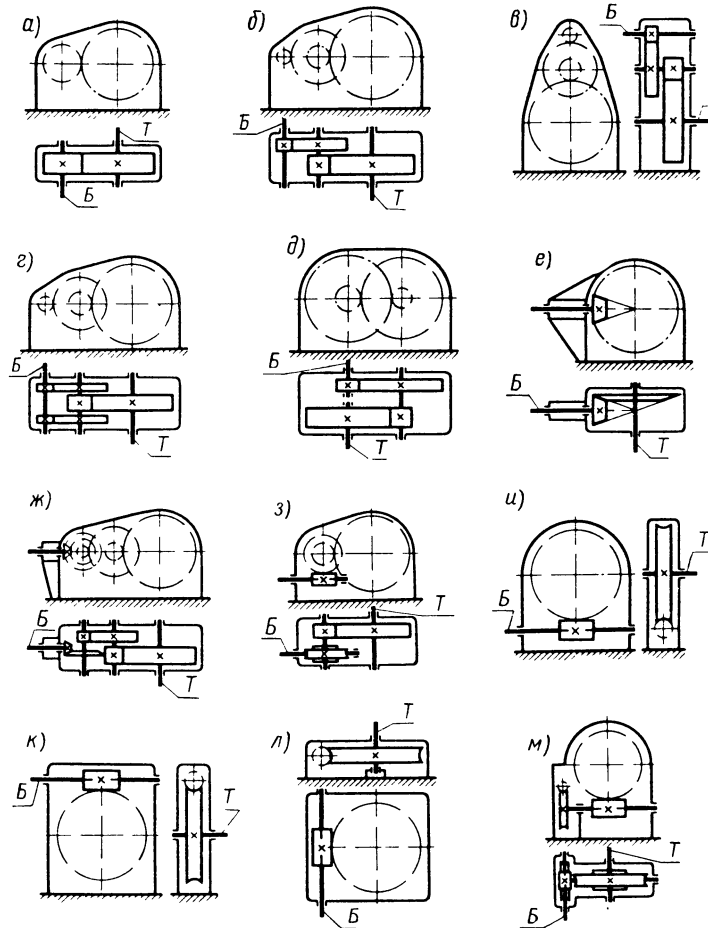


Рис 16.1 Кинематические схемы редукторов
 Б — быстроходный вал, Т — тихоходный вал

Редуктор состоит из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном герметичном корпусе, что принципиально отличает его от зубчатой или червячной передачи, встраиваемой в исполнительный механизм или машину.

Редукторы широко применяются в различных отраслях машиностроения, поэтому число разновидностей их велико (рис. 16.1, а — м).

Чтобы уменьшить габариты привода и улучшить его внешний вид, в машиностроении широко применяют **мотор-редукторы**, представляющие агрегат, в котором объединены электродвигатель и редуктор (рис. 16.2).

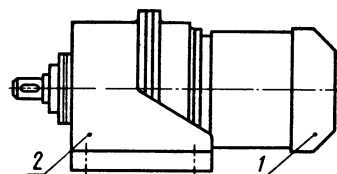


Рис. 16.2. Мотор-редуктор:
1 — электродвигатель; 2 — редуктор

§ 16.2. Классификация редукторов

Редукторы классифицируются по типам, типоразмерам и исполнениям.

Тип редуктора определяется *составом передач, порядком их размещения* в направлении от быстроходного вала к тихоходному и *положением осей валов в пространстве*.

Для обозначения передач используются прописные буквы русского алфавита: Ц — цилиндрическая, К — коническая, Ч — червячная, Г — глобондная, П — планетарная, В — волновая.

Если одинаковых передач две или более, то после буквы ставится соответствующая цифра. Широкий редуктор обозначается буквой Ш, узкий — У, соосный — С. В мотор-редукторах к обозначению впереди добавляется буква М.

Наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости, и поэтому специального обозначения не имеют (у червячных редукторов валы скрещиваются, оставаясь горизонтальными).

Так, например, на рис. 16.1, ж показана схема редуктора типа КЦ2 — коническо-цилиндрического трехступенчатого редуктора с одной конической и двумя цилиндрическими передачами, все валы которого расположены в горизонтальной плоскости (мотор-редуктор на базе этого примера обозначается МКЦ2).

Если все валы редуктора расположены в одной вертикальной плоскости, то к обозначению типа добавляется индекс В. Если ось тихоходного вала вертикальна, то добавляется индекс Т, если ось быстроходного вала вертикальна, — индекс Б.

Например, на рис 16.1, в приведена схема редуктора типа Ц2в — цилиндрического двухступенчатого редуктора, все валы которого расположены в вертикальной плоскости, а на рис. 16.1, л показана схема редуктора типа Чт — червячного одноступенчатого с вертикальной осью тихоходного вала.

Типоразмер редуктора определяется *типом и главным параметром тихоходной ступени*.

Для цилиндрической, червячной и глобоидной передач главным параметром является межосевое расстояние a_w , конической — внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , планетарной — радиус водила R_w , волновой — внутренний диаметр гибкого колеса d в недеформированном состоянии.

Исполнение редуктора определяется *передаточным числом, вариантом сборки и формой концевых участков валов*.

Так, например, типоразмер приведенного выше мотор-редуктора с межосевым расстоянием тихоходной ступени $a_w = 180$ мм и передаточным числом $u = 56$ будет обозначаться МКЦ2-180—56.

Основная энергетическая характеристика редуктора — номинальный *вращающий момент* T на его тихоходном валу при постоянной нагрузке.

§ 16.3. Зубчатые редукторы

Цилиндрические редукторы благодаря *широкому диапазону передаваемых мощностей, долговечности, простоте изготовления и обслуживания* получили широкое распространение в машиностроении.

Одноступенчатые редукторы типа Ц (см. рис. 16.1, а и 16.3) используют при передаточном числе $u \leq 8$. *Зацепление* в большинстве случаев *косозубое*.

Двухступенчатые редукторы выполняют по развернутой (см. рис. 16.1, б, в), раздвоенной (см. рис. 16.1, г) и соосной (см. рис. 16.1, д) схемам.

Наиболее распространены цилиндрические двухступенчатые горизонтальные редукторы типа Ц2 (см. рис. 16.1, б), выполненные *по развернутой схеме*. Они технологичны, имеют малую ширину. Недостатком этих редукторов является повышенная неравномерность нагрузки по длине зуба из-за несимметричного расположения колес относительно опор.

Для улучшения условий работы зубчатых колес применяют редукторы *с раздвоенной быстроходной ступенью* типа Ц2Ш (см. рис. 16.1, г), которые легче, но шире.

Соосные редукторы типа Ц2С (см. рис. 16.1, д) применяют *для уменьшения длины корпуса*. Они проще по конструкции и менее трудоемки в изготовлении.

Цилиндрические трехступенчатые редукторы выполняют по развернутой или раздвоенной схеме при передаточном числе $u \leq 250$.

Конические редукторы типа К (см. рис. 16.1, е) выполняют с *круговыми зубьями* при передаточном числе $u \leq 5$.

Коническо-цилиндрические редукторы (см. рис. 16.1, ж) независимо от числа ступеней выполняют с *быстроходной конической ступенью*.

Планетарные редукторы позволяют получить большое передаточное число при малых габаритах. По конструкции они сложнее редукторов, описанных ранее. В редукторостроении наиболее распространен простой планетарный зубчатый редуктор типа П, схема и конструкция которого изображены на рис. 12.1 и 12.3. Последовательным соединением нескольких простых планетарных рядов можно получить редуктор с требуемым передаточным числом. Особенно эффективно применение планетарных мотор-редукторов.

Волновые редукторы являются разновидностью планетарных. В редукторостроении наиболее распространены двухволновые передачи с неподвижным жестким корпусом. Они широко применяются в робототехнике. На рис. 13.1 и 13.4. показаны схема и конструкция волнового зубчатого редуктора типа В.

§ 16.4. Червячные редукторы

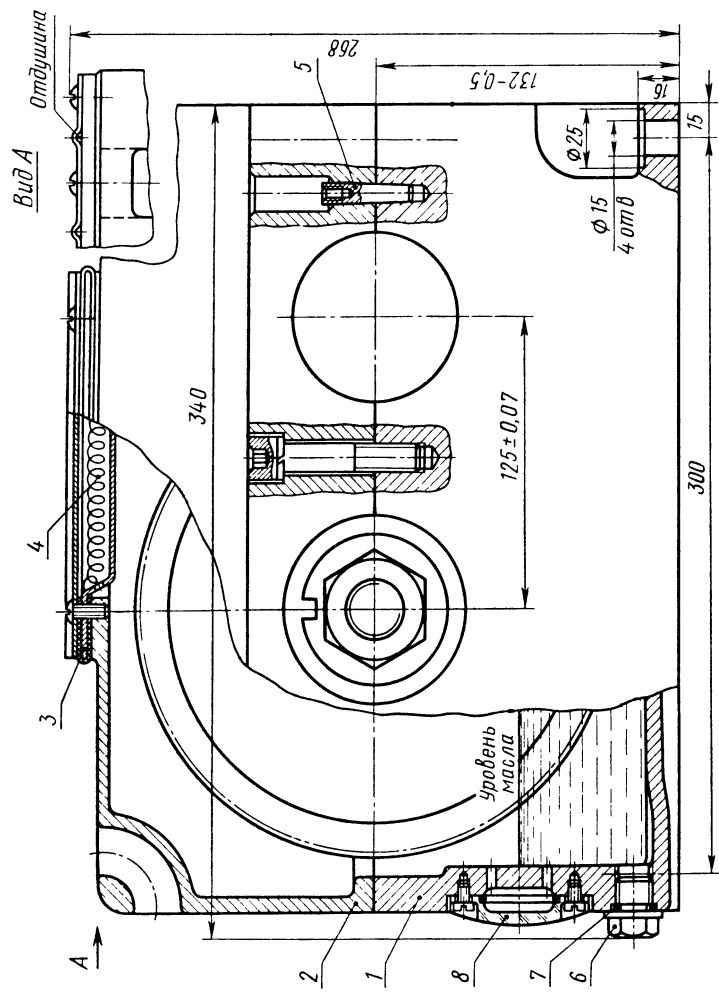
Основное распространение имеют одноступенчатые редукторы типа Ч (см. рис. 16.1, и — л) с передаточным числом $u = 8 \dots 80$.

Для приводов тихоходных машин применяют червячно-цилиндрические типа ЧЦ (см. рис. 16.1, з) или двухступенчатые типа Ч2 (см. рис. 16.1, м) редукторы, в которых передаточное число достигает $u \leq 4000$.

Основными параметрами всех редукторов (см. § 16.2) являются: *передаточное число, коэффициенты ширины колес, модули зацепления, углы наклона зубьев, коэффициенты диаметров червяков*.

Тип редуктора, параметры и конструкцию определяют в зависимости от его места в силовой цепи привода машины, передаваемой мощности и угловой скорости, назначения машины и условий эксплуатации. Необходимо стремиться использовать стандартные редукторы, которые изготавливаются на специализированных заводах и потому дешевле.

Цилиндрические редукторы нужно предпочитать другим виду более высоких значений к.п.д. При больших передаточных числах используют червячные или глобоидные редукторы. При ограниченности места предпочтение отдают мотор-редукторам.



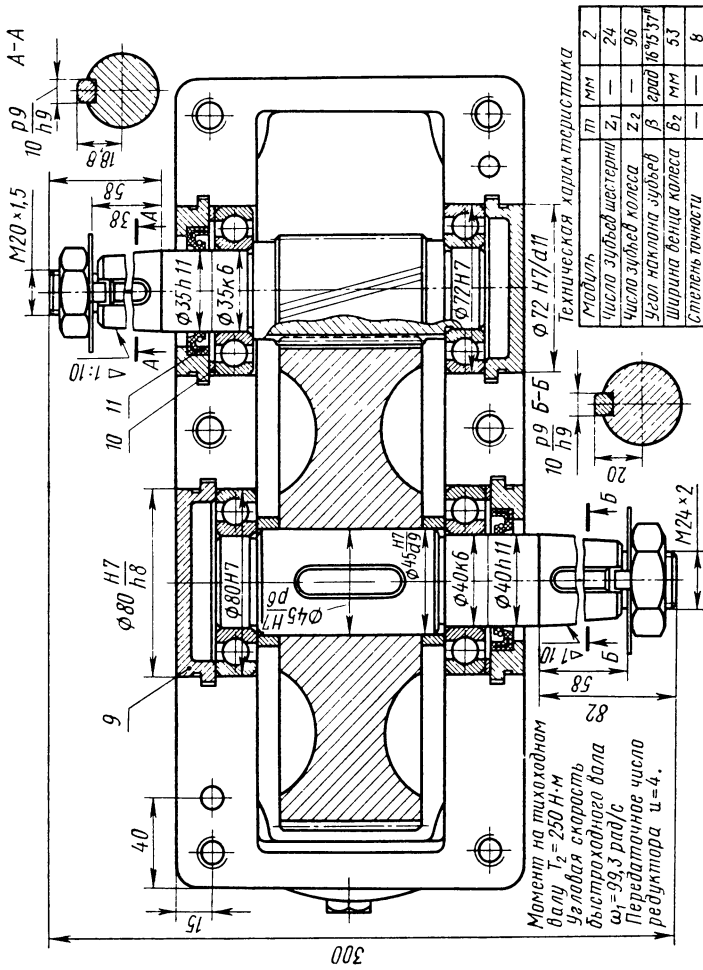


Рис. 16.3. Редуктор цилиндрический одноступенчатый (Ц-125-4):

- 1 — корпус, 2 — крышка корпуса, 3 — крышка смотрового люка с отдушиной, окантованная с двух сторон привулканизированной резиной, 4 — фильтр из тонкой проволоки, 5 — установочный штифт конический, 6 — пробка масла, 7 — уплотняющая прокладка (кольцо) из маслостойкой резины, 8 — маслоуказатель, 9 — крышка закладная, 10 — компенсаторное кольцо, 11 — манжетное уплотнение

Корпуса (картеры) редукторов должны быть прочными и жесткими. Их отливают из серого чугуна. Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют разъемными (см. рис. 16.3).

Опорами валов редукторов, как правило, являются подшипники качения.

Смазывание зубчатых или червячных передач редукторов в большинстве случаев осуществляется погружением, а подшипников — разбрызгиванием или пластичным смазочным материалом. В корпус редуктора заливают масло из расчета 0,4...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности, при этом колесо или червяк должны погружаться в масло на глубину не менее высоты зуба или витка.

При окружной скорости колеса свыше 3 м/с происходит интенсивное разбрызгивание масла в корпусе и образование масляного тумана, обеспечивающего смазывание всех других зацеплений и подшипников качения.

Во избежание больших гидравлических потерь окружная скорость погружаемой детали не должна превышать 15 м/с.

Сорта масел назначают в зависимости от режима работы передач и твердости рабочих поверхностей зубьев.

В результате эксплуатации смазочные масла постепенно теряют свои свойства. Периодичность смены масла устанавливают опытным путем в зависимости от условий работы.

Контрольные вопросы

1. Что называется редуктором и каково его назначение в приводе машины?
2. Что такое мотор-редуктор и когда его применяют?
3. Почему цилиндрические зубчатые редукторы получили широкое применение в машиностроении?
4. По каким схемам выполняют цилиндрические двухступенчатые редукторы? Дайте характеристику каждой схеме.
5. Что является основными параметрами редуктора?
6. Прочитайте условное обозначение типоразмера редукторов: Ц2В-125—12,5; Ц2Ш-160—10; Ц2С-200—16; КБ-160—2,8.

ГЛАВА 17. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

§ 17.1. Общие сведения

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем (рис. 17.1). Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего.

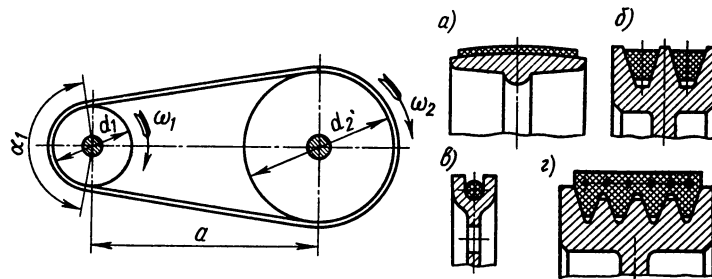


Рис. 17.1. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: плоскоременные (рис. 17.1, а), клиноременные (рис. 17.1, б), круглоременные (рис. 17.1, в), полуклиноременные (рис. 17.1, г). В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиновые и поликлиновые ремни. Передача с круглым ремнем имеет ограниченное применение (швейные машины, настольные станки, приборы).

Разновидностью ременной передачи является зубчатая ременная (см. ниже), передающая нагрузку путем зацепления ремня со шкивами.

Рассмотрим достоинства, недостатки и применение ременных передач.

Достоинства. 1. Простота конструкции и малая стоимость. 2. Возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15 м). 3. Плавность и бесшумность работы. 4. Смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Недостатки. 1. Большие габаритные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей. 2. Малая долговечность ремня в быстроходных передачах. 3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня. 4. Непостоянное передаточное число из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня. 5. Неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня.

Применение. Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние a должно быть достаточно большим, а передаточное число u не строго постоянным (в приводах станков, транспортеров, дорожных и строительных машин и т. п.).

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт и в редких случаях достигает 1500 кВт. Скорость ремня

$v = 5 \dots 50$ м/с, а в сверхскоростных передачах может достигать до ~ 100 м/с.

Ограничение мощности и нижнего предела скорости вызвано большими габаритами передачи.

В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода (см. рис. 6.2).

§ 17.2. Основные геометрические соотношения ременных передач

1. Межосевое расстояние a ременной передачи (рис. 17.2) определяется в основном конструкцией привода машины. Рекомендуется:

для плоскоремennых передач

$$a \geq 1,5 (d_2 + d_1); \quad (17.1)$$

для клиноремennых и поликлиноремennых передач

$$a \geq 0,55 (d_2 + d_1) + h, \quad (17.2)$$

где d_1 и d_2 — диаметры шкивов; h — высота сечения ремня.

2. Расчетная длина ремня l равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов

$$l = 2a + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (17.3)$$

При наличии сшивки длину ремня увеличивают на $\Delta l = 100 \dots 400$ мм.

3. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня

$$a = \frac{2l - \pi (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi (d_2 + d_1)]^2 - 8 (d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (17.4)$$

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma.$$

Из треугольника O_1BO_2

$$\sin \gamma = BO_2 / O_1O_2 = (d_2 - d_1) / (2a).$$

Практически γ не превышает $\pi/6$, поэтому приближенно принимают $\sin \gamma \approx \gamma$ рад, тогда

$$\gamma = (d_2 - d_1) / (2a) \text{ рад, или } \gamma^\circ = 180^\circ (d_2 - d_1) / (\pi \cdot 2a).$$

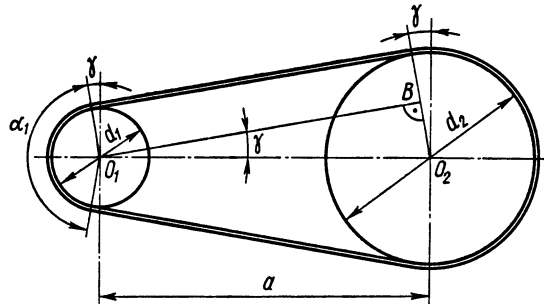


Рис. 17.2. Геометрические параметры ременной передачи

Следовательно,

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (17.5)$$

Для плоскоремной передачи рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, а для клиноремной и поликлиноремной $[\alpha_1] > 120^\circ$.

§ 17.3. Силы в передаче

Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив создают предварительное натяжение F_0 . Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой F_0 (рис. 17.3, а).

При приложении рабочей нагрузки T_1 происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви

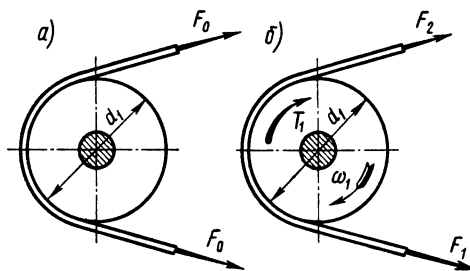


Рис. 17.3. Силы в ветвях ремня

уменьшается до F_2 (рис. 17.3, б). Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения

$$-T_1 + F_1 d_1/2 - F_2 d_1/2 = 0,$$

или

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (17.6)$$

где $F_t = 2T_1/d_1$ — о к р у ж н а я с и л а на шкиве.

Общая геометрическая длина ремня во время работы передачи остается неизменной, так как дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Следовательно, насколько возрастает натяжение ведущей ветви ремня, настолько же оно снижается с ведомой, т. е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \text{ и } F_2 = F_0 - \Delta F,$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (17.7)$$

Решая совместно уравнения (17.6) и (17.7), получаем

$$\boxed{F_1 = F_0 + F_t/2; F_2 = F_0 - F_t/2.} \quad (17.8)$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает ц е н т р о б е ж н а я с и л а

$$\boxed{F_v = \rho A v^2,} \quad (17.9)$$

где A — площадь сечения ремня; ρ — плотность материала ремня.

Сила F_v , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает полезное действие предварительного натяжения F_0 , понижая нагрузочную способность передачи.

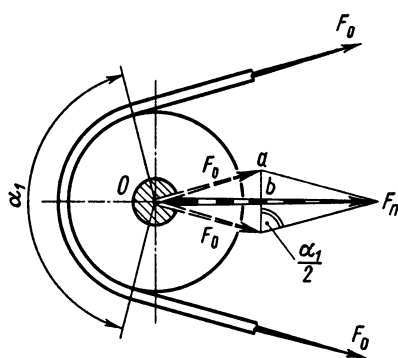


Рис. 17.4. К определению нагрузки на валы ременной передачи

Таким образом, н а т я ж е н и е в в е д у щ е й и в е д о м о й ветвях ремня при работе будет $F_1 + F_v$, $F_2 + F_v$ и для холостого хода $F_0 + F_v$.

Нагрузка на валы и подшипники. Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из треугольника Oab (рис. 17.4) равнодействующая сила

$$\boxed{F_n = 2F_0 \sin (\alpha_1/2).} \quad (17.10)$$

Направление силы F_n принимают по линии центров передачи. Обычно F_n в 2...3 раза больше окружной силы F_t , что является крупным недостатком ременных передач.

§ 17.4. Скольжение ремня. Передаточное число

Скольжение ремня. В ременной передаче возникают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое — неизбежное при нормальной работе передачи и буксование — при перегрузке.

В процессе обегания ремнем ведущего шкива натяжение его падает от F_1 до F_2 (рис. 17.5). Ремень укорачивается и отстает от шкива — возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное скольжение, но здесь натяжение ремня возрастает от F_2 до F_1 , он удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение ремня происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее — дуге скольжения α_c , которая всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Длина дуги скольжения определяется условием равновесия окружной силы $F_t = F_1 - F_2$ и сил трения на этой дуге.

Со стороны набегающего ремня на шкив имеется дуга покоя α_n , на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной натяжению набегающей ветви, и ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг α_c и α_n равна дуге обхвата α .

Скорости прямолинейных ветвей v_1 и v_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости $v_1 - v_2$ определяется скольжением на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге α_{c1} , рис. 17.5).

Таким образом, упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности натяжений

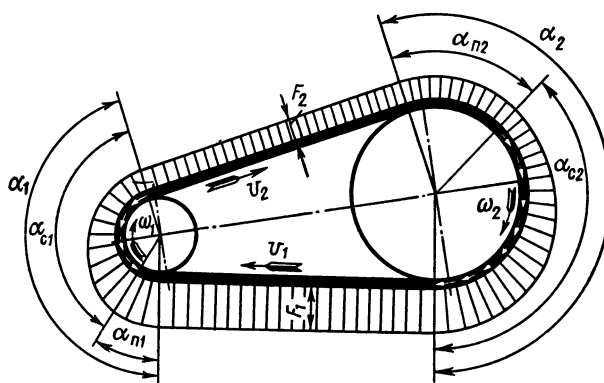


Рис. 17.5. Скольжение в ременной передаче

ведущей и ведомой ветвей. Упругое скольжение приводит к снижению скорости, следовательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста силы F_t уменьшается дуга покоя $\alpha_{п1}$, следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения $\alpha_{с1}$ достигает дуги обхвата α_1 и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. буксует. При буксовании ведомый шкив останавливается, к.п.д. передачи падает до нуля.

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ξ , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\xi = (v_1 - v_2)/v_1, \quad (17.11)$$

где v_1 и v_2 — окружные скорости ведущего и ведомого шкивов. При нормальном режиме работы обычно $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного числа ременных передач.

Передаточное число. Окружные скорости шкивов передачи

$$v_1 = \omega_1 d_1/2 \text{ и } v_2 = \omega_2 d_2/2,$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого шкивов; d_1 и d_2 — диаметры этих шкивов.

Вследствие упругого скольжения $v_1 > v_2$. Разделив v_1 на v_2 с учетом формулы (17.11), получим передаточное число ременной передачи:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)}. \quad (17.12)$$

Для плоскоремennых передач рекомендуется $u \leq 5$, для клиноремennых $u \leq 7$, для поликлиноремennых $u \leq 8$.

§ 17.5. Напряжения в ремне

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно (рис. 17.6). Различают следующие виды напряжения в ремне:

1. Предварительное напряжение σ_0 . В состоянии покоя или при холостом ходе каждая ветвь ремня натянута с силой F_0 , следовательно,

$$\sigma_0 = F_0/A, \quad (17.13)$$

где A — площадь поперечного сечения ремня.

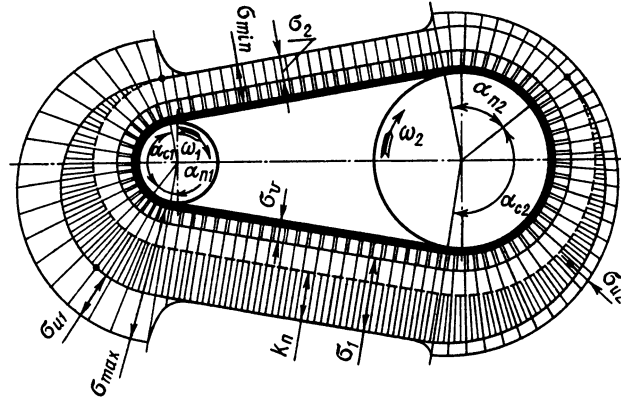


Рис. 17.6. Эпюра напряжений в ремне при работе передачи

2. Удельная окружная сила (полезное напряжение) k_n . Отношение окружной силы в передаче (полезной нагрузки) F_t к площади поперечного сечения A называют удельной окружной силой k_n или полезным напряжением:

$$k_n = F_t / A.$$

Удельная окружная сила k_n является разностью напряжений в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвях ремня при рабочем ходе на малой скорости (без учета влияния центробежных сил), т. е.

$$\sigma_1 - \sigma_2 = k_n,$$

так как

$$\sigma_1 = F_1 / A = F_0 / A + F_t / (2A) = \sigma_0 + k_n / 2;$$

$$\sigma_2 = F_2 / A = F_0 / A - F_t / (2A) = \sigma_0 - k_n / 2.$$

Значением k_n оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба σ_n . Возникает в ремне при огибании шкивов. По закону Гука $\sigma_n = \epsilon E$, где $\epsilon = y_{\max} / r$ — относительное удлинение волокон на выпуклой стороне ремня при изгибе. Согласно рис. 17.7 $y_{\max} = 0,5\delta$ и $r = 0,5(d + \delta)$, следовательно,

$$\sigma_n = \delta E / (d + \delta).$$

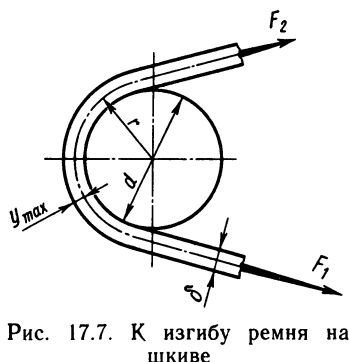


Рис. 17.7. К изгибу ремня на шкиве

Пренебрегая значением δ по сравнению с d , получаем

$$\sigma_{\text{н}} = \delta E / d, \quad (17.14)$$

где δ — толщина ремня; E — модуль продольной упругости материала ремня.

Из формулы (17.14) следует, что наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на малом шкиве d_1 (см. рис. 17.6). Обычно по соображениям компактности стремятся принимать небольшие значения d_1 , поэтому

у $\sigma_{\text{н1}}$ может в несколько раз превышать все другие напряжения в ремне.

На практике значение $\sigma_{\text{н1}}$ ограничивается минимально допустимым значением d_1 . Напряжение изгиба не влияет на тяговую способность передачи. Изменяясь по отнулевому циклу, оно является главной причиной усталостного разрушения ремня.

4. Напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = F_v / A. \quad (17.15)$$

Наибольшее напряжение (см. рис. 17.6)

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_v + \sigma_1 + \sigma_{\text{н1}}. \quad (17.16)$$

Максимальное напряжение возникает в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив (это же напряжение сохраняется на всей дуге покоя).

§ 17.6. Тяговая способность ременных передач

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность, которая зависит от значения сил трения между ремнем и шкивом, и долговечность ремня, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Основным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности. Расчет на долговечность производится как проверочный.

Тяговая способность ременной передачи обуславливается сцеплением ремня со шкивами. Исследуя тяговую способность, строят графики — кривые скольжения и к. п. д. (рис. 17.8); на их базе разработан современный метод расчета ременных передач.

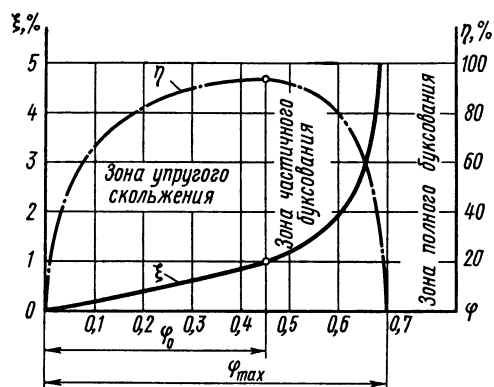


Рис. 17.8. Кривые скольжения и к. п. д.

В результате исследования кривых скольжения, построенных по опытным данным, устанавливают связь между полезной нагрузкой — окружной силой, или тягой, F_t и предварительным натяжением ремня F_0 в зависимости от коэффициента скольжения ξ . По оси абсцисс графика откладывают нагрузку, выраженную через коэффициент тяги:

$$\varphi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / (2F_0) = k_n / (2\sigma_0); \quad (17.17)$$

по оси ординат — коэффициент скольжения ξ и к. п. д. передачи η . При испытании постепенно повышают полезную нагрузку F_t при постоянном натяжении $F_1 + F_2 = 2F_0$, измеряя при этом скольжение и к. п. д. передачи.

При возрастании коэффициента тяги от нуля до критического значения φ_0 наблюдается только упругое скольжение. В этой зоне упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, поэтому кривая скольжения близка к прямой. При значении φ_0 окружная сила F_t достигает значения максимальной силы трения, дуга покоя $\alpha_{п1}$ исчезает, а дуга скольжения $\alpha_{с1}$ распространяется на весь угол обхвата (см. рис. 17.5).

При увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{max} работа передачи становится неустойчивой. К упругому скольжению прибавляется частичное буксование, которое по мере увеличения φ растет, ремень быстро изнашивается, к. п. д. передачи резко падает. При φ_{max} наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается, к. п. д. падает до нуля.

Согласно кривой скольжения коэффициент тяги φ следует принимать близким φ_0 , которому соответствует η_{max} . Работа при

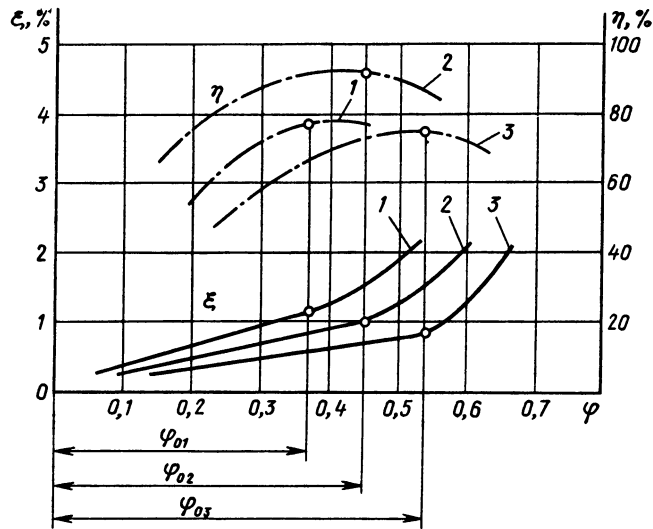


Рис. 17.9. Семейство кривых скольжения

$\varphi > \varphi_0$ допускается только при кратковременных перегрузках, например в период пуска. Значения φ_0 устанавливают экспериментально для каждого типа ремня.

Для примера рассмотрим на графике семейство кривых 1, 2 и 3, полученных для одного и того же ремня при предварительном натяжении $F_{01} < F_{02} < F_{03}$ (рис. 17.9). Из представленного семейства предпочтительнее других кривые 2, которые обеспечивают наибольший к. п. д. Как в случае недостаточного предварительного натяжения F_{01} (кривые 1), так и в случае избыточного натяжения F_{03} (кривые 3) к. п. д. передачи снижается в первом случае из-за увеличения потерь на трение ремня о шкивы вследствие повышенного скольжения, а во втором — из-за потерь на трение в подшипниках, испытывающих большую нагрузку при увеличенном предварительном натяжении.

Таким образом, кривая скольжения отражает явления, происходящие в ременной передаче, и совместно с кривой к. п. д. характеризует ее работу в данных условиях. Критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги φ_0 , значение которого определяет допускаемую окружную силу $[F_t]$. Из формулы (17.17):

$$[F_t] = 2\varphi_0 F_0. \quad (17.18)$$

Для плоских ремней $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,5$; для клиновых $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,8$.

§ 17.7. Долговечность ремня

Долговечность ремня определяется в основном его сопротивлением усталости, которое зависит не только от значений напряжений, но также и от частоты циклов напряжений, т. е. от числа изгибов ремня в единицу времени. Под влиянием циклического деформирования и сопровождающего его внутреннего трения в ремне возникают *усталостные разрушения* — трещины, надрывы. Ремень расслаивается, ткани перетираются. На сопротивление усталости ремня оказывает влияние и высокая температура, которая повышается от внутреннего трения в ремне и скольжения по шкивам. Для уменьшения напряжения изгиба [см. формулу (17.14)] *рекомендуется выбирать возможно больший диаметр малого шкива d_1* , что благоприятно влияет на долговечность, а также и на тяговую способность передачи.

Полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня, при котором четыре раза меняются напряжения (см. рис. 17.6). Число проходов ремня за весь срок работы передачи пропорционально частоте проходов:

$$U = v/l \leq [U], \quad (17.19)$$

где v — скорость ремня, м/с; l — длина ремня, м; $[U]$ — допускаемая частота проходов, с^{-1} .

Частота проходов является скоростным фактором, влияющим на долговечность: чем больше U , тем выше частота циклов, тем меньше срок службы ремня.

В основе создаваемых в настоящее время методов расчета ремней на долговечность лежит уравнение наклонного участка кривой усталости (см. рис. 0.4), по которому наибольшее напряжение в ремне

$$\sigma_{\max} = C/N^{1/m},$$

где C и m — постоянные, определяемые экспериментально для каждой конструкции ремня; N — число циклов нагружения за полный срок службы.

Отсутствие достаточных экспериментальных данных пока не позволяет рассчитывать ремни на долговечность, поэтому ограничиваются проверкой частоты циклов деформации ремня, которая оценивается частотой проходов U , а также выбором d_1 в рекомендуемых пределах (см. ниже табл. 19.3...19.5). Минимальное значение d_1 принимают в случае особой необходимости. *Рекомендуется d_1 назначать на один-два номера больше для повышения долговечности ремня.*

Практика рекомендует: для плоскоремной передачи $[U] \leq 15 \text{ с}^{-1}$, для клиноремной и поликлиноремной $[U] \leq 30 \text{ с}^{-1}$.

Ремень, рассчитанный по тяговой способности, обладает нормальной долговечностью, которая в среднескоростных передачах равна 1000...5000 ч.

§ 17.8. Натяжение ремней. К. п. д. ременных передач

Натяжение ремней. Предварительное натяжение ремня F_0 является необходимым условием работы ременной передачи. Чем выше F_0 , тем больше тяговая способность и к. п. д. передачи, но меньше долговечность ремня.

Для создания натяжения ремня конструкция должна допускать изменение межшестерного расстояния в сторону уменьшения на $0,03 a$ и в сторону увеличения на $0,06 a$, где a — номинальное значение межшестерного расстояния.

Натяжение ремня в передачах осуществляется:

1. Устройствами периодического действия, где натяжение регулируется винтами (рис. 17.10, а) и др.

2. Устройствами постоянного действия, где натяжение создается грузом, силой тяжести узла или пружиной. К ним относятся натяжные ролики, качающиеся плиты (рис. 17.10, б) и др.

3. Устройствами, автоматически обеспечивающими регулирование натяжения в зависимости от нагрузки с использованием активных и реактивных сил и моментов, действующих в передаче. Одно из таких устройств показано на рис. 17.11. Шкив 1 здесь установлен на качающемся рычаге, который является одновременно осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня ($2F_0$) равно окружной силе на шестерне электродвигателя, а следовательно, пропорционально передаваемому моменту. Эти устройства сравнительно дороги и не получили широкого распространения.

К. п. д. ременных передач зависит от потерь на скольжение ремня по шкивам, на внутреннее трение в ремне при изгибе, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов, на трение

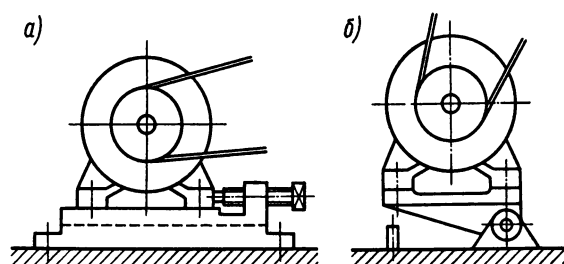


Рис. 17.10. Схемы натяжных устройств

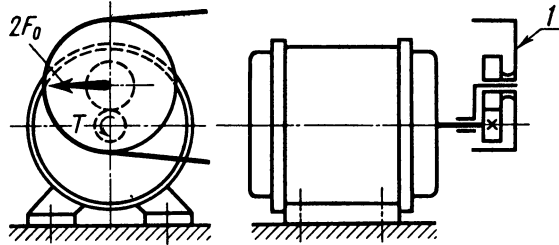


Рис. 17.11. Схема передачи с автоматическим регулированием натяжения ремня

в подшипниках. К. п. д. также зависит от степени загруженности передачи. При нормальных условиях работы принимают (см. рис. 17.8 и 17.9):

для плоскоременной передачи $\eta = 0,94 \dots 0,96$;

для клиноременной и поликлиноременной передачи $\eta = 0,88 \dots 0,96$.

Контрольные вопросы

1. Какие виды ременных передач различают по форме поперечного сечения ремня?
2. Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?
3. Почему в приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью?
4. Как определить силы натяжения в ветвях ремня при работе передачи? Изобразите эпюру сил по длине ремня при работе передачи.
5. В чем сущность упругого скольжения ремня на шкивах? Почему оно возникает и можно ли его устранить?
6. В чем разница между упругим скольжением и буксованием ремня?
7. Как определить передаточное число ременной передачи с учетом упругого скольжения ремня?
8. Для чего в ременной передаче создают предварительное натяжение ремня?
9. Как определить напряжения в ветвях ремня при работе передачи? Изобразите эпюру напряжений по длине ремня при работе передачи.
10. Что такое тяговая способность ременной передачи? Какие факторы влияют на нее?
11. В чем сущность усталостного разрушения ремней?
12. Как осуществляется предварительное натяжение ремня в передачах?

ГЛАВА 18. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 18.1. Общие сведения. Типы плоских ремней

Общие сведения. Плоскоременная передача имеет простую конструкцию шкивов и вследствие большой гибкости ремня обладает повышенной долговечностью. Эта передача рекомендуется при больших межосевых расстояниях (до 15 м) и высоких скоростях (до 100 м/с).

Возможны различные схемы передач плоским ремнем. На практике чаще всего применяют открытую передачу (см. рис. 17.1), в которой оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении. В сравнении с другими эта передача обладает повышенными работоспособностью и долговечностью.

Типы плоских ремней. *Материал* плоского приводного ремня должен обладать достаточной прочностью, износостойкостью, эластичностью и долговечностью, хорошо сцепляться со шкивами и иметь низкую стоимость. В машиностроении применяют различные типы стандартных плоских ремней.

Кордшнуровые* прорезиненные ремни состоят из крученых анидных кордшнуров 1, расположенных в слое резины 2 (рис. 18.1). Снаружи покрыты тканью 3 для обеспечения

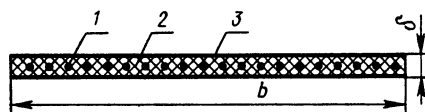


Рис. 18.1. Кордшнуровой прорезиненный ремень

прочности конструкции. Прочные, эластичные кордшнуровые ремни получили применение для широкого диапазона мощностей при передаче спокойных нагрузок при скорости $[v] \leq 35$ м/с. Выпускаются в виде бесконечных лент.

При толщине ремня $\delta = 2,8$ мм и ширине $b = 30, 40, 50, 60$ мм расчетная длина l ремня берется из ряда чисел: 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000 мм.

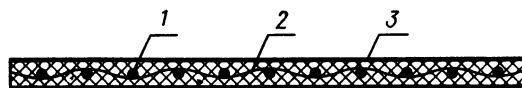


Рис. 18.2. Синтетический ремень:
1 — уток; 2 — основа,
3 — пленка

* Франц. corde — веревка, шнур.

Рис. 18.3. Резинотканевый ремень



Синтетические тканые ремни изготавливают из капроновой ткани просвечивающего переплетения, которую пропитывают полиамидным раствором и покрывают специальной фрикционной полиамидной пленкой, обеспечивающей высокий коэффициент трения ($f \approx 0,5$) с шкивом (рис. 18.2). Уточные нити ткани передают нагрузку. Обладая малой массой, эти ремни допускают работу со скоростями $[v] \leq 100$ м/с. Выпускается в виде замкнутой (бесконечной) ленты. Применяются в *быстроходных и сверхбыстроходных передачах* (например, в приводах внутришлифовальных станков и т. п.).

Резинотканевые ремни состоят из нескольких слоев технической ткани — прокладок, связанных вулканизированной резиной (рис. 18.3). Ткань передает основную часть нагрузки, а резина предохраняет ее от повреждений и повышает коэффициент трения. Резинотканевые ремни требуют больших габаритов передачи, поэтому область применения их сужается.

Текстильные ремни (хлопчатобумажные и шерстяные) обладают низкими тяговой способностью и долговечностью. Имеют ограниченное применение.

Кожанные ремни изготавливают из кожи, выработанной из шкур крупного рогатого скота. Обладают высокими тяговой способностью и долговечностью. *Рекомендуются для передачи переменных и ударных нагрузок.* Из-за дефицитности и дороговизны имеют ограниченное применение.

Концы ремней плоскоремennых передач соединяют путем склеивания, сшивания, скрепления.

§ 18.2. Расчет плоскоремennых передач

Согласно кривым скольжения (см. рис. 17.8) прочность ремня не является достаточным условием, определяющим работоспособность передачи, так как ремень, рассчитанный на прочность, может оказаться недогруженным или же будет буксовать. *Основным расчетом ремennых передач является расчет по тяговой способности, основанный на кривых скольжения.* Этот расчет одновременно обеспечивает требуемую прочность ремней. Расчет по тяговой способности плоскоремennой передачи сводится к определению ширины сечения ремня b из условия

$$F_t \leq \delta b [k_n], \quad (18.1)$$

где F_t , δ и $[k_n]$ — соответственно окружная сила, толщина ремня

и допускаемая удельная окружная сила, передаваемая 1 мм² сечения ремня.

Определение допускаемой удельной окружной силы $[k_n]$ основано на кривых скольжения. Разделив обе части равенства (17.18) на площадь поперечного сечения ремня A , получим

$$[k_0] = 2\varphi_0 \sigma_0,$$

где $[k_0]$ — допускаемая приведенная удельная окружная сила в ремне, соответствующая критическому значению коэффициента тяги φ_0 (см. рис. 17.8). Приведенной она называется потому, что получена при определенных условиях испытания ремня.

Как показал опыт, значение $[k_0]$ зависит от типа ремня и его толщины δ , диаметра шкива d_1 , скорости ремня v и предварительного напряжения σ_0 .

Значения $[k_0]$ для различных типов ремней, полученные в результате обработки многочисленных кривых скольжения, следующие:

Тип ремня	δ , мм	d_1 , мм	σ_0 , Н/мм ²	$[k_0]$, Н/мм ²
Кордшнуровой прорезиненный	2,8	100	2	0,9
	2,8	180	2	1,6
	2,8	220	2	2,32
Синтетический	0,5	100...200	3	2,0
	0,7	100...220	3	1,43

Расчет проектируемой ременной передачи ведут по допускаемой удельной окружной силе $[k_n]$. От значения $[k_0]$ к значению $[k_n]$ переходят с помощью поправочных коэффициентов, учитывающих отклонения реальных условий от экспериментальных, при которых строились кривые скольжения:

$$[k_n] = [k_0] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d C_F, \quad (18.2)$$

где C_θ — коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту. Значения C_θ принимают: 1; 0,9 и 0,8 при углах наклона, соответственно равных 0...60, 60...80 и 80...90°. Для передач с автоматически поддерживаемым постоянным натяжением ремня (см. рис. 17.11) $C_\theta = 1$;

C_α — коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве. Чем меньше α_1 , тем хуже тяговая способность передачи.

Угол обхвата α_1 , град	180	170	160	150	140	130	120
C_α для плоских ремней	1,00	0,97	0,94	0,91	—	—	—

C_a для клиновых ремней	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
C_a для поликлиновых ремней	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84	0,80

C_v — коэффициент влияния натяжения от центробежной силы, уменьшающей сцепление ремня со шкивом:

$v, \text{ м/с} \dots$	10	15	20	25	30	35	50	70
$C_v \dots \dots$	1,0	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,76	0,52

C_p — коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы:

Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная
$C_p \dots \dots$	1,0	0,9	0,8	0,7

Примечание. При двухсменной работе C_p следует понижать на 0,1, при трехсменной — на 0,2.

C_d — коэффициент влияния диаметра меньшего шкива d_1 . При скорости ремня $v \leq 40$ м/с значения C_d принимают:

$d_1, \text{ мм} \dots$	15	20	40	60	90	120	и более
$C_d \dots \dots$	0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2	

C_F — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями ремня. Для кордшнуровых и синтетических ремней $C_F = 0,85$.

Расчет плоских ремней из условий тяговой способности не оценивает количественно их долговечность, однако при выборе расчетных параметров *учитывается их влияние на долговечность*.

Диаметр меньшего шкива передачи определяют из условия долговечности (см. § 17.7):

для кордшнуровых плоских ремней $d_1 \geq 70\delta$;

для синтетических $d_1 \geq (100 \dots 150) \delta$, где δ — толщина ремня.

Расчет плоскоремненной передачи ведут в последовательности, изложенной в решении примера 18.1.

Пример 18.1. Рассчитать плоскоремленную передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера (см. рис. 6.2). Требуемая мощность электродвигателя $P_1 = 5,2$ кВт при $\omega_1 = 300$ рад/с. Передаточное число ременной передачи $u \approx 3$. Нагрузка близкая к постоянной, работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту $\theta \approx 70^\circ$.

Решение. 1. Диаметр меньшего шкива. Для ременной передачи при-

вода транспортера принимаем недорогой плоский кордшнуровой прорезиненный ремень толщиной $\delta=2,8$ мм.

Согласно рекомендации для кордшнурового ремня диаметр меньшего шкива $d_1 \geq 70\delta = 70 \cdot 2,8$ мм = 196 мм. По стандарту принимаем $d_1 = 200$ мм (см. § 18.3).

2. Диаметр большого шкива [формула (17.12)]. При коэффициенте скольжения $\xi = 0,015$

$$d_2 = u d_1 (1 - \xi) = 3 \cdot 200 (1 - 0,015) \text{ мм} = 592 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем $d_2 = 630$ мм (см. § 18.3).

3. Фактическое передаточное число [формула (17.12)]

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} = \frac{630}{200 (1 - 0,015)} = 3,19.$$

4. Скорость ремня

$$v = \omega_1 d_1 / 2 = 300 \cdot 0,2 / 2 \text{ м/с} = 30 \text{ м/с} < [v] = 35 \text{ м/с} \text{ (см. § 18.1),}$$

что допустимо.

5. Расчетная длина ремня. Ориентировочное межосевое расстояние [формула (17.1)]

$$a \geq 1,5 (d_2 + d_1) = 1,5 (630 + 200) \text{ мм} = 1245 \text{ мм.}$$

Тогда расчетная длина ремня [формула (17.3)]

$$l = 2a + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 1245 + \frac{\pi}{2} (630 + 200) + \frac{(630 - 200)^2}{2 \cdot 1245} \text{ мм} = 3830 \text{ мм.}$$

Принимаем $l = 4000$ мм (см. § 18.1).

6. Частота пробегов ремня [формула (17.19)]

$$U = v/l = 30/4 \text{ с}^{-1} = 7,62 \text{ с}^{-1} < [U] = 15 \text{ с}^{-1} \text{ (см. § 17.7),}$$

что допустимо.

7. Окончательно межосевое расстояние [формула (17.4)]

$$a = \frac{2l - \pi (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi (d_2 + d_1)]^2 - 8 (d_2 - d_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 4000 - \pi (630 + 200)}{8} +$$

$$+ \frac{\sqrt{[2 \cdot 4000 - \pi (630 + 200)]^2 - 8 (630 - 200)^2}}{8} \text{ мм} = 1331 \text{ мм.}$$

8. Угол обхвата ремнем меньшего шкива [формула (17.5)]

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ (630 - 200)/1331 = \\ = 161,6^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ \text{ (см. § 17.2),}$$

что допустимо.

9. Окружная сила, передаваемая ремнем,

$$F_t = P_1/v = 5,2 \cdot 10^3/30 \text{ Н} = 173 \text{ Н.}$$

10. Ширина ремня. а) Принимаем допускаемую приведенную удельную окружную силу в ремне (интерполированием) $[k_n] = 1,96 \text{ Н/мм}^2$.

б) Поправочные коэффициенты: $C_\theta = 0,9$; $C_v = 0,92$; $C_d = 1,2$; $C_F = 0,85$, $C_\alpha = 0,94$; $C_p = 0,9$.

в) Допускаемая удельная окружная сила [формула (18.2)]

$$[k_n] = [k_0] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d C_F =$$

$$= 1,96 \cdot 0,9 \cdot 0,94 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 0,85 \text{ Н/мм}^2 = 1,4 \text{ Н/мм}^2.$$

г) Тогда ширина ремня [формула (18.1)]

$$b = \frac{F_t}{\delta [k_n]} = \frac{173}{2,8 \cdot 1,4} \text{ мм} = 44 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 50 \text{ мм}$ (см. § 18.1).

11. Сила предварительного натяжения ремня [формула (17.13)] при рекомендуемом предварительном напряжении в ремне $\sigma_0 = 2 \text{ Н/мм}$ (см. § 18.2)

$$F_0 = \sigma_0 A = \sigma_0 \delta b = 2 \cdot 2,8 \cdot 50 \text{ Н} = 280 \text{ Н.}$$

12. Сила, действующая на валы [формула (17.10)]:

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 280 \sin(161,6/2) \text{ Н} = 583 \text{ Н.}$$

§ 18.3. Шкивы плоскоремennых передач

Наибольшее распространение получили литые шкивы из чугуна марки СЧ15, которые применяют при $v \leq 30 \text{ м/с}$. Стальные сварные шкивы допускают окружные скорости до 60 м/с . Для снижения центробежных нагрузок при высоких скоростях шкивы изготавливают из алюминиевых сплавов. В настоящее время применяют шкивы из пластмасс. Они имеют малую массу и повышенный коэффициент трения между ремнем и шкивом, но плохо проводят теплоту и не очень износостойки.

Шкивы быстроходных передач подвергают балансировке.

При диаметре $D \leq 300 \text{ мм}$ шкивы выполняют с дисками без спиц, шкивы больших диаметров — с 4..6 спицами. Число спиц, их форму и размеры выбирают из справочной литературы.

Расчетные диаметры d шкивов в передачах с плос-

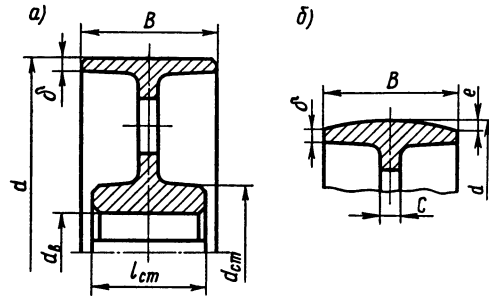


Рис. 18.4. Литые шкивы плоскоременной передачи:
 $d_{кр} = (1,5 \dots 1,6)d_n + 10$ мм; $l_{см} = (1,2 \dots 1,5)d_n$; $\delta = 0,02(d + 2B)$; $C = 1,25\delta$

ким, клиновым или поликлиновым ремнем *выбирают из стандартного ряда* (мм): 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.

Шкивы плоскоременных передач имеют гладкую рабочую поверхность обода. Для центрирования ремня поверхность ведомого шкива делают выпуклой (рис. 18.4, б), а ведущего — цилиндрической (рис. 18.4, а). При $v > 25$ м/с оба шкива делают выпуклыми.

Значение выпуклости e зависит от размеров d шкива:

d , мм...	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
e , мм...	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Ширина шкива B плоскоременной передачи зависит от ширины ремня b :

b , мм...	32	40	50	63	71	80	90	100
B , мм...	40	50	63	71	80	90	100	112

§ 18.4. Рекомендации по конструированию ременных передач

1. Для удобства надевания ремней шкивы передач должны быть консольными, иначе для смены ремня потребуются разборка узла.

2. Необходимо избегать минимальных диаметров шкивов, так как с уменьшением диаметра долговечность и к.п.д. передачи резко падают.

3. Для создания натяжения ремня конструкция должна допускать изменение межосевого расстояния.

4. Рекомендуется ведомую ветвь передачи располагать вверху для увеличения угла обхвата α_1 при провисании ремня.

5. На поверхности обода шкивов плоскоременных передач, работающих с $v > 40$ м/с, необходимо протачивать кольцевые канавки для выхода воздуха из-под ремня, который вовлекается между набегающей ветвью ремня и шкивом, снижая их сцепление.

Контрольные вопросы

1. Дайте характеристику передач плоскими ремнями.
2. Назовите типы плоских ремней и дайте им характеристику.
3. Как рассчитывают передачи с плоскими ремнями?
4. Почему при проектировании ременных передач следует избегать минимальных диаметров шкивов?
5. Чем определяется область применения чугунных шкивов?
6. Для чего у некоторых шкивов плоскоременных передач обод делают выпуклым?

ГЛАВА 19. КЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 19.1. Общие сведения. Типы клиновых ремней

Общие сведения. Клиноременная передача может работать с одним или несколькими ремнями (см. рис. 17.1, б).

Достоинством этой передачи по сравнению с плоскоременной является то, что благодаря повышенному сцеплению ремня со шкивами, обусловленному эффектом клина, она передает бóльшую мощность, допускает меньший угол обхвата α_1 на малом шкиве (см. рис. 17.1), а следовательно, и меньшее межосевое расстояние a . Передача проста и надежна в эксплуатации.

Недостатками в сравнении с плоскоременной являются меньшая долговечность ремней вследствие значительной их высоты, большие потери на трение и деформацию изгиба, бóльшая стоимость шкивов и неодинаковая работа ремней в многоручьевой передаче из-за отклонений в их длине.

Клиноременные передачи рекомендуются при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, вертикальном расположении осей валов.

Типы ремней. По конструкции клиновые ремни бывают двух типов: корд тканевые (рис. 19.1, а) и корд шнуровые (рис. 19.1, б). В первых корд состоит из нескольких рядов вискозной, капроновой или лавсановой ткани, расположенных в зоне нейтрального слоя ремня, вулканизированных в резину. Снаружи ремень завернут в два-три слоя прорезиненной ткани. Корд-тканевые ремни применяют в приводах общего назначения.

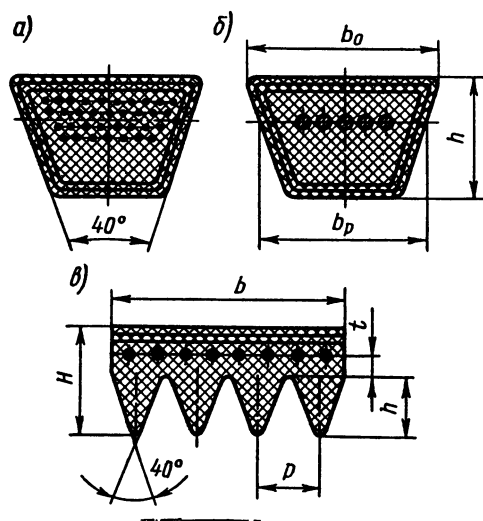


Рис. 19.1. Конструкции клиновых и поликлинового ремней

В кордшнуровых ремнях корд состоит из одного ряда толстых крученных анидных шнуров. Эти ремни более гибки.

При выборе конструкции ремня рекомендуются кордтканевые ремни, как более долговечные. Если в передаче требуется применить шкивы малых диаметров (но в пределах стандарта), то принимают кордшнуровые ремни.

В зависимости от отношения ширины сечения ремня b_0 к высоте h (рис. 19.1, б) стандартные клиновые ремни изготовляют нормального ($b_0/h \approx 1,6$) и узкого ($b_0/h \approx 1,2$) сечений в виде бесконечной ленты.

Клиновые ремни нормальных сечений изготовляют семи сечений (О, А, Б, В, Г, Д, Е, табл. 19.1). Из-за большой массы скорость их ограничивается: $[v] \leq 25$ м/с. Недостатком ремня является его большая высота, что приводит к значительным деформациям сечения при изгибе и неравномерному распределению нормальных давлений в зоне контакта ремня со шкивами.

Клиновые узкие ремни изготовляют четырех сечений (УО, УА, УБ, УВ, табл. 19.1). Отличаются от ремней нормального сечения кордом повышенной прочности. Благодаря меньшему отношению ширины ремня к высоте имеют более равномерное распределение нагрузки по нитям корда, что повышает

Т а б л и ц а 19.1. Клиновые ремни

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм (рис. 19.1, а, б)			Площадь сечения А, мм ²	Расчетная длина l, мм
		b_p	b_0	h		
Нормального сечения	О	8,5	10	6	47	400...2500
	А	11	13	8	81	560...4000
	Б	14	17	10,5	138	800...6300
	В	19	22	13,5	230	1800...10 600
Узкого сечения	УО	8,5	10	8	56	630...3550
	УА	11	13	10	95	800...4500
	УБ	14	17	13	158	1250...8000
	УВ	19	22	18	278	2000...8000

Примечания: 1. Размер b_n относится к нейтральному слою.

2 Стандартный ряд предпочтительных расчетных длин l , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

их тяговую способность в 1,5...2 раза. Это дает возможность уменьшить число ремней в комплекте и ширину шкивов. *Скорость узких ремней допускается до 40 м/с.* Применяют для автомобилей, тракторов, комбайнов и др.

Все клиновые ремни в сечении имеют форму трапеции с углом профиля 40° в недеформированном состоянии.

Расчетная длина l клинового ремня соответствует длине нейтрального слоя. Допускаемые отклонения длины ремней колеблются в значительных пределах, поэтому для многоручевых передач требуется тщательно подбирать комплекты ремней по длине. При выходе из строя одного ремня снимают весь комплект. *Использование новых ремней с ремнями, бывшими в употреблении, недопустимо.*

П о л и к л и н о в ы е р е м н и — бесконечные плоские ремни с высокопрочным полиэфирным кордшнуром и продольными клиньями, входящими в кольцевые клиновые канавки на шкивах (рис. 19.1, в). Изготавливают по стандарту трех сечений: К, Л и М (табл. 19.2). Сочетают достоинства плоских и клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости допускают применение шкивов малых диаметров. *Могут работать при скоростях $[v] \leq 40$ м/с.* Корд и рабочая поверхность расположены по всей ширине ремня, поэтому при одинаковой мощности *ширина шкивов для поликлиновых ремней в 1,5...2 раза меньше ширины шкивов передач*

Т а б л и ц а 19.2. Поликлиновые ремни

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм (рис. 19.1, в)				Расчетная длина l , мм	Число клиньев z	
	p	H	h	t		рекомендуемое	допускаемое
<i>K</i>	2,4	4,0	2,35	1,0	400...2000	2...36	36
<i>L</i>	4,8	9,5	4,85	2,4	1250...4000	4...20	50
<i>M</i>	9,5	16,7	10,35	3,5	2000...4000	2...20	50

с клиновыми ремнями. Малая высота ремня способствует снижению уровня его колебаний.

Передачи с поликлиновыми ремнями чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов.

§ 19.2. Расчет передач с клиновыми и поликлиновыми ремнями

Расчет клиновых и поликлиновых ремней ведется из условий тяговой способности и долговечности и основывается на тех же предпосылках, что и расчет плоскоремной передачи.

Небольшое число стандартных сечений клиновых и поликлиновых ремней позволило для каждого сечения определить по

Т а б л и ц а 19.3. Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения

Обозначение сечения ремня	Диаметр малого шкива d_1 , мм	$[P_0]$, кВт, при скорости ремня v , м/с					
		5	10	15	20	25	30
<i>O</i> ($l_0=1320$ мм)	63	0,49	0,82	1,03	1,11	—	—
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	—
	80	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	—
<i>A</i> ($l_0=1700$ мм)	90	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
	100	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
<i>B</i> ($l_0=2240$ мм)	125	1,39	2,26	2,80	—	—	—
	140	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
<i>B</i> ($l_0=3750$ мм)	200	2,77	4,59	5,80	6,33	—	—
	224	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	280	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05

Т а б л и ц а 19.4. Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним узким клиновым ремнем

Обозначение сечения ремня	Диаметр малого шкива d_1 , мм	$[P_0]$, кВт, при скорости ремня v , м/с				
		5	10	20	30	40
УО ($l_0=1600$ мм)	63	0,95	1,50	1,85	—	—
	71	1,18	1,95	2,73	—	—
	80	1,38	2,34	3,50	—	—
УА ($l_0=2500$ мм)	90	1,56	2,57	—	—	—
	100	1,89	3,15	—	—	—
	112	2,17	3,72	5,61	—	—
УБ ($l_0=3550$ мм)	140	2,95	5,00	—	—	—
	160	3,45	5,98	9,10	—	—
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	—
УВ ($l_0=5600$ мм)	250	6,05	10,6	16,6	17,1	—
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	—
	315	7,08	12,8	20,9	23,9	22,7

кривым скольжения допускаемую приведенную мощность $[P_0]$, передаваемую одним клиновым ремнем или одним клином поликлинового ремня в условиях типовой передачи: при угле обхвата $\alpha_1 = 180^\circ$, передаточном числе $u = 1$, спокойной нагрузке и базовой длине ремня l_0 (табл. 19.3...19.5). Расчет выполняют по диаметру малого шкива d_1 . При выборе диаметров d_1 из числа стандартных следует учитывать, что при меньших d_1 уменьшаются габариты, но увеличивается число ремней.

Т а б л и ц а 19.5. Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клином поликлинового ремня

Обозначение сечения ремня	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	$[P_0]$, кВт, при скорости ремня v , м/с			
		5	15	25	35
К ($l_0=710$ мм)	40	0,14	0,32	—	—
	45	0,155	0,36	0,49	—
	50	0,165	0,40	0,53	—
Л ($l_0=1600$ мм)	80	0,39	0,79	—	—
	90	0,45	0,97	—	—
	100	0,50	1,12	1,30	—
М ($l_0=2240$ мм)	180	1,45	3,02	3,18	—
	200	1,63	3,58	4,04	—
	224	1,80	4,12	4,95	3,7

В реальных условиях эксплуатации допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем или одним клином:

$$[P_n] = [P_0] C_\alpha C_l C_p C_z, \quad (19.1)^*$$

где C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность ремня [см. формулу (18.2)];

C_l — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня в зависимости от отношения расчетной длины ремня l к базовой длине l_0 :

l/l_0	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_l клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
То же, клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы [см. формулу (18.2)];

C_z — коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте клиноременной передачи:

Число ремней z в комплекте	2...3	4...6	> 6
C_z	0,95	0,90	0,85

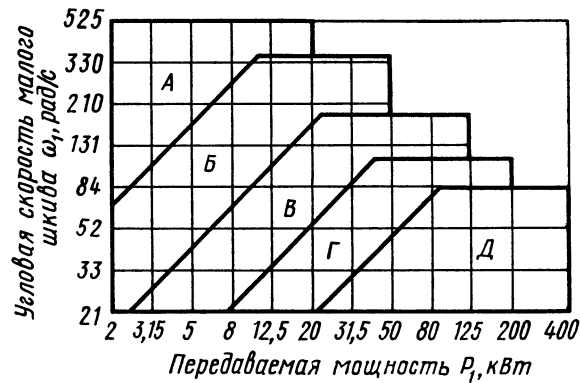


Рис. 19.2. Выбор сечения клинового ремня нормального сечения: сечение ремней О применяют при $P \leq 2$ кВт; сечение ремней Е при $P > 200$ кВт

* Клиноременная передача хорошо работает при любом угле наклона к горизонтали, поэтому коэффициент C_α , применяемый в расчете плоскоременной передачи, в расчет не вводят.

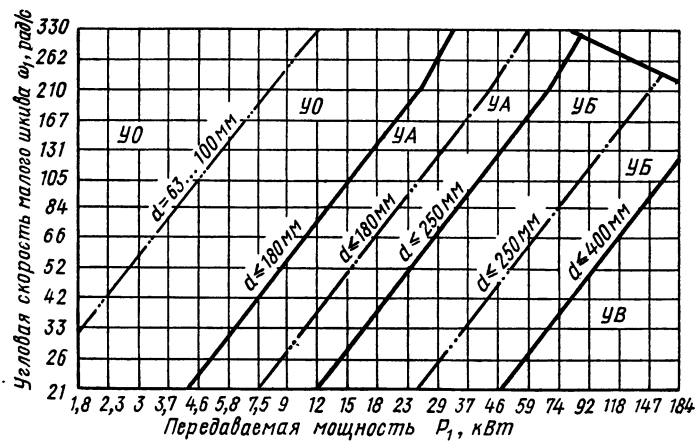


Рис. 19.3. Выбор сечения узкого клинового ремня

Сечение ремня выбирают по графику (рис. 19.2...19.4) зависимости от передаваемой мощности P_1 и угловой скорости ω_1 меньшего шкива.

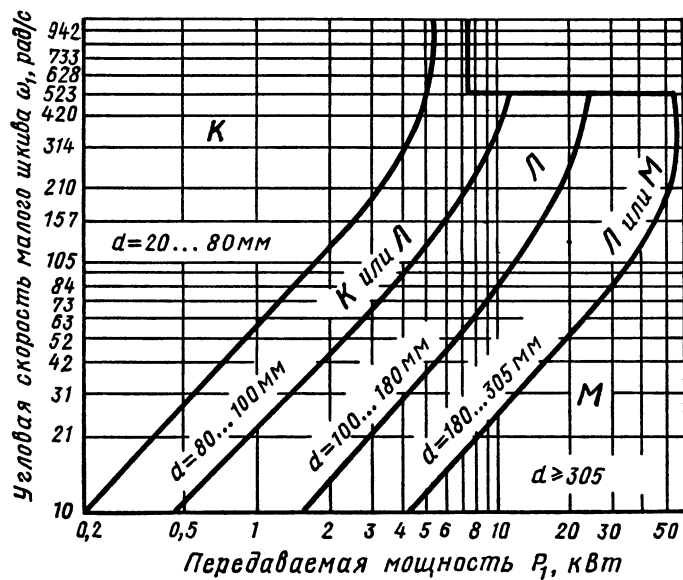


Рис. 19.4. Выбор сечения поликлинового ремня

Число клиновых ремней в комплекте или число клиньев в поликлиновом ремне передачи

$$z = P_1 / [P_n] \leq [z], \quad (19.2)$$

где P_1 — передаваемая мощность на валу малого шкива.

Для клиноременных передач рекомендуется $[z] \leq 10$ из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения; для поликлиноременных $[z]$ указано в табл. 19.2.

Сила предварительного натяжения ветвей поликлинового ремня или комплекта клиновых ремней

$$F_0 = \frac{0,85 P_1 C_l}{v C_\alpha C_p},$$

где P_1 — мощность на валу малого шкива, Вт; v — скорость ремня, м/с; C_α , C_p , C_l — поправочные коэффициенты (см. выше).

Расчет передач с клиновыми и поликлиновыми ремнями ведут в последовательности, изложенной в решении примера 19.1.

Пример 19.1. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера (см. рис. 6.2). Требуемая мощность электродвигателя $P_1 = 5,2$ кВт при $\omega_1 = 300$ рад/с. Передаточное число ременной передачи $u \approx 3$. Нагрузка близкая к постоянной, работа двухсменная.

Решение. Для передачи мощности $P_1 = 5,2$ кВт при $\omega_1 = 300$ рад/с по рис. 19.2, 19.3 и 19.4 можно принять: клиновой ремень нормального сечения A , клиновой узкий сечения $УО$ и поликлиновой сечения $Л$. Для сравнения расчет передачи ведем для всех трех типов ремней и результаты сводим в табл. 19.6.

Т а б л и ц а 19.6

Определяемая величина	Результаты расчета для ремней		
	A	$УО$	$Л$
Высота ремня, клина h , мм (см. табл. 19.1 и 19.2)	8	8	4,85
Расчетный диаметр меньшего шкива d_1 , мм (см. табл. 19.3...19.5)	100	71	90
Скорость ремня v , м/с [формула (6.3)]	15	10,6	13,5
Расчетный диаметр большего шкива d_2 , мм, при $\xi = 0,015$ [формула (17.12)]	296	210	266
Принимаем d_2 , мм (см. § 18.3)	315	224	280
Фактическое передаточное число u_ϕ [формула (17.12)]	3,2	3,2	3,16
Ориентировочное межосевое расстояние a , мм [формула (17.2)]	240	170	210

Продолжение табл. 19.6

Определяемая величина	Результаты расчета для ремней		
	А	УО	Л
Расчетная длина ремня l , мм [формула (17.3)]	1180	837	1044
Принимаем l , мм (табл. 19.1)	1250	900	1120
Частота пробегов ремня U , c^{-1} [формула (17.19)]	12	11,8	12,05
Допускаемая частота пробегов ремня $[U]$, c^{-1} (см. § 17.7)	30	30	30
Фактическое межосевое расстояние a , мм [формула (17.4)]	278	224	252
Угол обхвата ремнем меньшего шкива α_1 , град [формула (17.5)]	136	141	137
Минимально допустимый угол обхвата $[\alpha_1]$, град (см. § 17.1)	120	120	120
Допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним ремнем или одним клином $[P_0]$, кВт (см. табл. 19.3...19.5)	2,07	2,0	0,9
При базовой длине l_0 , мм	1700	1600	1600
Поправочные коэффициенты:			
а) коэффициент угла обхвата C_α [формула 18.2)]	0,88	0,9	0,87
б) при l/l_0 коэффициент длины ремня C_l [формула (19.1)]	0,73	0,56	0,70
в) коэффициент динамичности нагрузки и режима C_p [формула (18.2)]	0,9	0,9	0,9
г) при ожидаемом числе ремней z в комплекте коэффициент C_z [формула (19.1)]	4...6 0,9	4...6 0,9	— —
Допускаемая мощность $[P_n]$, передаваемая одним ремнем или одним клином, кВт [формула (19.1)]	1,37	1,29	0,66
Число ремней или клиньев z [формула (19.2)]	4	4	8
Сила предварительного натяжения ремней F_0 , Н [формула (19.3)]	346	454	393
Сила, действующая на валы F_n , Н [формула (17.10)]	642	853	731

Сравнение результатов расчета показывает, что вариант с ремнями сечения УО лучше, передача получится компактней.

§ 19.3. Шкивы клиноременных и поликлиноременных передач

У шкивов клиноременных и поликлиноременных передач рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых каналов

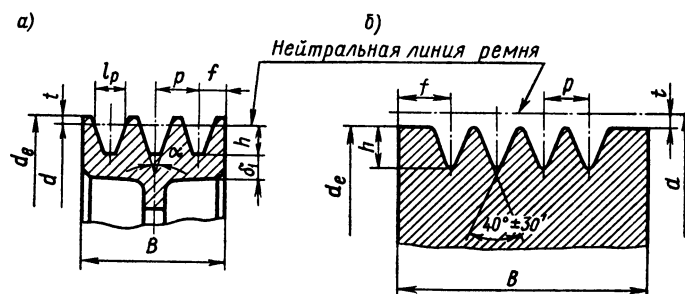


Рис. 19.5. Литые шкивы клиноременной и поликлиноременной передач

вок (рис. 19.5, а, б). Диаметр d , по которому определяют расчетную длину ремня, называют *расчетным диаметром шкива* (см. § 18.3). Размеры шкивов этих клиноременных передач приведены в табл. 19.7.

Т а б л и ц а 19.7. Размеры шкивов клиноременных и поликлиноременных передач

Сечение ремня	t	l_p	p	f	h	Значение α , град			
						34	36	38	40
мм (рис. 19.5)						Расчетные диаметры шкивов d , мм			
<i>O</i>	2,5	8,5	12	8	7	63...71	80...100	112...160	≥ 180
<i>A</i>	3,3	11	15	10	8,7	90...112	125...160	180...400	≥ 450
<i>B</i>	4,2	14	19	12,5	10,8	125...160	180...224	250...500	≥ 560
<i>B</i>	5,7	19	25,5	17	14,3	—	200...315	355...630	≥ 710
<i>УО</i>	2,5	8,5	12	8	10	63...80	—	> 80	—
<i>УА</i>	3,0	11	15	10	13	90...118	—	> 118	—
<i>УБ</i>	4,0	14	19	12,5	17	140...190	—	> 190	—
<i>УВ</i>	5,0	19	26	17	19	224...315	—	> 315	—
<i>К</i>	1,0	—	2,4	3,5	2,35	—	—	—	—
<i>Л</i>	2,4	—	4,8	5,5	4,85	—	—	—	—
<i>М</i>	3,5	—	9,5	10	10,35	—	—	—	—

Для обеспечения правильного контакта клинового ремня со шкивом угол канавки α назначают в соответствии с углом деформированного ремня в зависимости от диаметра шкива (табл. 19.7).

Контрольные вопросы

1. Какими достоинствами и недостатками обладает клиноременная передача по сравнению с плоскоременной передачей?
2. Назовите типы клиновых ремней и дайте им характеристику?
3. Почему в клиновом ремне корд располагается в зоне нейтрального слоя?
4. Почему при огибании шкивов равных диаметров напряжения в клиновом ремне значительно больше, чем в плоском?
5. Как рассчитывают ременные передачи с клиновыми и поликлиновыми ремнями?
6. Почему ограничивают число ремней в комплекте клиноременной передачи?

ГЛАВА 20. ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 20.1. Общие сведения

При больших нагрузках применение клиновых ремней приводит к увеличению габаритов привода. В этом случае предпочитают зубчато-ременную передачу, работающую по принципу зацепления (рис. 20.1).

Зубчатое зацепление ремня с шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении. Уменьшается влияние межосевого расстояния на тяговую способность, что снижает габариты передачи и позволяет применять большие передаточные числа.

Достоинства. 1. Постоянное передаточное число. 2. Небольшие нагрузки на валы. 3. Малое межосевое расстояние. 4. Низкий уровень шума. 5. Допускает передаточное число $i \leq 12$.

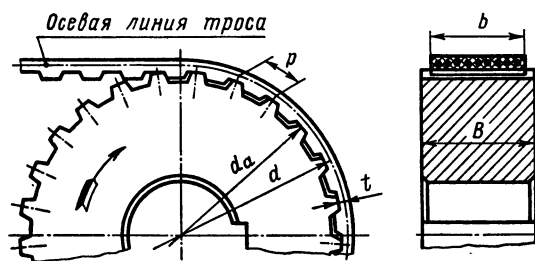


Рис. 20.1. Зубчато-ременная передача

Недостатки. 1. Сравнительно высокая стоимость. **2.** Повышенная чувствительность к непараллельности валов.

Распространению передачи зубчатым ремнем способствуют ее достоинства. *Эластичность ремня и упругость зубьев устраняют шум и динамические нагрузки*, что позволяет применять передачу в ЭВМ, киносъёмочной и телевизионной аппаратуре, приводах металлорежущих станков, швейных машин и др.

Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, $P \leq 100$ кВт; скорость ремня $v \leq 60$ м/с; к.п.д. передачи $\eta = 0,94 \dots 0,97$.

Зубчатые ремни представляют собой бесконечную ленту с зубьями на внутренней поверхности (рис. 20.1). Стандартизованы. Состоят из несущего слоя — *стальных тросов* (диаметром 0,36 или 0,75 мм, свитых из проволоки диаметром 0,12 мм) и эластичного связывающего материала — *резины или пластмассы*. Для ремней приборов трос изготавливают из стекловолна. Зубья ремня трапециевидальной формы с углом профиля 50° и 40° .

Размеры ремня зависят от модуля m — *основного расчетного параметра передачи*.

Значения m , мм: 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 7; 10.

Шкивы зубчатоременных передач представляют собой зубчатые колеса (рис. 20.1), головки зубьев которых срезаны до диаметра

$$d_a = d - 2t + c, \quad (20.1)$$

где t — расстояние от впадины зуба ремня до осевой линии троса: $t = 0,6$ мм при $m = 2 \dots 4$ мм; $t = 1,3$ мм при $m = 5 \dots 10$ мм; c — поправка, учитывающая податливость витков троса: $c = 0,08 \dots 0,18$ мм при $d_a = 50 \dots 500$ мм.

Ширина шкива

$$B = b + m, \quad (20.2)$$

где b — ширина ремня.

Зубья на шкивах нарезают методом обкатки (см. § 8.7) специальными фрезами.

§ 20.2. Расчет зубчато-ременных передач

Основной критерий работоспособности передачи — тяговая способность ремня, которая оценивается допускаемой приведенной удельной окружной силой $[k_0]$, передаваемой 1 мм ширины ремня.

Значение $[k_0]$ зависит от модуля ремня:

m , мм . . .	2	3	4	5	7	10
$[k_0]$, Н/мм . . .	5	9	25	30	32	42

Т а б л и ц а 20.1. Значения модуля m зубчатого ремня

Передаваемая мощность P_1 , кВт	Рекомендуемый модуль ремня m , мм, при угловой скорости малого шкива ω_1 , рад/с				
	350	180	125	90	70
0,4	3	3	3	3; 4	3; 4
1,5	3	3; 4	3; 4	4	4
5,5	4	4	4	4; 5	4; 5
7,5	4	5; 7	5; 7	5; 7	5; 7
17	5; 7	5; 7	7	7	7
30	5; 7	7	7	7; 10	7; 10

М о д у л ь р е м н я m в зависимости от передаваемой мощности и угловой скорости выбирают по табл. 20.1.

Расчет передачи ведут по допускаемой удельной окружной силе

$$[k_n] = [k_0] C_p C_F - qv^2, \quad (20.3)$$

где C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы [см. формулу (18.2)]; C_F — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между проволоками троса вследствие технологических особенностей изготовления. При расчете принимают $C_F = 0,85$;

qv^2 — центробежная сила, возникающая при прохождении ремнем шкивов; здесь q — масса 1 м ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм):

m , мм . . .	2	3	4	5	7	10
q , кг/(м·мм)	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008	0,011

Из условия тяговой способности необходимая ширина ремня

$$b \geq F_t / [k_n], \quad (20.4)$$

где $F_t = P_1/v$ — передаваемая окружная сила, Н.

Полученная ширина зубчатого ремня b округляется до стандартного значения:

m , мм	b , мм	m , мм	b , мм
2	8; 10; 12,5; 16;	5	25; 32; 40; 50
3	12,5; 16; 20; 25	5; 7	50; 63; 80
4	20; 25; 32; 40		

Делительные диаметры шкивов:

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2, \quad (20.5)$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев шкивов.

Из условия долговечности ремня число зубьев меньшего шкива z_1 применяют не менее рекомендуемого:

$m, \text{мм}$	2	3	4	5	7	10
$z_{1\text{min}}$	12	12	16	16	22	22

Межосевое расстояние передачи a принимают из условия

$$a \geq 0,5 (d_2 + d_1). \quad (20.6)$$

Длину ремня l_p в шагах (число зубьев ремня) вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня плоскоремной передачи:

$$l_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}, \quad (20.7)$$

где p — шаг ремня.

Полученную длину l_p округляют до стандартного значения: 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

Окончательное значение a при выбранной длине l_p ремня:

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (20.8)$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом,

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ \geq [z_0], \quad (20.9)$$

где α_1 — угол обхвата на меньшем шкиве [формула (17.5)].

Рекомендуется $[z_0] \geq 6$. При $z_0 < [z_0]$ увеличивают межосевое расстояние a .

Предварительное натяжение F_0 в передаче необходимо для устранения зазоров в зацеплении и правильного набегания ремня на шкивы. Оно должно быть больше значения натяжения от центробежной силы:

$$F_0 = 1,2bqv^2, \quad (20.10)$$

где b — в мм; q — в кг/(м·мм); v — в м/с.

Сила, действующая на валы, направлена по линии центров передачи и равна

$$F_n = 1,1F_t. \quad (20.11)$$

Расчет зубчато-ременной передачи рекомендуется вести в последовательности, изложенной в решении примера 20.1.

Пример 20.1. Рассчитать зубчато-ременную передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера (см. рис. 6.2). Требуемая мощность электродвигателя $P_1 = 5,2$ кВт при $\omega_1 = 300$ рад/с. Передаточное число ременной передачи $u \approx 3$. Нагрузка близкая к постоянной, работа двухсменная.

Решение. 1. Модуль ремня. По табл. 20.1 принимаем модуль зубчатого ремня $m = 4$ мм; шаг ремня $p = \pi m = \pi \cdot 4$ мм = 12,56 мм.

2. Число зубьев шкивов. Согласно рекомендациям принимаем число зубьев малого шкива $z_1 = 16$.

Число зубьев большого шкива

$$z_2 = uz_1 = 3 \cdot 16 = 48.$$

3. Делительные диаметры шкивов:

$$\begin{aligned} d_1 &= mz_1 = 4 \cdot 16 \text{ мм} = 64 \text{ мм}, \\ d_2 &= mz_2 = 4 \cdot 48 \text{ мм} = 192 \text{ мм}. \end{aligned}$$

4. Длина ремня. Ориентировочное межосевое расстояние [формула (20.6)]

$$a \geq 0,5 (d_2 + d_1) = 0,5 (192 + 64) \text{ мм} = 128 \text{ мм}.$$

Тогда длина ремня [формула (20.7)]

$$\begin{aligned} l_p &= \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} = \\ &= \frac{2 \cdot 128}{12,56} + \frac{16 + 48}{2} + \left(\frac{48 - 16}{2\pi} \right)^2 \frac{12,56}{128} = 55,1 \text{ шага}. \end{aligned}$$

По стандарту принимаем $l_p = 63$ шага.

5. Окончательное межосевое расстояние [формула (20.8)]

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{12,56}{4} \left[63 - \frac{16 + 48}{2} + \sqrt{\left(63 - \frac{16 + 48}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{48 - 16}{2\pi} \right)^2} \right] \text{ мм} = \\ &= 166 \text{ мм}. \end{aligned}$$

6. Угол обхвата ремнем малого шкива [формула (17.5)]

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a = \\ &= 180^\circ - 57^\circ (192 - 64)/166 = 136^\circ. \end{aligned}$$

7. Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом [формула (20.9)],

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ = 16 \cdot 136^\circ / 360^\circ = 6,04 > [z_0] = 6,$$

что допустимо.

8. Скорость ремня

$$v = \omega_1 d_1 / 2 = 300 \cdot 64 \cdot 10^{-3} / 2 \text{ м/с} = 9,6 \text{ м/с.}$$

9. Окружная сила

$$F_t = P_1 / v = 5,2 \cdot 10^3 / 9,6 \text{ Н} = 542 \text{ Н.}$$

10. Ширина ремня. а) Для ремня принимаем $[k_0] = 25 \text{ Н/мм}$.

б) Поправочные коэффициенты: при спокойной нагрузке и работе в две смены $C_p = 0,9$; $C_F = 0,85$; $q = 0,006 \text{ кг/(м} \cdot \text{мм)}$.

в) Допускаемая удельная окружная сила [формула (20.3)]

$$[k_n] = [k_0] C_p C_F - qv^2 = (25 \cdot 0,9 \cdot 0,85 - 0,006 \cdot 9,6^2) \text{ Н/мм} = 18,5 \text{ Н/мм.}$$

г) Тогда ширина ремня

$$b = F_t / [k_n] = 542 / 18,5 \text{ мм} = 28,3 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем $b = 32 \text{ мм}$.

11. Сила предварительного натяжения ветвей ремня [формула (20.10)]

$$F_0 = 1,2bqv^2 = 1,2 \cdot 32 \cdot 0,006 \cdot 9,6^2 \text{ Н} = 20 \text{ Н.}$$

12. Сила, действующая на валы [формула (20.11)],

$$F_n = 1,1 F_t = 1,1 \cdot 542 \text{ Н} = 596 \text{ Н.}$$

Для сравнения габаритных размеров ременных передач примеры 18.1, 19.1 и 20.1 решены по данным одного и того же привода ленточного транспортера (см. рис. 6.2). Результаты решения сведены в табл. 20.2.

Т а б л и ц а 20.2

Ремень передачи	Параметры передачи				
	a , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	F_0 , Н	F_n , Н
Плоский кордшнуровой	1331	200	630	280	583
Клиновой нормальный	278	100	315	346	642
Узкий клиновой	224	71	224	454	853
Поликлиновой	252	90	280	393	731
Зубчатый	166	64	192	20	596

Из таблицы следует, что межосевое расстояние « a » передачи плоским кордшнуровым прорезиненным ремнем в 6 раз больше « a » передачи узким клиновым ремнем и в 8 раз больше « a » передачи зубчатым ремнем. Диаметры шкивов плоскоремненной передачи больше соответственно в 2,8 и 3,2 раза.

Контрольные вопросы

1. Какой принцип работы зубчато-ременной передачи? Ее достоинства, недостатки и область применения?
2. Как устроен зубчатый ремень?
3. Как рассчитывается зубчато-ременная передача?
4. Для чего в зубчато-ременной передаче создают предварительное натяжение ремня?

ГЛАВА 21. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 21.1. Общие сведения

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 21.1, а, б).

Достоинства. 1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (≤ 5 м). 2. По сравнению с ременными передачами: а) более компактны, б) могут передавать большие мощности (до 3000 кВт), в) силы, действующие на валы, значительно меньше, так как предварительное натяжение цепи мало, г) могут передавать движение одной цепью несколькими звездочкам.

Недостатки. 1. Значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге (этот недостаток ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях). 2. Сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазочного материала. 3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.

Применение. Цепные передачи применяют в станках, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи

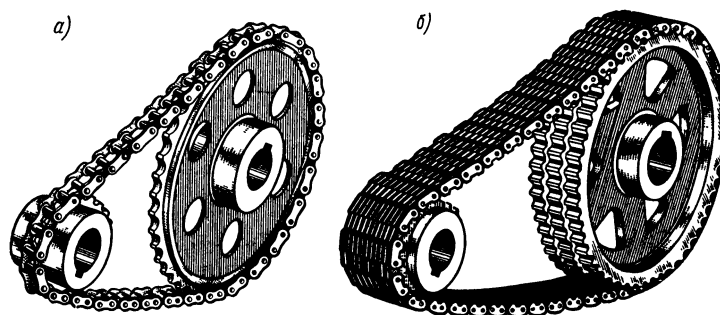


Рис. 21.1. Цепная передача: а — роликовой цепью; б — зубчатой цепью

движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

§ 21.2. Приводные цепи

Главный элемент цепной передачи — приводная цепь, которая состоит из соединенных шарнирами звеньев.*

Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами.

Роликовые цепи. Состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рис. 21.2). В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекатывается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от изнашивания. *Роликовые цепи* имеют широкое распространение, *рекомендуются при скоростях $v \leq 15$ м/с* (табл. 21.1).

Таблица 21.1. Цепи приводные роликовые однорядные нормальной серии (выборка)

Шаг p , мм	Диаметр валика d_0 , мм	Ширина внутреннего звена B , мм	Разрушающая нагрузка F_p , кН	Масса q 1 м цепи, кг/м
19,05	5,96	17,75	25	1,52
25,4	7,95	22,61	50	2,57
31,75	9,55	27,46	70	3,73

Втулочные цепи. Эти цепи по конструкции аналогичны предыдущим, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но увеличивает износ. *Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при $v \leq 1$ м/с.*

В зависимости от передаваемой мощности втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными (см. рис. 21.2) и многорядными (рис. 21.3) с числом рядов $\nu = 2 \dots 4$.

* Тяговые и грузовые цепи не рассматриваются.

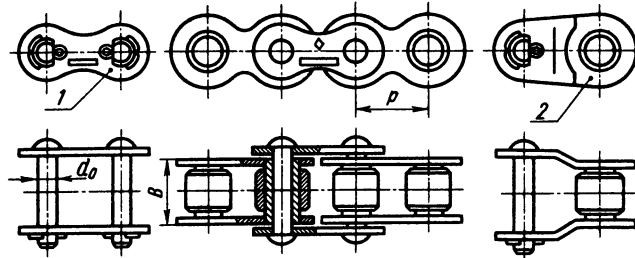


Рис. 21.2. Приводная роликовая однорядная цепь:
1 — соединительное звено, 2 — переходное звено

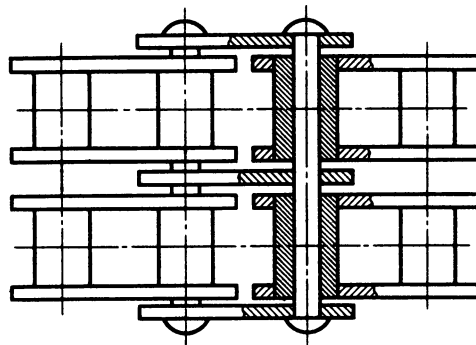


Рис. 21.3. Приводная втулочная двухрядная цепь

Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным звеном 1, при нечетном — переходным 2 (см. рис. 21.2).

Зубчатые цепи. Состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой (рис. 21.4). Число пластин определяет ширина цепи B , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями пластин являются плоскости

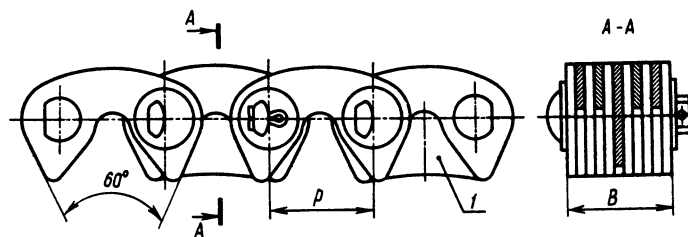


Рис. 21.4. Приводная зубчатая цепь

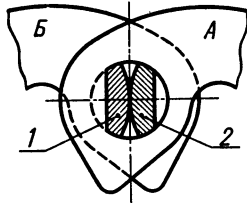


Рис. 21.5. Шарнир зубчатой цепи

зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки (см. рис. 21.7). Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости.

Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяют направляющие пластины 1 (см. рис. 21.4), расположенные по середине цепи или по бокам ее.

Шарнир трения качения (рис. 21.5) состоит из двух призм 1 и 2 с цилиндрическими поверхностями, которые обеспечивают трение качения. Длина призм равна ширине цепи. Призма 1 закреплена в пластине А, а призма 2 — в пластине Б.

Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже. Рекомендуются при скоростях $v \leq 25$ м/с (табл. 21.2).

Т а б л и ц а 21.2. Приводные зубчатые цепи с шарнирами качения (выборка)

Шаг цепи p , мм	Ширина цепи B , мм	Разрушающая нагрузка (на 1 мм ширины цепи) F_p/B , Н/мм	Масса q 1 м цепи на 1 см ширины, кг/(м·см)
12,70	22,5...52,5 (через 6 мм)	1050	0,58
15,875	30...70 (через 8 мм)	1300	0,72
19,05	45...93 (через 12 мм)	1550	0,86

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготовляют из стали 50, 40Х и других с закалкой до твердости 40...50 HRC_s. Оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы — из цементуемых сталей, например 15, 20, 15Х и других с закалкой до твердости 52...65 HRC_s.

Шаг цепи. Шаг « p » цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом.

В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки по условию $\omega_1 \leq \omega_{1\max}$ (табл. 21.3).

Т а б л и ц а 21.3. Наибольшие допустимые угловые скорости $\omega_{1\max}$ малой звездочки

Цепь	$\omega_{1\max}$, рад/с, при шаге p , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Втулочная, роликовая	130	104	94	73	52	42	31	26
Зубчатая	345	278	230	173	142	—	—	—

§ 21.3. Звездочки

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев*, размеры и форма которых зависят от типа цепи (рис. 21.6 и 21.7).

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника Oac (рис. 21.7)

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}, \quad (21.1)$$

где z — число зубьев звездочки.

Шаг p у звездочек измеряется по хорде делительной окружности (рис. 21.6 и 21.7).

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. При

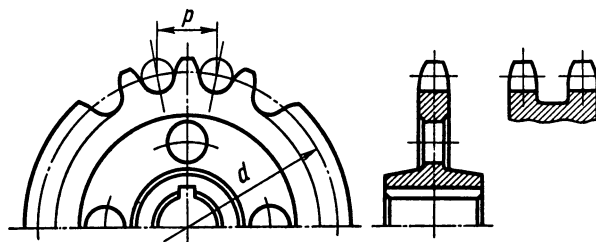


Рис. 21.6. Звездочки роликовой и втулочной цепей

* Методы расчета и построения профиля зубьев звездочек стандартизованы.

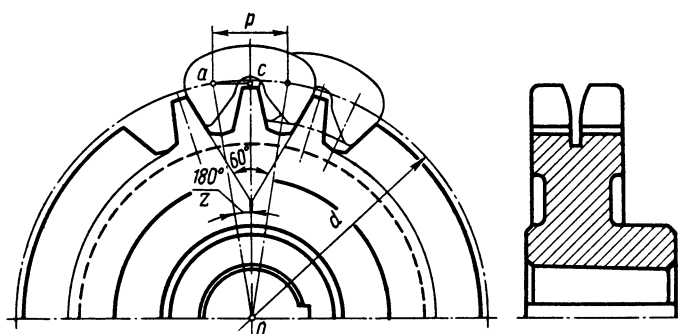


Рис. 21.7. Звездочка зубчатой цепи

малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность передачи и увеличивает изнашивание цепи из-за большого угла поворота шарнира.

Однако при вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем больше число зубьев звездочки. При весьма большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает со звездочки.

Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничено: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$, для роликовой $z_2 \leq 120$, для зубчатой $z_2 \leq 140$.

Число зубьев малой звездочки z_1 принимают из условий обеспечения минимальных габаритных размеров и плавного хода передачи по эмпирическим зависимостям.

Для роликовых (втулочных) цепей

$$z_{1\min} = 29 - 2u, \quad (21.2)$$

где u — передаточное число.

Для зубчатых цепей

$$z_{1\min} = 35 - 2u. \quad (21.3)$$

Предпочтительно принимать *нечетные* числа зубьев звездочек, что в сочетании с *четным* числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40Х и других с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20Х и др. Перспективным является изготовление зубчатого венца звездочек из пластмасс, что понижает шум при работе передачи и изнашивание цепи.

§ 21.4. Передаточное число цепной передачи

Цепь за один оборот звездочки проходит путь ρz , следовательно, скорость цепи (м/с)

$$v = \rho z_1 \omega_1 / (2\pi) = \rho z_2 \omega_2 / (2\pi), \quad (21.4)$$

где ρ — шаг цепи, м; z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; ω_1 и ω_2 — угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, рад/с.

Из равенства скоростей цепи на звездочках передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1. \quad (21.5)$$

Передаточное число цепной передачи переменное в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе z_1 . *Непостоянство «u» (обычно в пределах 1...2 %) вызывает неравномерность хода передачи и колебания цепи.* Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется $u \leq 7$.

§ 21.5. Основные геометрические соотношения в цепных передачах

1. *Оптимальное межосевое расстояние передачи* (рис. 21.8) принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30...50) \rho, \quad (21.6)$$

где ρ — шаг цепи.

Нижние значения для $u \approx 1...2$ и верхние для $u \approx 6...7$.

2. *Длину цепи l_p* вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня:

$$l_p = \frac{2a}{\rho} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{\rho}{a}, \quad (21.7)$$

где l_p — длина цепи в шагах или число звеньев цепи (округляют до целого четного числа).

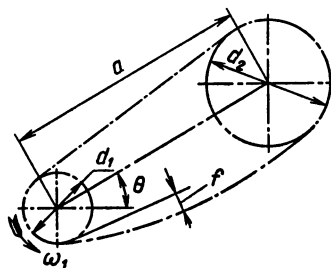


Рис. 21.8. Схема цепной передачи

3. Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (21.8)$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание f , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на $(0,002...0,004) a$ (рис. 21.8).

§ 21.6. Силы в ветвях цепи

1. Окружная сила, передаваемая цепью:

$$F_t = 2T/d, \quad (21.9)$$

где d — делительный диаметр звездочки.

2. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f q a g, \quad (21.10)$$

где k_f — коэффициент провисания; для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 40° — $k_f = 3$, для вертикальных — $k_f = 1$; q — масса 1 м цепи, кг/м (см. табл. 21.1); a — межосевое расстояние, м; $g = 9,81$ м/с².

3. Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = qv^2. \quad (21.11)$$

Сила F_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

4. Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи (рис. 21.9)

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (21.12)$$

5. Натяжение ведомой ветви цепи F_2 равно большему из натяжений F_0 и F_v .

Благодаря тому, что шарнир сбегающего звена цепи упирается в зуб, сила F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

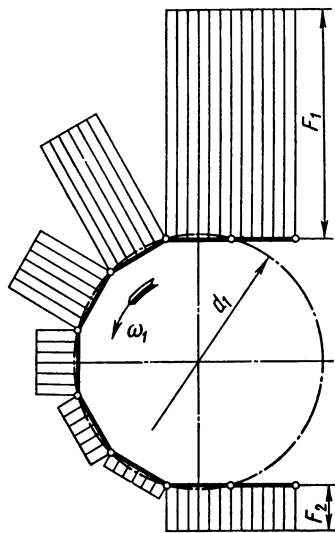


Рис. 21.9. Эпюра сил в звеньях цепи

Нагрузка на валы звездочек. Цепь действует на валы звездочек с силой

$$F_n = k_b F_t + 2F_0, \quad (21.13)$$

где k_b — коэффициент нагрузки вала:

Наклон линии центров звездочек к горизонту . . . 0...40° 40...90°
 k_b при спокойной нагрузке 1,15 1,05

При ударной нагрузке k_b увеличивают на 10...15 %.

Направление силы F_n принимают по линии центров валов.

§ 21.7. Расчет передачи роликовой (втулочной) цепью

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. В соответствии с этим за основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров. Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают достаточной прочностью. Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8...10 тыс. ч работы.

Расчет передачи. Нагрузочная способность цепи определяется из условия, чтобы среднее давление p_u в шарнире звена не превышало допускаемого $[p_u]$, указанного в табл. 21.4:

$$p_u = F_t K_s / A \leq [p_u], \quad (21.14)$$

F_t — окружная сила, передаваемая цепью; A — площадь проекции опорной поверхности шарнира: для роликовых (втулочных) цепей $A = d_0 B$; здесь d_0 — диаметр оси, B — длина втулки;

K_s — коэффициент эксплуатации,

$$K_s = K_d K_c K_\theta K_{\text{рег}} K_p. \quad (21.15)$$

Здесь K_d — коэффициент динамичности нагрузки; при равномерной нагрузке $K_d = 1$, при толчках $K_d = 1,2 \dots 1,5$;

K_c — коэффициент способа смазывания; при непрерывном смазывании $K_c = 0,8$, при капельном — $K_c = 1$, при периодическом — $K_c = 1,5$;

K_θ — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (см. рис. 21.8); при $\theta \leq 60^\circ$ $K_\theta = 1$, при $\theta > 60^\circ$ $K_\theta = 1,25$;

$K_{\text{рег}}$ — коэффициент способа регулирования натяжения цепи; при регулировании передвигающимися опорами $K_{\text{рег}} = 1$, при регулировании нажимными звездочками $K_{\text{рег}} = 0,8$, для нерегулируемой передачи $K_{\text{рег}} = 1,25$;

K_p — коэффициент режима работы; при односменной работе $K_p = 1$, при двухсменной $K_p = 1,25$, при трехсменной $K_p = 1,5$.

Выразив в формуле (21.14) окружную силу F_t через момент T_1

на малой звездочке, шаг цепи p и число зубьев z_1 , а площадь проекции опорной поверхности шарниров через шаг p^* , получим формулу для предварительного определения шага роликовой (втулочной) цепи (мм):

$$p \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_3}{v z_1 [p_u]}} \quad (21.16)$$

где v — число рядов роликовой (втулочной) цепи: $v = 1 \dots 4$; T_1 — в Н·мм; $[p_u]$ — допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм² (табл. 21.4).

Т а б л и ц а 21.4. Допускаемые давления $[p_u]$ в шарнирах роликовых (втулочных) цепей

Шаг цепи p , мм	$[p_u]$, Н/мм ² , при угловой скорости меньшей звездочки ω_1 , рад/с							
	< 5,27	21	42	63	84	105	126	168
12,7...15,875	34,3	30,9	28,1	25,7	23,7	22,0	20,6	18,1
19,05...25,4	34,3	29,4	25,7	22,9	20,6	18,6	17,2	14,7
31,75...38,1	34,3	28,1	23,7	20,6	18,1	16,3	14,7	—

Расчет передачи с роликовой (втулочной) цепью ведут в последовательности, изложенной в решении примера 21.1.

Пример 21.1. Рассчитать цепную передачу в приводе ленточного транспортера (см. рис. 6.2). Мощность на ведущей звездочке $P_1 = 4,7$ кВт при угловой скорости $\omega_1 = 24,8$ рад/с. Передаточное число цепной передачи $u = 5$. Нагрузка близкая к постоянной, работа двухсменная. Смазывание цепи периодическое. Наклон линии центров звездочек к горизонту $\theta = 38^\circ$. Натяжение цепи регулируется перемещением вала звездочками.

Решение. 1. **Выбор типа цепи.** Учитывая небольшую передаваемую мощность P_1 при средней угловой скорости малой звездочки, принимаем для передачи однорядную роликовую цепь.

2. **Число зубьев малой звездочки** [формула (21.2)]

$$z_{1\min} = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 5 = 19.$$

Согласно рекомендациям (см. § 21.3) принимаем $z_1 = 21$.

3. **Число зубьев большой звездочки**

$$z_2 = z_1 u = 21 \cdot 5 = 105.$$

Условие $z_2 \leq z_{2\max} = 120$ соблюдается (см. § 21.3).

* Для роликовой (втулочной) цепи применяют подстановки: $F_1 = P_1/v = 2\pi P_1/(p z_1 \omega_1) = 2\pi T_1/(p z_1)$; $A = (0,25 \dots 0,30) p^2$.

4. Шаг цепи.

а) Вращающий момент на малой звездочке

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 4,7 \cdot 10^3 / 24,8 \text{ Н} \cdot \text{м} = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

б) По табл. 21.4 интерполированием находим $[p_u] = 27,3 \text{ Н/мм}^2$, ориентируясь на меньшее табличное значение для заданной $\omega_1 = 24,8 \text{ рад/с}$.

в) Согласно условиям работы принимаем:

$$K_d = 1; K_c = 1,5; K_\theta = 1; K_{\text{рег}} = 1; K_p = 1,25.$$

г) Коэффициент эксплуатации [формула (21.15)]

$$K_s = K_d K_c K_\theta K_{\text{рег}} K_p = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,88.$$

д) Тогда шаг цепи [формула (21.16)]

$$p \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_s}{v z_1 [p_u]}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 10^3 \cdot 1,88}{1 \cdot 21 \cdot 27,3}} \text{ мм} = 24,1 \text{ мм}.$$

По табл. 21.1 принимаем цепь с шагом $p = 25,4 \text{ мм}$, для которой $d_o = 7,95 \text{ мм}$, $B = 22,61 \text{ мм}$, $q = 2,57 \text{ кг/м}$.

Для выбранной цепи по табл. 21.3 $\omega_{1\text{max}} = 73 \text{ рад/с}$, следовательно, условие $\omega_1 < \omega_{1\text{max}}$ соблюдается.

Для принятого шага цепи $p = 25,4 \text{ мм}$ по табл. 21.4 интерполированием уточняем $[p_u] = 28,7 \text{ Н/мм}^2$.

5. Скорость цепи [формула (21.4)]

$$v = p z_1 \omega_1 / (2\pi) = 0,0254 \cdot 21 \cdot 24,8 / (2\pi) \text{ м/с} = 2,11 \text{ м/с}.$$

6. Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = P_1 / v = 4,7 \cdot 10^3 / 2,11 \text{ Н} = 2225 \text{ Н}.$$

7. Расчетное давление в шарнирах принятой цепи [формула (21.14)]

$$p_u = \frac{F_t K_s}{d_o B} = \frac{2225 \cdot 1,88}{7,95 \cdot 22,61} \text{ Н/мм}^2 = 23,4 \text{ Н/мм}^2 < [p_u] = 28,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Износостойкость цепи обеспечивается.

8. Длина цепи. Ориентировочное межосевое расстояние [формула (21.6)]

$$a = 40p = 40 \cdot 25,4 \text{ мм} = 1016 \text{ мм}.$$

Тогда длина цепи в шагах [формула (21.7)]

$$l_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{21 + 105}{2} + \left(\frac{105 - 21}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016} = 147,5.$$

Принимаем $l_p = 148$ шагов.

9. Межосевое расстояние, соответствующее окончательно принятой длине цепи [формула (21.8)],

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{25,4}{4} \left[148 - \frac{21 + 105}{2} + \sqrt{\left(148 - \frac{21 + 105}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{105 - 21}{2\pi} \right)^2} \right] \text{ мм} =$$

$$= 1023 \text{ мм.}$$

10. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви при $k_f = 3$ [формула (21.10)]

$$F_0 = k_f q a g = 3 \cdot 2,57 \cdot 1,023 \cdot 9,81 \text{ Н} = 77 \text{ Н.}$$

11. Сила, действующая на валы звездочек [формула (21.13)], при $k_b = 1,15$

$$F_n = k_b F_t + 2F_0 = (1,15 \cdot 2225 + 2 \cdot 77) \text{ Н} = 2713 \text{ Н.}$$

§ 21.8. Расчет передачи зубчатой цепью

Для зубчатых цепей еще не разработана единая методика расчета, поэтому передачи с зубчатыми цепями рассчитывают с использованием данных завода-изготовителя или по ориентировочным зависимостям.

Особенность выбора зубчатых цепей заключается в том, что для одного шага p цепи существует пять или шесть стандартных ширин B цепи (см. табл. 21.2).

Шаг цепи p выбирают по табл. 21.3 в зависимости от максимально допустимой угловой скорости ω_{max} меньшей звездочки.

Число зубьев z_1 меньшей звездочки принимают по формуле (21.3); при этом учитывают, что с увеличением числа зубьев z_1 давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Исходя из критерия износостойкости шарнира зубчатой цепи по известным P (кВт), p (мм) и v (м/с) вычисляют требуемую ширину B (мм) цепи:

$$B = \frac{250 K_s P_1}{K_p p^3 \sqrt{v^2}} \quad (21.17)$$

где $K_s = K_d$ — коэффициент эксплуатации для зубчатых цепей, см. (21.7);

K_v — скоростной коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил,

$$K_v = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} v^2. \quad (21.18)$$

Стандартную ширину цепи B выбирают по табл. 21.2.

Выбор приводной зубчатой цепи ведут в последовательности, изложенной в решении примера 21.2.

Пример 21.2. Выбрать приводную зубчатую цепь для цепной передачи станка. Мощность на меньшей звездочке $P_1 = 5,5$ кВт при угловой скорости $\omega_1 = 294$ рад/с; передаточное число $u = 3$, нагрузка равномерная.

Решение. 1. Число зубьев меньшей звездочки [формула (21.3)]

$$z_{1\min} = 35 - 2u = 35 - 2 \cdot 3 = 29.$$

Согласно рекомендациям (см. § 21.3 и 21.8) принимаем $z_1 = 31$.

2. Число зубьев большой звездочки

$$z_2 = z_1 u = 31 \cdot 3 = 93;$$

условие $z_2 \leq z_{2\max} = 140$ соблюдается (см. § 21.3).

3. Шаг цепи. По табл. 21.3 при $\omega_1 = 294$ рад/с принимаем шаг цепи $p = 12,7$ мм.

4. Скорость цепи [формула (21.4)]

$$v = p z_1 \omega_1 / (2\pi) = 0,0127 \cdot 31 \cdot 294 / (2\pi) \text{ м/с} = 18,4 \text{ м/с}.$$

5. Ширина цепи.

а) Согласно условиям работы принимаем $K_d = 1$ (см. § 21.7). Коэффициент эксплуатации зубчатой цепи $K_s = K_d = 1$.

б) Скоростной коэффициент [формула (21.18)]

$$K_v = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} v^2 = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 18,4^2 = 0,633.$$

в) Тогда ширина цепи [формула (21.17)]

$$B = \frac{250 K_s P_1}{K_v p^3 \sqrt{v^2}} = \frac{250 \cdot 1 \cdot 5,5}{0,633 \cdot 12,7^3 \sqrt{18,4^2}} \text{ мм} = 28,3 \text{ мм}.$$

По табл. 21.2 принимаем $B = 28,5$ мм.

§ 21.9. Натяжение и смазывание цепи. К.п.д. цепных передач

Натяжение цепи. По мере изнашивания шарниров цепь вытягивается, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается (см. рис. 21.8), что вызывает захлестывание звездочки цепью. Для передач с углом наклона $\theta \leq 40^\circ$ к горизонту $[f] \leq 0,02a$; при $\theta > 40^\circ$ $[f] \leq 0,015a$, где a — межосевое расстояние.

Регулирование натяжения цепи осуществляется устройствами, аналогичными применяемым для натяжения ремня, т. е. пе-

ремещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два ее звена удаляют*.

Смазывание цепи оказывает решающее влияние на ее долговечность. При скорости цепи $v \leq 4$ м/с применяют периодическое смазывание ручной масленкой примерно через каждые 7 ч. При $v \leq 6$ м/с применяют смазывание масленками и капельницами (см. рис. 23.11).

Наиболее совершенно непрерывное смазывание погружением в масляную ванну закрытого корпуса: ведомую ветвь цепи погружают в ванну на глубину высоты пластин. В мощных быстроходных передачах применяют циркуляционное струйное смазывание от насоса.

К.п.д. передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и на перемешивание масла при смазывании погружением. При нормальных условиях работы среднее значение к.п.д. $\eta = 0,92...0,96$.

§ 21.10. Рекомендации по конструированию цепных передач

1. В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора (см. рис. 6.2).

2. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.

3. Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту θ более 60° .

При $\theta > 60^\circ$ применяют оттяжную звездочку, которую устанавливают на ведомой ветви.

4. Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены в одной плоскости.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными? Где они применяются?

* Увеличение шага цепи от износа в шарнирах не компенсируется ее натяжением. По мере изнашивания цепь будет располагаться все ближе и ближе к вершинам зубьев и возникает опасность соскакивания ее со звездочек.

2. Назовите основные типы приводных цепей. Какие из них получили наибольшее распространение и почему?
3. В каких случаях применяют многорядные роликовые цепи?
4. Почему при высоких скоростях рекомендуется применять цепи с малым шагом?
5. Чем вызвана неравномерность движения приводных цепей и почему она возрастает с увеличением шага?
6. Чем обуславливаются ограничение минимального числа зубьев малой звездочки и максимальное число зубьев большой звездочки?
7. Почему при определении длины цепи рекомендуется принимать четное число звеньев цепи?
8. Что является основным критерием работоспособности цепных передач?
9. Как производится проверка приводной цепи на износостойкость?
10. Что такое коэффициент эксплуатации цепной передачи и от чего он зависит?
11. Чем вызвана необходимость в применении натяжных устройств в цепных передачах? Способы натяжения цепи.
12. Какие способы смазки применяют в цепных передачах?

Часть четвертая ВАЛЫ, ОСИ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ

ГЛАВА 22. ВАЛЫ И ОСИ

§ 22.1. Общие сведения

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для поддержания сидящих на нем деталей и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях дополнительно растяжение и сжатие.

Ось — деталь, предназначенная только для поддержания сидящих на ней деталей. В отличие от вала *ось не передает вращающего момента* и, следовательно, *не испытывает кручения*. Оси могут быть неподвижными (см. рис. 22.9) или вращаться вместе с насаженными на них деталями (рис. 22.1).

По геометрической форме валы делятся на прямые (рис. 22.2), коленчатые и гибкие. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и в настоящем курсе не рассматриваются.

Оси, как правило, изготавливают прямыми (см. рис. 22.1). По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга.

Прямые валы и оси могут быть гладкими (см. рис. 22.9) или ступенчатыми (см. рис. 22.2). Образование ступеней связано

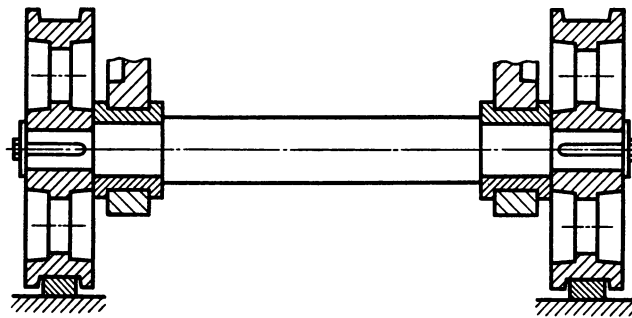


Рис. 22.1. Ось тележки

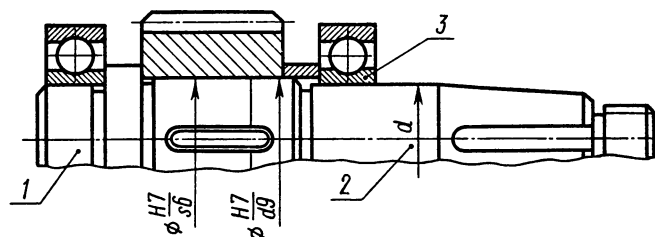


Рис. 22.2. Прямой ступенчатый вал:
1 — шип; 2 — шейка; 3 — подшипник

с различной напряженностью отдельных сечений, а также условиями изготовления и удобства сборки.

По типу сечения валы и оси бывают сплошные и полые. Полое сечение применяется для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.

§ 22.2. Конструктивные элементы. Материалы валов и осей

Цапфы — участки вала или оси, лежащие в опорах. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты.

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную нагрузку (см. рис. 22.2).

Шейкой называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси.

Опорами для шипов и шеек служат подшипники.

Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими. В большинстве случаев применяются цилиндрические цапфы.

Пятой называют цапфу, передающую осевую нагрузку (рис. 22.3). *Опорами для пят служат подпятники.* Пяты по форме могут быть сплошными (рис. 22.3, а), кольцевыми (рис. 22.3, б)

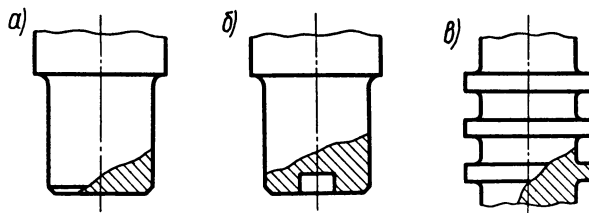


Рис. 22.3. Пяты

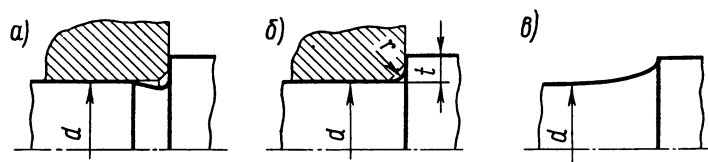


Рис. 22.4. Переходные участки вала

и гребенчатыми (рис. 22.3, в). Гребенчатые пяты применяют редко.

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют цилиндрическими и коническими (см. рис. 22.2). При посадках с натягом диаметр этих поверхностей принимают больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки (см. рис. 22.2). Диаметры посадочных поверхностей выбирают из ряда нормальных линейных размеров (см. § 22.4), а диаметры под подшипники качения — в соответствии с ГОСТами на подшипники.

Переходные участки между двумя ступенями валов или осей выполняют:

а) с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. 22.4, а). Эти канавки повышают концентрацию напряжений;

б) с галтелью * постоянного радиуса (рис. 22.4, б);

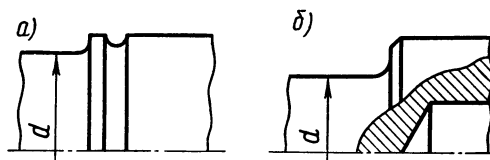
в) с галтелью переменного радиуса (рис. 22.4, в), которая способствует снижению концентрации напряжений, а потому применяется на сильно нагруженных участках валов или осей.

Эффективными средствами для снижения концентрации напряжений в переходных участках являются выполнение разгрузочных канавок (рис. 22.5, а), увеличение радиусов галтелей, высверливание отверстий в ступенях большого диаметра (рис. 22.5, б). Деформационное упрочнение (наклеп) галтелей обкаткой роликами повышает несущую способность валов и осей.

Материалы валов и осей. Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Для валов и осей без термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой — стали 45, 40Х (см. табл. 8.4). Быстроходные валы, работающие

* Галтель — поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала к большему.

Рис. 22.5. Способы повышения усталостной прочности валов



в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. *Цапфы* этих валов *цементируют* для повышения износостойкости.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим *шлифованием цапф и посадочных поверхностей*.

§ 22.3. Критерии работоспособности валов и осей

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. *Основными критериями работоспособности являются сопротивление усталости и жесткость*. Сопротивление усталости валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость — прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений. Практикой установлено, что разрушение валов и осей *быстроходных машин* в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на сопротивление усталости.

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие M_k и изгибающие M моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил невелико и в большинстве случаев не учитывается.

§ 22.4. Проектировочный расчет валов

Проектировочный расчет валов производят на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент M_k . Изгибающие моменты M оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно чертежу выявится его длина. Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентрации напряжений: галтели, шпоночные канавки и т. п. Поэтому *проектировочный расчет вала производят условно только на кручение*. При этом расчете влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируется понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]_k$.

При проектировочном расчете обычно определяют диаметр выходного конца вала. Промежуточный вал не имеет выходного

конца, поэтому для него расчетом определяют диаметр под колесом. Остальные диаметры вала назначают при разработке конструкции с учетом технологии изготовления и сборки.

Диаметр расчетного сечения вала определяют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 [\tau]_k}}, \quad (22.1)$$

где M_k — крутящий момент, возникающий в расчетном сечении вала и обычно численно равный передаваемому вращающему моменту T , т. е. $M_k = T$;

$[\tau]_k$ — допускаемое напряжение на кручение.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau]_k = 20 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$; при определении диаметра промежуточного вала под колесом $[\tau]_k = 10 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$.

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего стандартного значения из ряда нормальных линейных размеров, мм: 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.

При проектировании редукторов диаметр выходного конца быстроходного вала иногда принимают равным (или почти равным) диаметру вала электродвигателя, с которым он будет соединен муфтой.

Окончательно форму и размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.

Пример 22.1. Рассчитать тихоходный вал одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора привода ленточного транспортера (см. рис. 6.2). Вращающий момент на валу $T = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ширина венца зубчатого колеса $b_2 = 36 \text{ мм}$.

Решение. 1. **Материал вала** принимаем сталь 45. Учитывая, что выходной конец вала помимо кручения испытывает изгиб от натяжения цепи (см. рис. 6.2), принимаем $[\tau]_k = 25 \text{ Н/мм}^2$.

2. Диаметр **выходного конца вала** при $M_k = T$ [формула (22.1)]

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \text{ мм} = 33,8 \text{ мм}.$$

По стандарту принимаем $d = 34 \text{ мм}$ (см. § 22.4).

3. **Разработка конструкции вала** и оценка его размеров по чертежу (см. рис. 22.8, а).

Диаметр вала в месте посадки звездочки $d = 34 \text{ мм}$ получен расчетом. Диаметр в месте посадки подшипников принимаем $d_n = 40 \text{ мм}$. Диаметр

в месте посадки колеса берем $d_k = 45$ мм, чтобы колесо прошло свободно через посадочное место подшипника. Радиусы галтелей принимаем $r = 1,5$ мм. Конструктивно назначаем $l_1 = 50$ мм, $l_2 = l_3 = 40$ мм.

§ 22.5. Проверочный расчет валов

Проверочный расчет валов производится на сопротивление усталости и жесткость, а в отдельных случаях на колебания*. Выполняется после конструктивного оформления вала на основе проектировочного расчета и подбора подшипников.

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах.

При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы, и если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники качения или скольжения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры (рис. 22.6, а), а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, — как шарнирно-подвижные (рис. 22.6, б).

На схеме центр шарнира опоры принимают в середине подшипника качения (рис. 22.6, а) или на расстоянии $0,3...0,4$ длины подшипников скольжения** со стороны нагруженного пролета (рис. 22.6, б).

Основными нагрузками на валы являются силы от передач, распределяющиеся по длине ступицы. На расчетных схемах эти силы, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в серединах ступиц (рис. 22.6, в). Влиянием силы тяжести валов и насаженных на них деталей пренебрега-

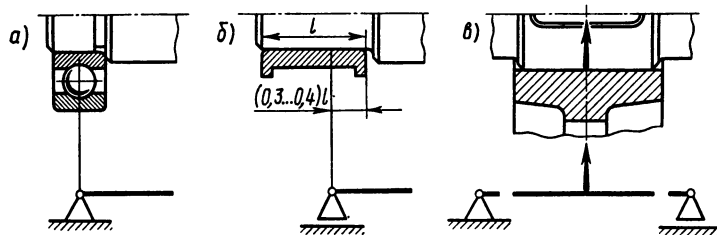


Рис. 22.6. Расчетные схемы

* Расчет на колебания в настоящем курсе не рассматривается.

** Давление по длине подшипника скольжения распределяется неравномерно вследствие деформации валов и осей.

ют (за исключением тяжелых маховиков и т. п.). Силы трения в опорах не учитывают.

После выполнения проектировочного расчета валов, когда диаметры выходных (консольных) концов их будут известны, в ы б и р а ю т муфты (см. ниже). Из-за несоосности соединяемых валов (погрешности изготовления, монтажа и изнашивания) большинство муфт дополнительно нагружают консольные концы валов радиальной силой F_m .

Так как направление консольной силы F_m неизвестно, то направление ее принимают равным направлению действия окружной силы F_t передачи. Расстояние от точки приложения силы F_m до середины ближайшей опоры назначают конструктивно (рекомендации см. в литературе [7]).

Пример перехода от конструкции к расчетной схеме дан на рис. 22.8.

Расчет на сопротивление усталости. Этот расчет валов выполняют как проверочный; он заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений.

При расчете принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения — по отнулевому циклу (см. рис. 0.2). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

Проверку на сопротивление усталости производят по коэффициенту запаса прочности s [формула (0.12)].

Согласно рис. 0.2:

а м п л и т у д а с и м м е т р и ч н о г о ц и к л а нормальных напряжений при изгибе вала

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_n = M / W_{\text{нетто}}; \quad (22.2)$$

а м п л и т у д а о т н у л е в о г о ц и к л а касательных напряжений при кручении вала

$$\tau_a = \tau_{\max} / 2 = \tau_k / 2 = M_k / (2 W_{k \text{ нетто}}), \quad (22.3)$$

где $M = \sqrt{M_b^2 + M_r^2}$ — результирующий момент (M_b и M_r — изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях); M_k — крутящий момент;

$W_{\text{нетто}}$ и $W_{k \text{ нетто}}$ — моменты сопротивления изгибу и кручению нетто сечения вала (табл. 22.1).

Д о п у с к а е м ы й к о э ф ф и ц и е н т запаса прочности для валов передач принимают $[s] = 1,3 \dots 2,1$.

Т а б л и ц а 22.1. Формулы для определения $W_{\text{нетто}}$ и $W_{\text{к нетто}}$

Сечение вала или оси	$W_{\text{нетто}}$	$W_{\text{к нетто}}$
Круглое сплошное диаметром d	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3$
С одной шпоночной канавкой (см. рис. 4.1)	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$

Проверочный расчет на сопротивление усталости ведется по длительно действующей номинальной нагрузке без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов нагружения которых невелико и не влияет на сопротивление усталости.

Если в результате расчета получится $s < [s]$ и увеличение размеров сечения вала невозможно, то наиболее эффективным способом повышения сопротивления усталости является применение упрочняющей обработки (см. § 0.8).

Расчет валов на сопротивление усталости ведут в последовательности, изложенной в решении примера 22.2.

Расчет на жесткость. Проверочный расчет валов на жесткость выполняют в тех случаях, когда их деформации существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей.

Так, повышенный наклон упругой линии l вала под зубчатым колесом от прогиба (рис. 22.7) вызовет перекос колес, концентрацию нагрузки по длине зубьев и преждевременный их износ или даже излом, а значительный угол наклона θ цапф — защемление тел качения в подшипниках, повышенное трение и нагрев.

Различают изгибную и крутильную жесткость.

Изгибная жесткость валов оценивается углом наклона θ , который определяется методами сопротивления материалов. Требуемая изгибная жесткость обеспечивается при соблюдении условия $\theta \leq [\theta]$. Значение допускаемых углов наклона $[\theta]$ зависит от назначения вала или оси.

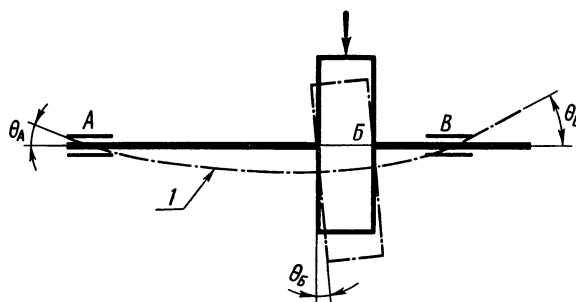


Рис. 22.7. Углы наклона сечений вала:
 l — упругая линия вала

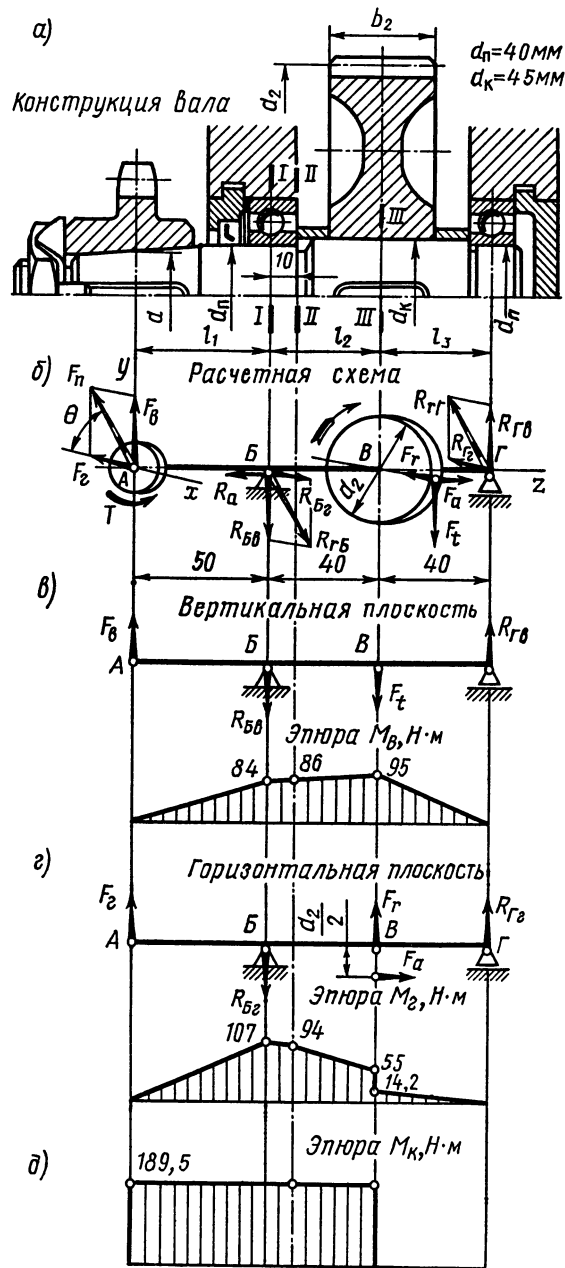


Рис. 22.8. К расчету вала

Угол наклона цапф в подшипниках скольжения рекомендует-
ся $[\theta]=0,001$ рад, в радиальных шарикоподшипниках $[\theta]\approx$
 $\approx 0,0012$ рад, в конических роликовых $[\theta]=0,0003$ рад.

Крутильная жесткость валов оценивается углом
закручивания φ на единицу длины вала*. Для многих валов
передач крутильная жесткость не имеет существенного значения,
и такой расчет не производят.

Пример 22.2. По данным примера 22.1 проверить тихоходный вал
редуктора на сопротивление усталости (см. рис. 6.2 и 22.8, а). Делитель-
ный диаметр зубчатого колеса $d_2=143,39$ мм; силы в зацеплении колеса:
окружная $F_t=2640$ Н, радиальная $F_r=980$ Н, осевая $F_a=570$ Н. Сила
давления цепной передачи на вал $F_n=2713$ Н и направлена под углом $\theta=$
 $=38^\circ$ к горизонту. Нагрузка на вал неререверсивная. Работа спокойная.
Зубчатое колесо вращается по ходу часовой стрелки, если смотреть на
него со стороны звездочки. Материал вала сталь 45, для которой по табл.
8.4: $\sigma_b=890$ Н/мм²; $\sigma_r=650$ Н/мм²; $\sigma_{-1}=380$ Н/мм²; $\tau_{-1}=0,58\sigma_{-1}=$
 $= (0,58 \cdot 380)$ Н/мм² $=220,4$ Н/мм².

Решение. 1. Расчетная схема вала (рис. 22.8, б) составлена в соответ-
ствии с конструкцией, принятой в примере 22.1, п. 3.

2. Силы, действующие на вал (рис. 22.8, б). По условию примера
окружная сила на колесе $F_t=2640$ Н, радиальная сила $F_r=980$ Н, осевая
сила $F_a=570$ Н.

Силу давления цепной передачи на вал F_n раскладываем на составля-
ющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$F_b = F_n \sin \theta = (2713 \sin 38^\circ) \text{ Н} = 1670 \text{ Н},$$

$$F_r = F_n \cos \theta = (2713 \cos 38^\circ) \text{ Н} = 2138 \text{ Н}.$$

3. Эпюры изгибающих моментов.

В вертикальной плоскости (рис. 22.8, в):

а) определяем опорные реакции:

$$\sum M_B = 0; -F_b \cdot 50 - F_t \cdot 40 + R_{rB} \cdot 80 = 0;$$

$$R_{rB} = \frac{F_b \cdot 50 + F_t \cdot 40}{80} = \frac{1670 \cdot 50 + 2640 \cdot 40}{80} \text{ Н} = 2364 \text{ Н};$$

$$\sum M_r = 0; -F_b \cdot 130 + R_{bB} \cdot 80 + F_t \cdot 40 = 0;$$

$$R_{bB} = \frac{F_b \cdot 130 - F_t \cdot 40}{80} = \frac{1670 \cdot 130 - 2640 \cdot 40}{80} \text{ Н} = 1394 \text{ Н};$$

б) проверяем правильность определения реакций:

$\Sigma Y = F_b - R_{bB} - F_t + R_{rB} = 1670 - 1394 - 2640 + 2364 = 0$ — реак-
ции найдены правильно;

* См. курс «Сопротивление материалов».

в) строим эпюру изгибающих моментов M_b , для чего определяем их значения в характерных сечениях вала:

- в сечении А $M_b=0$;
 » » Б $M_b = F_a \cdot 50 = 1670 \cdot 50 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 84 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
 » » В $M_b = R_{ГВ} \cdot 40 = 2364 \cdot 40 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 95 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
 » » Г $M_b=0$.

В горизонтальной плоскости (рис. 22.8, e):

а) определяем опорные реакции

$$\sum M_B = 0; -F_r \cdot 50 + F_r \cdot 40 + F_a d_2/2 + R_{ГГ} \cdot 80 = 0;$$

$$R_{ГГ} = \frac{F_r \cdot 50 - F_r \cdot 40 - F_a d_2/2}{80} =$$

$$= \frac{2138 \cdot 50 - 980 \cdot 40 - 570 \cdot 143,39/2}{80} \text{ Н} = 335 \text{ Н};$$

$$\sum M_G = 0; -F_r \cdot 130 + R_{БГ} \cdot 80 - F_r \cdot 40 + F_a d_2/2 = 0;$$

$$R_{БГ} = \frac{F_r \cdot 130 + F_r \cdot 40 - F_a d_2/2}{80} =$$

$$= \frac{2138 \cdot 130 + 980 \cdot 40 - 570 \cdot 143,39/2}{80} \text{ Н} = 3453 \text{ Н};$$

б) проверяем правильность определения реакций

$\sum X = F_r - R_{БГ} + F_r + R_{ГГ} = 2138 - 3453 + 980 + 335 = 0$ — реакции найдены правильно;

в) строим эпюру изгибающих моментов M_r , для чего определяем их значения в характерных сечениях вала:

- в сечении А $M_r=0$;
 » » Б $M_r = F_r \cdot 50 = 2138 \cdot 50 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 107 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
 » » В справа $M_r = R_{ГГ} \cdot 40 = 335 \cdot 40 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 14,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
 » » В слева $M_r = R_{ГГ} \cdot 40 + F_a d_2/2 = 335 \cdot 40 +$
 $+ 570 \cdot 143,39/2 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
 » » Г $M_r=0$.

4. Эпюра крутящих моментов (рис. 22.8, d). Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от середины ступицы колеса до середины ступицы звездочки (рис. 22.8, a):

$$M_k = T = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала.

В соответствии с формой вала и эпюрами M и M_k предположительно опасными сечениями вала, подлежащими проверке на сопротивление

усталости, являются сечения I—I, II—II и III—III, в которых имеются концентраторы напряжений и возникают наибольшие моменты.

Определяем коэффициент запаса прочности в сильно нагруженном сечении II—II, в котором концентрация напряжений обусловлена канавкой с галтелью (см. рис. 22.4, а) и посадкой внутреннего кольца подшипника с натягом. Это сечение расположено на расстоянии 10 мм от середины подшипника.

а) Определяем изгибающие моменты в сечении II—II. Из рис. 22.8, в

$$M_{вII} = F_{в} \cdot 60 - R_{Бв} \cdot 10 = (1670 \cdot 60 - 1394 \cdot 10) \text{ Н} \cdot \text{мм} = 86 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Из рис. 22.8, г

$$M_{гII} = F_{г} \cdot 60 - R_{Бг} \cdot 10 = (2138 \cdot 60 - 3453 \cdot 10) \text{ Н} \cdot \text{мм} = 94 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении II—II

$$M_{II} = \sqrt{M_{вII}^2 + M_{гII}^2} = \sqrt{86^2 + 94^2} \text{ Н} \cdot \text{м} = 128 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

б) Согласно эпюре крутящий момент в сечении II—II

$$M_{к} = 189,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

в) Определяем напряжения в сечении II—II.

Напряжения изгиба

$$\sigma_{н} = \frac{M_{II}}{W} = \frac{M_{II}}{0,1d^3} = \frac{128 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} \text{ Н/мм}^2 = 20,2 \text{ Н/мм}^2.$$

В сечении II—II нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу с амплитудой [формула (22.2)]

$$\sigma_{а} = \sigma_{н} = 20,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения кручения

$$\tau_{к} = \frac{M_{к}}{W_{к}} = \frac{M_{к}}{0,2d^3} = \frac{189,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40^3} \text{ Н/мм}^2 = 14,8 \text{ Н/мм}^2.$$

При отнулевом цикле касательных напряжений амплитуда цикла [формула (22.3)]

$$\tau_{а} = \tau_{к}/2 = 14,8/2 \text{ Н/мм}^2 = 7,4 \text{ Н/мм}^2.$$

г) В сечении II—II два концентратора напряжений: канавка с галтелью и посадка с натягом. Согласно примечанию к табл. 0.2 в расчет принимаем концентрацию напряжений от посадки внутреннего кольца подшипника, для которой по табл. 0.5 (интерполируя) $K_{с}/K_{а} = 3,9$; $K_{\tau}/K_{а} = 2,8$.

По табл. 0.3...0.4: $K_{F} = 1,0$ — для шлифованной посадочной поверхности; $K_{\nu} = 1$ — поверхность вала не упрочняется.

д) Коэффициенты концентрации напряжений вала в сечении II—II [формулы (0.4) и (0.5)]:

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_v} + K_F - 1 \right) / K_v = (3,9 + 1 - 1) / 1 = 3,9;$$

$$(K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) / K_v = (2,8 + 1 - 1) / 1 = 2,8.$$

е) Пределы выносливости вала в сечении II—II [формулы (0.6)]:

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1} / (K_{\sigma})_D = 380 / 3,9 \text{ Н/мм}^2 = 97,4 \text{ Н/мм}^2;$$

$$(\tau_{-1})_D = \tau_{-1} / (K_{\tau})_D = 220,4 / 2,8 \text{ Н/мм}^2 = 78,7 \text{ Н/мм}^2.$$

ж) Коэффициенты запаса прочности вала в сечении II—II по нормальным и касательным напряжениям [формулы (0.10) и (0.11)]:

$$s_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{97,4}{20,2} = 4,7;$$

$$s_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{78,7}{7,4} = 10,6.$$

з) Расчетный коэффициент запаса прочности вала в сечении II—II [формула (0.12)]:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{4,7 \cdot 10,6}{\sqrt{4,7^2 + 10,6^2}} = 4,3 > [s] = 2,1.$$

Сопротивление усталости вала в сечении II—II обеспечивается.

Проверочный расчет вала на сопротивление усталости в сечениях I—I и III—III предлагается обучающемуся произвести самостоятельно.

§ 22.6. Расчет осей

Проектировочный расчет. Оси работают как поддерживающие детали и поэтому нагружены только изгибающими нагрузками *. Проектный расчет осей на статическую прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов, задаваясь при этом длинами участков осей в зависимости от конструкции узла.

Расчет неподвижных осей ведут в предположении изменения напряжений изгиба по отнулевому циклу — самому неблагоприятному.

* Растягивающими и сжимающими нагрузками пренебрегают.

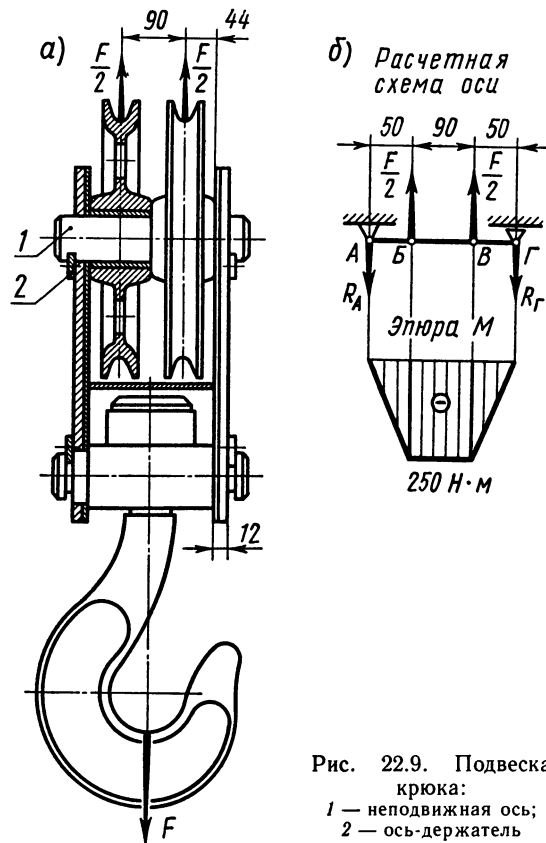


Рис. 22.9. Подвеска крюка:
1 — неподвижная ось;
2 — ось-держатель

ятному из всех знакопостоянных циклов. Для осей, изготовленных из среднеуглеродистых сталей, допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_0]_н = 100 \dots 160 \text{ Н/мм}^2$. Меньшие значения рекомендуются при значительных концентрациях напряжений.

Напряжения во вращающихся осях изменяются по симметричному циклу, для них принимают $[\sigma_{-1}]_н = (0,5 \dots 0,6) [\sigma_0]_н$. Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то полученный диаметр увеличивают примерно на 10 % и округляют до ближайшего большего стандартного значения (см. § 22.4).

Проверочный расчет. Проверочный расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость ведут аналогично расчету валов при $M_k = 0$.

Пример 22.3. Определить диаметр оси подвески крюка, грузоподъемная сила которого $F = 10 \text{ кН}$ (рис. 22.9, а).

Решение. 1. Расчетная схема (рис. 22.9, б) составлена в соответствии с конструкцией подвески (ось рассматривается как балка с шарнирными опорами, нагруженная сосредоточенными силами).

2. Опорные реакции. При симметричном расположении блоков $R_A = R_B = F/2 = 10 \cdot 10^3 / 2 \text{ Н} = 5 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

3. Эпюра изгибающих моментов M :

в сечении A $M = 0$;

» » B $M = -R_A \cdot 50 = -5 \cdot 10^3 \cdot 50 \text{ Н} \cdot \text{мм} = -250 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

» » B $M = -R_B \cdot 50 = -5 \cdot 10^3 \cdot 50 \text{ Н} \cdot \text{мм} = -250 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

» » Γ $M = 0$.

4. Для удобства изготовления и сборки принимаем ось гладкой и неподвижной. Учитывая ответственность оси в крюковой подвеске, выбираем материал сталь Ст5 с $[\sigma_0]_н = 125 \text{ Н/мм}^2$.

5. Требуемый диаметр оси определяем из условия прочности на изгиб:

$$W = 0,1d^3 \geq M/[\sigma_0]_н,$$

откуда

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_0]_н}} = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 125}} \text{ мм} = 27,2 \text{ мм}.$$

По стандарту (см. § 22.4) принимаем $d = 28 \text{ мм}$.

§ 22.7. Рекомендации по конструированию валов и осей

1. Валы и оси следует конструировать по возможности гладкими с минимальным числом уступов (см. рис. 22.8 и 22.9).

2. Каждая насаживаемая на вал или ось деталь должна проходить до своей посадочной поверхности свободно во избежание повреждения других поверхностей (см. рис. 4.6 и 22.8, а). Рекомендуется принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в канавке ступени меньшего диаметра.

3. Торцы валов и осей и их уступы выполняют с фасками для удобства насадки деталей и соблюдения норм охраны труда (см. рис. 22.2).

4. В тяжело нагруженных валах или осях для снижения концентрации напряжений в местах посадочных поверхностей рекомендуется перепады ступеней выполнять минимальными с применением галтелей переменного радиуса (см. рис. 22.4, в).

5. При посадках с натягом трудно совместить шпоночную канавку в ступице со шпонкой вала. Для облегчения сборки на посадочной поверхности вала предусматривают небольшой на-

правляющий цилиндрический участок с полем допуска $d9$ (см. рис. 22.2).

6. Для уменьшения номенклатуры резцов радиусы галтелей, углы фасок, ширину канавок на одном валу или оси рекомендуется выполнять одинаковыми. Если на валу несколько шпоночных пазов, то их располагают на одной образующей вала (см. рис. 22.8, *a*).

7. Выбор рациональной формы вала или оси зависит от типа производства. При единичном производстве валы и оси изготавливают преимущественно из круглого проката, поэтому для уменьшения механической обработки принимают простую форму — без буртиков (см. рис. 22.9, *a*). При массовом производстве валы и оси изготавливают из специальных поковок, которые позволяют применять упорные бурты (см. рис. 22.2).

8. Для увеличения изгибной жесткости валов и осей рекомендуется располагать насаживаемые детали ближе к опорам.

9. Для повышения несущей способности валов и осей рекомендуется упрочнение их поверхностей (закалка т. в. ч., цементация, азотирование, накатка роликом, дробеструйный наклеп).

10. При разработке конструкции вала или оси надо иметь в виду, что резкие изменения их сечений (резьбы под установочные гайки, шпоночные пазы, канавки, поперечные сквозные отверстия под штифты и отверстия под установочные винты и др.) вызывают концентрацию напряжений, уменьшая сопротивление усталости.

Контрольные вопросы

1. Какая разница между валом и осью и какие деформации испытывают вал и ось при работе?
2. Что называют цапфой, шипом, шейкой и пятой?
3. Каковы основные критерии работоспособности валов и осей и какими параметрами они оцениваются?
4. Почему валы рассчитывают в два этапа: первый — проектировочный расчет, второй — проверочный расчет?
5. Какова цель проектировочного расчета, как он производится, какой обычно диаметр вала определяют и почему?
6. Какова цель проверочного расчета и как он производится?
7. Как рассчитывают оси и валы на прочность и жесткость?
8. Каковы конструктивные и технологические способы повышения выносливости валов?

ГЛАВА 23. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

§ 23.1. Общие сведения

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машин.

В зависимости от вида трения подшипники делятся на подшипники скольжения и подшипники качения.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают:

радиальные — воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные оси цапфы;

упорные — воспринимают осевые нагрузки;

радиально-упорные — воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Упорные подшипники часто называют подпятниками.

Конструкции подшипников. В большинстве случаев подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей и смазывающих устройств. Конструкции подшипников разнообразны и определяются конструкцией машины. В простейшем виде подшипник скольжения представляет собой втулку (вкладыш), встроенную в станину машины (рис. 23.1). На рис. 23.2 и 23.3 подшипник имеет отдельный корпус, который крепится на станине машины.

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш 1, который устанавливают в корпусе подшипника

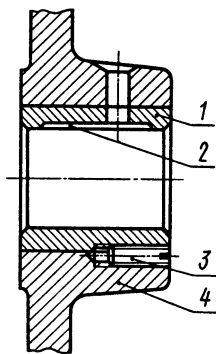


Рис. 23.1. Неразъемный подшипник, встроенный в станину машины:

1 — втулка; 2 — смазочная канавка; 3 — стопорный винт; 4 — станина машины

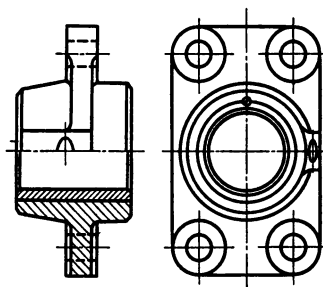


Рис. 23.2. Фланцевый (неразъемный) подшипник

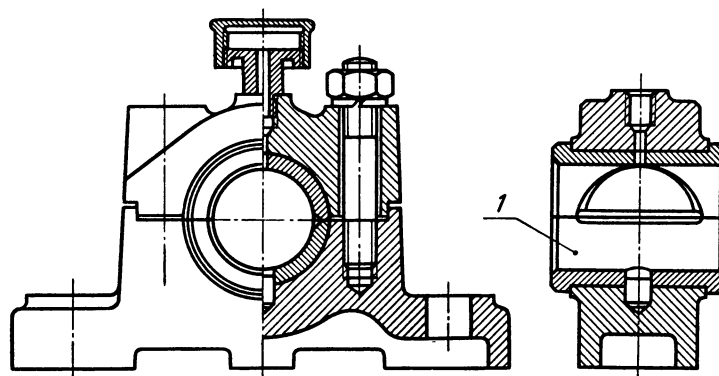


Рис. 23.3. Подшипник с разъемным корпусом и вкладышем

(рис. 23.3) или непосредственно в станине или раме машины (рис. 23.1). В процессе работы трущиеся поверхности цапфы и вкладыша находятся в состоянии относительного скольжения.

Подшипники скольжения делятся на неразъемные (см. рис. 23.2) и разъемные (см. рис. 23.3).

Неразъемные (глухие) подшипники применяют при малой скорости скольжения с перерывами в работе (механизмы управления и др.).

Разъемные подшипники имеют основное применение в общем и особенно в тяжелом машиностроении. Они облегчают монтаж валов.

При большой длине цапф применяют самоустанавливающиеся подшипники (рис. 23.4). Сферические выступы вкладышей позволяют им самоустанавливаться, устраняя тем самым перекосы цапф от деформации вала и неточностей монтажа, обеспечивая равномерное распределение нагрузки по длине вкладыша.

Пример конструкции подпятника показан на рис. 23.5.

Достоинства подшипников скольжения. 1. Надежно работают в высокоскоростных приводах (подшипники качения в этих условиях имеют низкую долговечность). 2. Способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демпфирующего действия масляного слоя. 3. Работают бесшумно. 4. Имеют сравнительно малые радиальные размеры (см. рис. 23.2). 5. Разъемные подшипники допускают установку их на шейки коленчатых валов; при ремонте не требуют демонтажа муфт, шкивов и т. д. 6. Для тихоходных машин могут иметь весьма простую конструкцию (см. рис. 23.2).

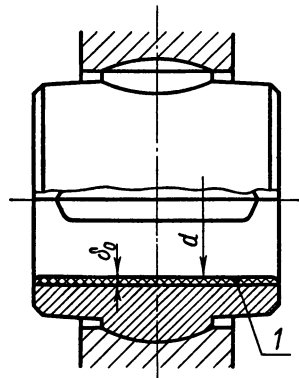


Рис. 23.4. Самоустанавливающийся подшипник:
1 — баббитовая заливка

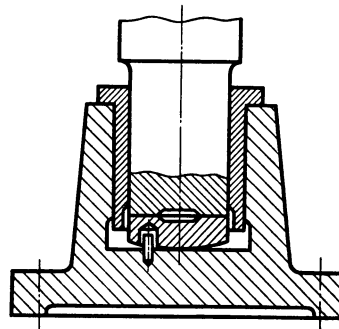


Рис. 23.5. Подпятник

Недостатки. 1. В процессе работы требуют постоянного надзора из-за высоких требований к смазыванию и опасности перегрева; перерыв в подаче смазочного материала ведет к выходу из строя подшипника. 2. Имеют сравнительно большие осевые размеры. 3. Значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке. 4. Большой расход смазочного материала.

Применение. 1. Для валов с ударными и вибрационными нагрузками (молоты, поршневые машины и др.). 2. Для коленчатых валов, когда по условиям сборки требуются разъемные подшипники. 3. Для валов больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения. 4. Для высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны (центрифуги и др.) 5. При высоких требованиях к точности работы вала (шпиндели станков и др.). 6. В тихоходных машинах. 7. При работе в воде и агрессивных средах, в которых подшипники качения неработоспособны.

§ 23.2. Виды смазки

В подшипниках скольжения может быть полужидкостная и жидкостная смазка, переходящая последовательно одна в другую по мере возрастания угловой скорости вала от нуля до определенного значения.

Вращающийся вал увлекает смазочный материал в клиновидный зазор между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, вследствие которой цапфа всплывает по мере увеличения скорости (рис. 23.6).

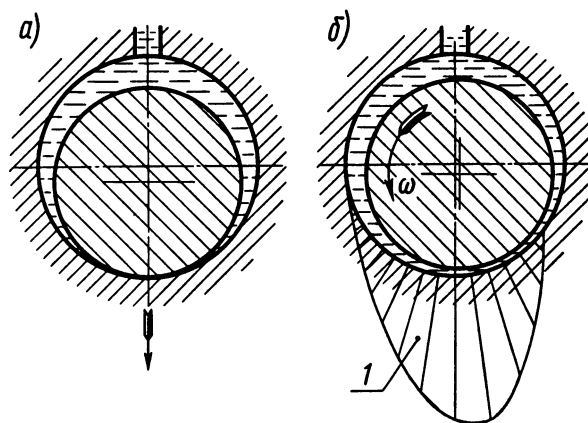


Рис. 23.6. Положение цапфы в подшипнике в состоянии покоя (а) и при вращении (б):
1 — эпюра давлений в масляном слое

В период пуска, когда скорость скольжения мала, большая часть поверхности трения разделена тонкой масляной пленкой. При увеличении скорости цапфа всплывает и толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные выступы трущихся поверхностей остаются не разделенными смазочным материалом. Смазка в этом случае будет полужидкостная.

При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении определенных условий (см. ниже) появляется сплошной устойчивый слой масла, полностью разделяющий шероховатости поверхностей трения (рис. 23.7). Возникает жидкостная смазка, при которой изнашивание и заедание отсутствуют.

При малой угловой скорости вала создается граничная смазка, когда трущиеся поверхности не разделены слоем сма-

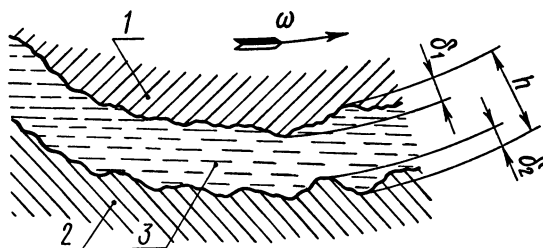


Рис. 23.7. Расположение поверхностей трения при жидкостной смазке:
1 — цапфа; 2 — вкладыш; 3 — слой масла

зывающего материала, но на поверхностях цапфы и вкладыша имеется тонкая адсорбированная * масляная пленка толщиной порядка 0,1 мкм.

Жидкостная смазка возникает лишь в специальных подшипниках при соблюдении определенных условий. *Большинство подшипников скольжения работает в условиях полужидкостной смазки, а в периоды пуска и останова — в условиях граничной смазки.*

Граничная и полужидкостная смазка объединяются одним понятием — *н е с о в е р ш е н н а я с м а з к а*.

§ 23.3. Материалы вкладышей

Материалы вкладышей подшипников должны иметь: **1.** Достаточную *износостойкость* и высокую *сопротивляемость заеданию* в периоды отсутствия жидкостной смазки (пуск, торможение и др). Изнашиванию должны подвергаться вкладыши, а не цапфа вала, так как замена вала значительно дороже вкладыша. Подшипник скольжения работает тем надежнее, чем выше твердость цапфы вала. Цапфы, как правило, закаливают. **2.** Высокую *сопротивляемость хрупкому разрушению* при действии ударных нагрузок и достаточное *сопротивление усталости*. **3.** *Низкий коэффициент трения* и *высокую теплопроводность* с малым расширением.

Вкладыши выполняют из следующих материалов.

Бронзовые вкладыши широко используют при средних скоростях и больших нагрузках. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы (БрО10Ф1, БрО5Ц5С5 и др.). Алюминиевые (БрА9Ж3А и др.) и свинцовые (БрС30) бронзы вызывают повышенное изнашивание цапф валов, поэтому *применяются в паре с закаленными цапфами*. Свинцовые бронзы используют при знакопеременных ударных нагрузках.

Вкладыш с баббитовой заливкой применяют для ответственных подшипников при тяжелых и средних режимах работы (дизели, компрессоры и др.). *Баббит является одним из лучших антифрикционных материалов для подшипников скольжения*. Хорошо обрабатывается, стоек против заедания, но имеет невысокую прочность, поэтому баббит заливают лишь тонким слоем на рабочую поверхность стального, чугунного или бронзового вкладыша (см. рис. 23.4). Лучшими являются высокооловянные баббиты Б86, Б83.

* *Адсорбция* — поверхностное поглощение.

Чугунные вкладыши без заливки применяют в малоответственных тихоходных механизмах. Наибольшее применение получили антифрикционные чугуны АЧС-1 и др.

Металлокерамические вкладыши изготовляют прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Особенностью этих материалов является большая пористость, которая используется для предварительного насыщения горячим маслом. *Вкладыши, пропитанные маслом, могут долго работать без подвода смазочного материала.* Их применяют в тихоходных механизмах в местах, труднодоступных для подвода масла.

Для вкладышей из неметаллических материалов применяют антифрикционные самосмазывающие пластмассы (АСП), древеснослоистые пластики, твердые породы дерева, резину и др. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазывании водой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, насосов, пищевых машин и т. п.

В массовом производстве вкладыши штампуют из стальной ленты, на которую нанесен тонкий антифрикционный слой (оловянные и свинцовые бронзы, баббиты, фторопласт, нейлон и др.).

§ 23.4. Смазочные материалы

Для уменьшения трения и изнашивания подшипники смазывают смазочными материалами, которые должны быть маслянистыми и вязкими.

Маслянистостью называется способность смазочного материала образовывать на поверхности трения устойчивые адсорбированные пленки.

Вязкостью называется объемное свойство смазочного материала оказывать сопротивление относительно перемещению его слоев. В технических характеристиках масел указывают так называемую *кинематическую вязкость* — ν в мм²/с, которая зависит от плотности. Эта вязкость приводится в справочной литературе при температурах, приближающихся к рабочим, чаще всего при 50 и 100 °С (ν_{50} и ν_{100}).

Вязкость является важнейшим свойством масел, определяющим их смазывающую способность. Она существенно понижается с ростом температуры.

Смазочные материалы могут быть жидкими, пластичными (густыми), твердыми и газообразными.

Жидкие масла являются основным смазочным материалом. Они имеют низкий коэффициент внутреннего трения, их легко

подавать к местам смазывания, они оказывают охлаждающее действие. Недостатком является вытекание масла из мест смазывания.

Жидкие масла бывают органические и минеральные.

Органические масла — растительные (касторовое и др.) и животные (костный жир и др.) — обладают высокими смазывающими свойствами, но дефицитны и применяются в специальных случаях.

Минеральные масла — продукты перегонки нефти — находят преимущественное применение для подшипников. К ним относят индустриальные масла различных марок, моторные и др.

Вода применяется для смазывания подшипников с вкладышами из дерева, резины и некоторых пластмасс. Поскольку теплопроводность этих материалов низкая, то применяют проточную воду, которая одновременно охлаждает опору; во избежание коррозии вал выполняют с покрытием или облицовкой из нержавеющей стали.

Пластичный смазочный материал (мази) изготавливают путем загущения жидких минеральных масел мылами жирных кислот или углеводородами. К ним относятся соли долы, консталаины и др. Эти мази хорошо заполняют зазоры, герметизируя узлы трения. Вязкость их мало меняется с изменением температуры. Применяются в подшипниках при малых скоростях скольжения и ударных нагрузках.

Твердые смазочные материалы — графит, слюда и др. — применяются в машинах, когда по условиям производства нельзя применить жидкие масла или мази (ткацкие станки, пищевые машины и др.).

Газообразные смазочные материалы — воздух, пары углеводородов и др. — применяются в малонагруженных подшипниках при очень большой угловой скорости вала (центрифуги, шпиндели шлифовальные и др.).

§ 23.5. Виды разрушения вкладышей

Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным изнашиванием вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкрашиванием.

Абразивное изнашивание возникает вследствие попаданий со смазочным материалом абразивных частиц и неизбежной граничной смазки при пуске и останове.

В обычных конструкциях подшипников скольжения в результате износа вкладыш принимает овальную форму. Для устрани-

ния этого недостатка в отдельных случаях применяют *обращенную* подшипниковую пару, в которой цапфу выполняют из антифрикционного материала, а вкладыш — из низкоуглеродистой стали с последующей цементацией и закалкой. В этом случае цапфа изнашивается равномерно, сохраняя длительное время цилиндрическую форму, а вкладыш — незначительно. В обращенных подшипниковых парах антифрикционный материал на цапфы наносят наплавкой, металлизацией, напрессовкой гильз и т. п.

Заедание возникает при перегреве подшипника, так как вследствие трения вкладыш и цапфа нагреваются. При установленном режиме работы температура подшипника не должна превышать допустимого значения для данного материала вкладыша и сорта масла. С повышением температуры понижается вязкость масла; масляная пленка местами разрывается, образуется металлический контакт с температурными пиками. Происходит заедание цапфы в подшипнике и, как следствие этого, вкладыши вылавляются (см. рис. 23.4) или полностью захватываются разогретой цапфой — подшипник выходит из строя.

Усталостное выкрашивание поверхности вкладышей происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках (в поршневых двигателях и т. п.).

§ 23.6. Условный расчет подшипников скольжения

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности опор скольжения является износостойкость — сопротивление изнашиванию и заеданию.

Для оценки работоспособности и надежности подшипников, работающих в режиме несовершенной смазки, служат среднее давление на трущихся поверхностях p_m и удельная работа сил трения $p_m v$, где v — окружная скорость поверхности цапфы.

Расчет по среднему давлению p_m гарантирует невыдавляемость смазки, а расчет по $p_m v$ — нормальный тепловой режим и отсутствие заедания.

Для подшипников, работающих в режиме жидкостной смазки, выполняют специальный расчет, гарантирующий достаточную толщину масляного слоя между цапфой и вкладышем и отвод теплоты.

Расчет подшипников. Как указывалось выше, большинство подшипников скольжения работает в условиях несовершенной смазки. Ввиду отсутствия теории расчета при режиме несовершенной смазки подшипники рассчитывают условно

по среднему давлению p_m и значению $p_m v$. При этом должны соблюдаться условия:

$$p_m = R_r / A \leq [p_m], \quad (23.1)$$

$$p_m v \leq [p_m v], \quad (23.2)$$

где R_r — радиальная нагрузка на подшипник; A — площадь проекции цапфы на диаметральную плоскость.

Для шипа или шейки

$$A = dl.$$

Здесь d и l — диаметр и длина шипа (шейки), которые определяют при расчете и конструировании вала. Для большинства подшипников $l = (0,5 \dots 1,2) d$.

Значения $[p_m]$ и $[p_m v]$ зависят от материала поверхностей трения.

Материал	$[p_m]$, Н/мм ²	$[p_m v]$, МН·м/(м ² ·с)
Сталь по бронзе БрО5Ц5С3	4...6	4...6
Закаленная сталь по баббиту	6...10	15...20
Сталь по серому чугуну	2...4	1...3

Расчет подпятников аналогичен расчету подшипников *, при этом площадь опорной поверхности пяты зависит от ее конструкции (см. рис. 22.3).

Для подшипников, работающих в режиме несовершенной смазки, условный расчет является основным и выполняется в большинстве случаев как проверочный; для подшипников, работающих в условиях жидкостной смазки, — как ориентировочный. При неудовлетворительном результате расчета изменяют размеры цапфы или принимают другой материал вкладыша, и расчет повторяют.

Пример 23.1. Проверить подшипник оси тележки (см. рис. 22.1), если размеры шейки: $d = 60$ мм и $l = 70$ мм. Радиальная нагрузка на подшипник $R_r = 16$ кН при максимальной угловой скорости оси $\omega = 30$ рад/с. Материалы вкладыша — БрО5Ц5С3, материал оси — нормализованная сталь 45.

Решение. 1. Окружная скорость шейки оси

$$v = \omega d / 2 = 30 \cdot 0,06 / 2 \text{ м/с} = 0,9 \text{ м/с}.$$

2. Для БрО5Ц5С3 принимаем $[p_m] = 4$ Н/мм², $[p_m v] = 4$ МН·м/(м²·с).

* Подпятники находятся в худших условиях тепловода, поэтому значения $[p_m]$ и $[p_m v]$ для них принимают на 20...30 % ниже, чем для подшипников.

3. Среднее давление в подшипнике [формула (23.1)]

$$p_m = \frac{R_r}{dl} = \frac{16 \cdot 10^3}{60 \cdot 70} \text{ Н/мм}^2 = 3,8 \text{ Н/мм}^2 = 3,8 \text{ МН/м}^2 < [p_m],$$

что допустимо.

4. Проверка подшипника на нагрев и отсутствие заедания [формула (23.2)]:

$$p_m v = 3,8 \cdot 0,9 \text{ МН} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}) = \\ = 3,42 \text{ МН} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}) < [p_m v] —$$

подшипник для заданного режима работы пригоден.

§ 23.7. Работа вкладышей в условиях жидкостной смазки

Для обеспечения жидкостной смазки соблюдают следующие условия:

- а) зазор между поверхностями трения должен быть требуемого размера (см. рис. 23.6);
- б) масло необходимой вязкости должно надежно заполнять зазор и непрерывно пополняться (см. рис. 23.6);
- в) скорость скольжения должна быть достаточной для создания необходимой гидродинамической поддерживающей силы за счет заклинивания смазочного материала;
- г) смазочный материал должен полностью разделять трущиеся поверхности (см. рис. 23.7).

Режим жидкостной смазки удается получить при правильном проектировании и тщательном изготовлении подшипника.

Расчет подшипников скольжения, работающих при жидкостной смазке, производится на основе гидродинамической теории смазки, которая основана на решении дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости. Эта теория доказывает, что гидродинамическое давление может развиваться только в клиновом зазоре (см. эпюру на рис. 23.6). Толщина h масляного слоя в самом узком месте (см. рис. 23.7) зависит от режима работы подшипника. Чем больше вязкость смазочного материала и угловая скорость цапфы, тем больше h . С увеличением нагрузки h уменьшается. При установившемся режиме работы толщина h должна быть больше суммы микронеровностей цапфы δ_1 и вкладыша δ_2 :

$$h = K (\delta_1 + \delta_2), \quad (23.3)$$

где $K \geq 2$ — коэффициент запаса, учитывающий изгиб цапфы, а также неточности изготовления и сборки.

Гидродинамический расчет подшипников, работающих в режиме жидкостной смазки, является основным и выполняется как

проверочный для контроля выполнения условий жидкостной смазки.

§ 23.8. Подвод смазочного материала. К.п.д.

Смазочный материал подводится в подшипник по ходу вращения цапфы в зону зазора, где отсутствует гидродинамическое давление (см. рис. 23.6, б). Распределение его по длине вкладыша осуществляется *смазочными канавками*, которые располагают в ненагруженной зоне вкладыша (см. рис. 23.1 и 23.3). В местах стыка вкладышей делают неглубокие карманы-холодильники *1* (рис. 23.8), которые охлаждают смазочный материал, распределяют его по длине цапфы и собирают продукты изнашивания.

Жидкие масла подаются в подшипники самотеком с помощью смазочных устройств или под давлением от шестеренчатых и других насосов. Смазочные устройства многочисленны и разнообразны.

По характеру подачи смазочного материала различают устройства для *периодического* (рис. 23.9) и *непрерывного* (рис. 23.12) *смазывания*, а в зависимости от вида смазочного материала — для *пластичного* (рис. 23.10) и *жидкого* (рис. 23.11).

Через *пресс-масленки* (см. рис. 23.9) смазочный материал подается к трущимся поверхностям под давлением с помощью шприца. Эти масленки малогабаритны и могут устанавливаться в труднодоступных местах.

Колпачковые масленки (см. рис. 23.10) служат для подачи пластичного смазочного материала. Здесь мазь периодически выдавливается через канал масленки путем подвинчивания колпачка, заполненного мазью.

Фитильные масленки (см. рис. 23.11) обеспечивают непрерывность подачи масла, фильтруя его при прохождении через фитиль. Фитильное смазывание основано на принципе сифона, осуществляемого капиллярами хлопчатобумажного фитиля. Конец фитиля, вставленный в трубку масленки, должен быть ниже дна масляного резервуара. Недостатком этих масленок является зависимость подачи масла от его уровня в масленке, а также расход масла в нерабочий период.

Подвод масла кольцом (см. рис. 23.12) является наиболее совершенным способом смазывания подшипников. Осуществляется свободно висящим на цапфе кольцом. От силы трения между цапфой и кольцом последнее вращается, захватывает из ванны масло и подает его на цапфу. Отработавшее масло стекает в ванну и вновь захватывается кольцом.

Смазывание разбрызгиванием применяется в герметически закрытых механизмах (редукторах, коробках пе-

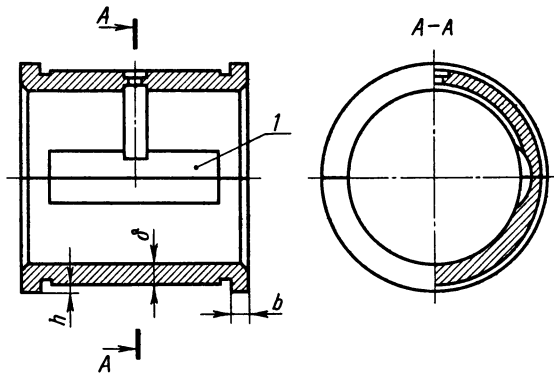


Рис. 23.8. Вкладыш из двух половин

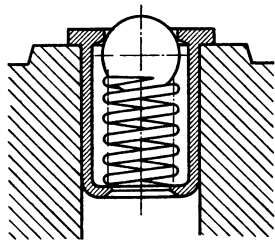


Рис. 23.9. Пресс-масленка под запресовку

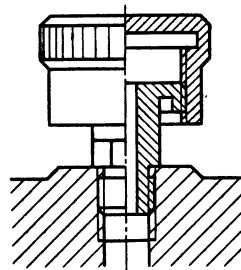


Рис. 23.10. Масленка колпачковая

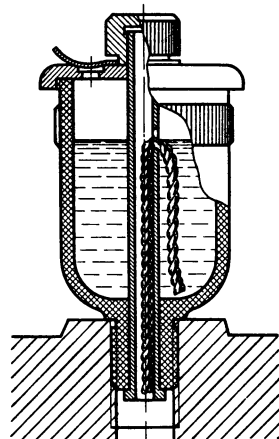
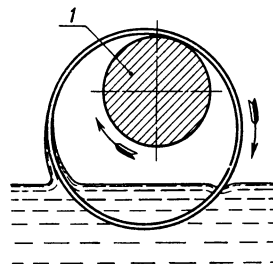


Рис. 23.11. Масленка фитильная

Рис. 23.12. Схема смазывания кольцом:
1 — вал



редач и т. п.), в которых масло захватывается вращающимися деталями и разбрызгивается.

В современном машиностроении широко применяется циркуляционная смазка, когда к трущимся поверхностям непрерывно подводится свежее охлажденное и профильтрованное масло, а отработавшее масло непрерывно отводится (см. рис. 15.13, б).

К.п.д. подшипников скольжения зависит от потерь на трение поверхностей скольжения. В условиях полужидкостной смазки к.п.д. одной пары подшипников принимают: для вкладышей из чугуна $\eta = 0,95 \dots 0,96$; из бронзы $\eta = 0,97 \dots 0,98$; с баббитовой заливкой $\eta = 0,98 \dots 0,99$; из древесностружечных пластиков при смазывании водой $\eta = 0,98$.

§ 23.9. Рекомендации по конструированию

1. Вкладыш выполняют без буртиков (см. рис. 23.1), с одним и двумя буртиками (см. рис. 23.8). Буртики служат для восприятия осевых нагрузок и фиксации вкладышей от осевого смещения.

Толщина стенки вкладыша δ зависит от диаметра d цапфы и материала. Для чугунных вкладышей $\delta = 0,03d + (2 \dots 5)$ мм; для бронзовых вкладышей $\delta = 0,03d + (1 \dots 3)$ мм.

Ширина буртика $b \approx 1,2\delta$, а высота $h \approx 0,6\delta$.

Толщина слоя заливки баббита (см. рис. 23.4) $\delta_0 \approx 0,1 \dots 0,5$ мм. Надо учитывать, что с увеличением толщины слоя его прочность уменьшается.

Существенное значение имеет выбор отношения l/d вкладыша, где l — длина вкладыша, а d — диаметр его отверстия. Для подшипников большинства машин оптимальное отношение $l/d = 0,5 \dots 0,9$. Чем больше длина вкладыша, тем опаснее перекося осей вала и вкладыша (возникновение кромочных давлений).

2. Вкладыши жестко закрепляют в корпусе для предохранения от проворачивания и осевого смещения (см. рис. 23.3).

3. Регулирование зазора в разъемных подшипниках производят радиальным смещением вкладышей: либо подбором или подшлифовкой прокладок, установленных в разъеме корпуса; либо шабрением плоскостей стыка вкладыша или корпуса (см. рис. 23.3).

Контрольные вопросы

1. Какие различают типы подшипников скольжения по конструкции?
2. Какими достоинствами и недостатками обладают подшипники скольжения и в каких областях машиностроения их применяют?
3. Как устроены подшипники скольжения, каково назначение вкладышей?

4. Какова особенность конструкции подшипников с самоустанавливающимися вкладышами?
5. Какие различают виды смазки в подшипниках скольжения? Почему жидкостная смазка является самой благоприятной?
6. Какие материалы применяются для изготовления вкладышей? Какими свойствами должны обладать материалы?
7. Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения и в каких случаях применяются жидкие масла, пластичные и твердые смазочные материалы?
8. Какие виды разрушения встречаются в подшипниках скольжения?
9. Как производится условный расчет подшипников скольжения на изнашивание и нагрев?
10. В чем заключается подвод масла кольцом?

Г Л А В А 24

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

§ 24.1. Общие сведения

Подшипники качения (рис. 24.1) представляют собой готовый узел, основным элементом которого являются т е л а к а ч е н и я — шарики 3 или ролики, установленные между кольцами 1 и 2 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором 4. В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец, одно из которых в большинстве случаев неподвижно. Распределение нагрузки между несущими телами качения неравномерно (рис. 24.2) и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей.

В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют (рис. 24.3) и тела качения катятся непосредственно по цапфе и корпусу.

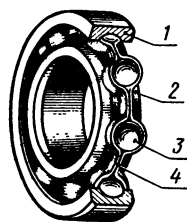


Рис. 24.1. Шариковый радиальный подшипник

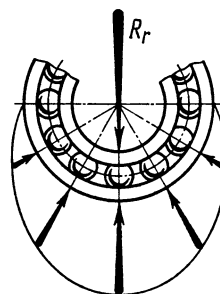


Рис. 24.2. Схема распределения нагрузки между телами качения в подшипнике

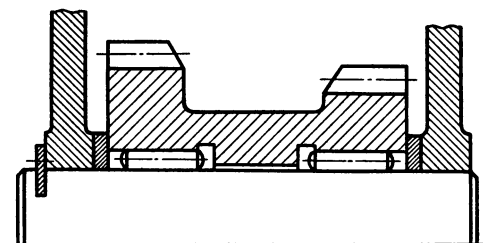


Рис. 24.3. Блок зубчатых колес на подшипниках с игольчатыми роликами

Подшипники качения широко распространены во всех отраслях машиностроения. Они стандартизованы и изготавливаются в массовом производстве на ряде крупных специализированных заводов.

Достоинства. 1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников. 2. Малые потери на трение и незначительный нагрев (потери на трение при пуске и установившемся режиме работы практически одинаковы). 3. Высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин. 4. Малый расход смазочного материала. 5. Не требуют особого внимания и ухода. 6. Малые осевые размеры.

Недостатки. 1. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции подшипника. 2. Малонадежны в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепаратора от действия центробежных сил. 3. Сравнительно большие радиальные размеры. 4. Шум при больших скоростях.

§ 24.2. Классификация и маркировка подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

по форме тел качения (рис. 24.4) — шариковые (а) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и витыми (е) роликами;

по направлению воспринимаемой нагрузки — радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные;

по числу рядов тел качения — однорядные и многорядные;

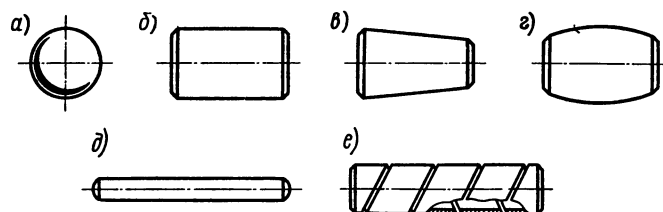


Рис. 24.4. Тела качения подшипников

по способности самоустанавливаться — несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические);

по габаритным размерам — на серии. Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения.

В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают: *сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые*.

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на *особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие*.

Подшипники качения маркируют нанесением на торец колец ряда цифр и букв, условно обозначающих внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные разновидности, класс точности и др.

Две первые цифры справа обозначают его внутренний диаметр d . Для подшипников с $d = 20 \dots 495$ мм размер внутреннего диаметра определяется умножением указанных двух цифр на 5. Так, подшипник 7309 имеет $d = 45$ мм.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров: *особо легкая серия — 1, легкая — 2, средняя — 3, тяжелая — 4* и т. д. Например, подшипник 7309 — средней серии диаметров.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

Шариковый радиальный	0*
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
То же со сферическими роликами	3
» с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами	4
» с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6

* Если после 0 слева нет цифр, то 0 в условном обозначении подшипника не проставляется.

Роликовый конический	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Приведенный для примера подшипник 7309 является роликовым коническим.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа. Например, подшипник 7309 основной конструкции (см. рис. 24.11) пятой цифры в обозначении не имеет, а аналогичный подшипник с бортом (см. рис. 24.12) клеймится 67309.

Седьмая цифра справа обозначает серию ширин.

Цифры 2, 4, 5 и 6, стоящие через тире впереди цифр у основного обозначения подшипника, указывают его класс точности. Нормальный класс точности обозначается цифрой 0, которая не проставляется. Сверхвысоким классом точности является 2, а затем в порядке понижения точности следует 4, 5, 6 и 0. С переходом от класса 0 к классу 2 допуск радиального биения снижается в 5 раз, а стоимость увеличивается в 10 раз. Приведенный в качестве примера подшипник 7309 — нормально-го класса точности.

В условном обозначении подшипников могут быть дополнительные знаки, характеризующие изменение металла деталей подшипника, специальные технологические требования и т. д.

Примеры обозначений подшипников: 211 — подшипник шариковый радиальный, легкой серии с внутренним диаметром $d = 55$ мм, нормального класса точности; 6—405— подшипник шариковый радиальный, тяжелой серии с $d = 25$ мм, шестого класса точности; 4—2208— подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии с $d = 40$ мм, четвертого класса точности.

§ 24.3. Основные типы подшипников качения и их материалы

Шариковый радиальный подшипник (рис. 24.5, табл. 24.1) самый распространенный в машиностроении. Он дешев, допускает перекос внутреннего кольца относительно наружного до $0^\circ 10'$. Предназначен для радиальной нагрузки. Желобчатые дорожки качения позволяют воспринимать осевую нагрузку. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. При одинаковых габаритных размерах *работает с меньшими потерями на трение и при большей угловой скорости вала*, чем подшипники всех других конструкций.

Шариковый радиальный сферический подшипник (рис. 24.6) предназначен для радиальной нагрузки. Одновременно с ради-

Таблица 24.1. Шариковые радиальные однорядные подшипники (выборка)

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм (рис. 24.5)				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	динамическая C_r	статическая C_{0r}
Легкая серия:						
207	35	72	17	2	19,7	13,6
208	40	80	18	2	25,1	17,8
209	45	85	19	2	25,2	17,8
Средняя серия:						
307	35	80	21	2,5	25,7	17,6
308	40	90	23	2,5	31,3	22,3
309	45	100	25	2,5	37,1	26,2
Тяжелая серия:						
407	35	100	25	2,5	42,8	31,3
408	40	110	27	3	49,3	36,3
409	45	120	29	3	59,2	45,5

альной может воспринимать небольшую осевую нагрузку и работать при значительном (до 2...3°) перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Способность самоустанавливаться определяет область его применения.

Роликовый радиальный сферический подшипник (рис. 24.7)

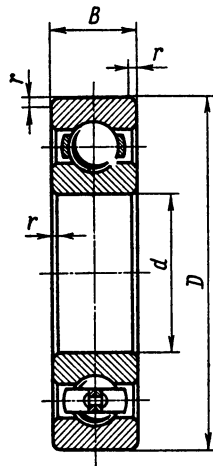


Рис. 24.5. Шариковый радиальный подшипник

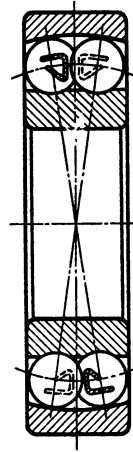


Рис. 24.6. Шариковый радиальный сферический подшипник

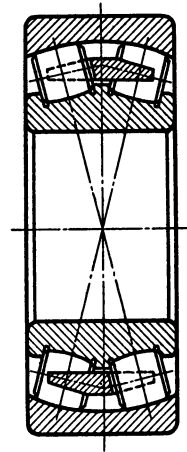


Рис. 24.7. Роликовый радиальный подшипник со сферическими роликами

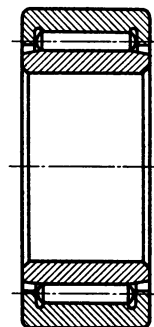
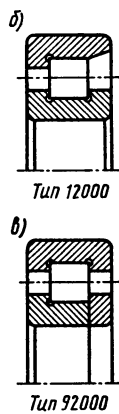
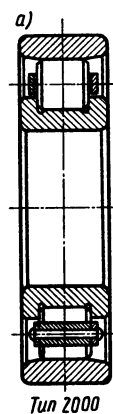


Рис. 24.8. Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами

Рис. 24.9. Роликовый радиальный подшипник с игольчатыми роликами

Рис. 24.10. Шариковый радиально-упорный подшипник

имеет ту же характеристику, что и шариковый сферический, но обладает наибольшей грузоподъемностью из всех других подшипников таких же габаритных размеров.

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (рис. 24.8, а) воспринимает большие радиальные нагрузки. Допускает осевое взаимное смещение колец. Применяется для коротких жестких валов, а также в качестве «плавающих» опор (для валов шевронных шестерен и др.).

При необходимости осевой фиксации валов в одном направлении применяют подшипники с дополнительным буртом (рис. 24.8, б), а для осевой фиксации в двух направлениях — подшипники с дополнительным буртом и с упорной шайбой (рис. 24.8, в). Грузоподъемность подшипника составляет в среднем 1,7 от грузоподъемности шарикового радиального.

Роликовый радиальный подшипник с игольчатыми роликами (рис. 24.9) воспринимает только радиальную нагрузку. При сравнительно небольших габаритных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью.

Шариковый радиально-упорный подшипник (рис. 24.10) предназначен для комбинированных (радиальных и осевых) или чисто осевых нагрузок. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые силы, действующие в обоих направлениях. Применяются при большой частоте вращения.

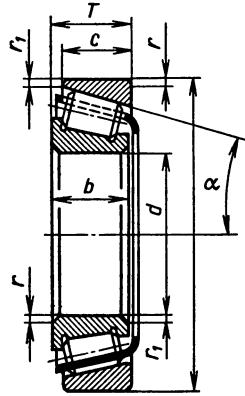


Рис. 24.11. Роликовый конический подшипник

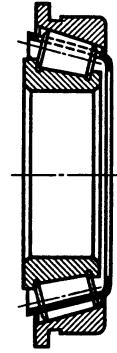


Рис. 24.12. Роликовый конический подшипник с упорным бортом

Роликовый конический подшипник (рис. 24.11 и 24.12) воспринимает одновременно радиальную и осевую нагрузки. Применяется при средних и низких скоростях вращения. Обладает большой грузоподъемностью. Удобно регулируется. Подшипники этого типа, как и предыдущие, устанавливают попарно.

Шариковый упорный подшипник (рис. 24.13, а) воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. При действии осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливают двойной упорный подшипник (рис. 24.13, б). Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяют при средней и низкой частоте вращения.

Материалы подшипников. Тела качения и кольца изготавливают из высокопрочных шарикоподшипниковых хромистых сталей ШХ15 и других с термообработкой и последующими шлифованием и полированием. Витые ролики изготавливают навиванием из стальной полосы. Твердость закаленных тел качения и колец 61...66 HRC₂. Сепараторы чаще всего штампуют из

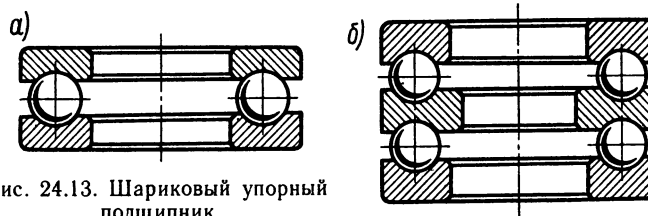


Рис. 24.13. Шариковый упорный подшипник

мягкой листовой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными из бронзы, латуни, легких сплавов или пластмасс.

§ 24.4. Виды разрушения подшипников качения

Основные причины потери работоспособности подшипников качения следующие.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и дорожек качения колец в виде раковин или отслаивания (шелушения) вследствие циклического контактного нагружения. *Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения подшипников*, обычно наблюдается после длительной работы и сопровождается стуком и вибрациями.

Пластические деформации на дорожках качения (вмятины) вследствие действия ударных нагрузок или больших статических нагрузок без вращения.

Задир рабочих поверхностей качения при недостаточном смазывании или слишком малых зазорах из-за неправильного монтажа.

Абразивный износ вследствие плохой защиты подшипника от попадания пыли. Применение совершенных конструкций уплотнений подшипниковых узлов уменьшает износ рабочих поверхностей подшипника.

Разрушение сепараторов от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор тел качения. Этот вид разрушения является основной причиной потери работоспособности быстроходных подшипников.

Раскалывание колец и тел качения из-за перекосов при монтаже или при больших динамических нагрузках.

§ 24.5. Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность

Критерии работоспособности. *Основными критериями работоспособности подшипников качения является долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.*

Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с угловой скоростью $\omega \geq 0,1$ рад/с. Невращающиеся подшипники или медленно вращающиеся (с угловой скоростью $\omega < 0,1$ рад/с) рассчитывают на статическую грузоподъемность.

При проектировании машин подшипники качения не конструи-

ируют, а подбирают по таблицам каталога. Методы подбора подшипников качения стандартизованы.

Выбор типа подшипников. Выбор подшипника зависит от его назначения, направления и величины нагрузки, угловой скорости, режима работы, стоимости подшипника и особенностей монтажа. При выборе типа подшипника рекомендуется вначале рассмотреть возможность применения радиальных однорядных шарикоподшипников, как наиболее дешевых и простых в эксплуатации. Выбор других типов должен быть обоснован.

Для малых нагрузок и больших скоростей вращения принимают шариковые однорядные подшипники легких серий. Подшипники более тяжелых серий обладают большей грузоподъемностью, но допустимая угловая скорость их меньше. При одновременном действии радиальной и осевой нагрузок выясняют, достаточно ли одного подшипника или необходимо, чтобы каждая из нагрузок воспринималась отдельными подшипниками (рис. 24.14).

При ударных или переменных нагрузках с большой кратковременной пиковой нагрузкой предпочтительны двухрядные роликовые подшипники (см. рис. 24.7).

Следует иметь в виду, что шариковые подшипники менее требовательны к смазке, чем роликовые.

Расчет (подбор) на долговечность. Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников основан на базовой динамической грузоподъемности C , подшипника, представляющей постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник может воспринять при базовой долговечности, составляющей 10^6 оборотов.

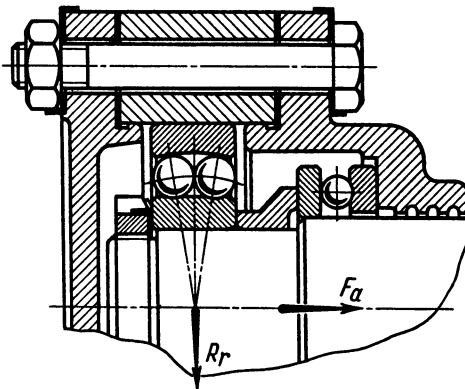


Рис. 24.14. Пример установки вала на шариковых подшипниках при радиальной и значительной осевой нагрузках постоянного направления

Значения C_r указаны в каталогах (справочниках) для каждого типоразмера подшипника (см. табл. 24.1).

Базовая долговечность L_{10} (млн. оборотов) или L_{10h} (ч) подшипника — долговечность при 90 %-ной надежности.

На основании теоретических и экспериментальных исследований установлено, что расчетная динамическая грузоподъемность подшипника $C_{r \text{ расч}}$ (вН):

$$C_{r \text{ расч}} = R_E \sqrt[p]{\frac{573 \omega L_h}{10^6}}, \quad (24.1)$$

где R_E — эквивалентная (приведенная) динамическая нагрузка (см. ниже), Н; p — показатель степени; $p=3$ для шариковых и $p=10/3=3,33$ для роликовых подшипников; ω — угловая скорость кольца (вала), рад/с; L_h — требуемая долговечность (ресурс) подшипника, ч. Обычно долговечность подшипника определяется сроком службы машины между капитальными ремонтами. В машиностроении принимают $L_h=4000 \dots 30\,000$ ч.

Формула (24.1) справедлива при $\omega \geq 1$ рад/с. При $\omega = 0,1 \dots 1$ рад/с в нее подставляют $\omega = 1$ рад/с.

Эквивалентная динамическая нагрузка R_E учитывает характер и направление действующих на подшипник нагрузок, условия работы и зависит от типа подшипника: для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$R_E = (XV R_r + Y R_a) K_\delta K_T; \quad (24.2)^*$$

для упорных подшипников

$$R_E = R_a K_\delta K_T, \quad (24.3)$$

где R_r — радиальная нагрузка на подшипник (суммарная опорная реакция), Н; R_a — осевая нагрузка подшипника, Н; V — коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое из колец вращается; $V=1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и $V=1,2$ при вращении наружного кольца.

K_δ — коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника;

* По стандарту нагрузки R_E , R_r , R_a обозначены соответственно P_r , F_r , F_a .

Характер нагрузки	K_6
Спокойная нагрузка (без толчков)	1
Легкие толчки	1,1...1,2
Умеренные толчки	1,3...1,8

K_T — коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника:

при t °С	≤ 100	125	150	175	200	250
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,40

X, Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (указываются в каталоге, см. также табл. 24.2).

Т а б л и ц а 24.2. Коэффициенты X и Y для однорядных шарикоподшипников

Тип подшипника	α , град (см. рис. 24.10)	R_a/C_{or}	e	$R_a/(VR_r) \leq e$		$R_a/(VR_r) > e$	
				X	Y	X	Y
Радиальный шариковый	0	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
		0,028	0,22				1,99
		0,056	0,26				1,71
		0,084	0,28				1,55
		0,11	0,30				1,45
		0,17	0,34				1,31
		0,28	0,38				1,15
		0,42	0,42				1,04
		0,56	0,44				1,00
Радиально-упорный шариковый	12	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81
		0,029	0,34				1,62
		0,057	0,37				1,46
		0,086	0,41				1,34
		0,11	0,45				1,22
		0,17	0,48				1,13
		0,29	0,52				1,04
		0,43	0,54				1,01
		0,57	0,54				1,00
26	—	0,68	1	0	0,41	0,87	
36	—	0,95	1	0	0,37	0,66	

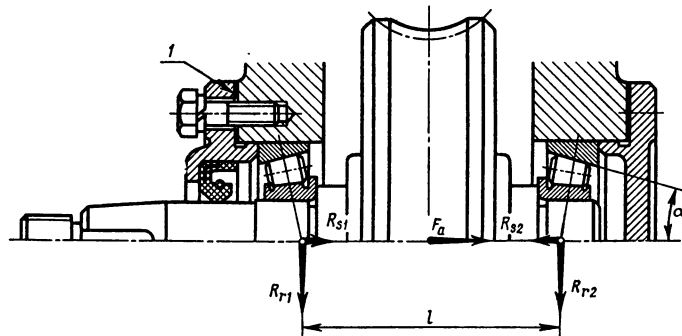


Рис. 24.15. Пример установки вала на роликовых конических подшипниках «враспор»: l — расстояние между опорами; 1 — набор металлических прокладок

Осевая нагрузка R_a не оказывает влияния на эквивалентную нагрузку R_E , пока отношение $R_a / (VR_r)$ не превысит значения e — коэффициента осевого нагружения (указывается в каталоге, справочнике, см. также в табл. 24.2).

При расчете радиально-упорных подшипников необходимо учитывать осевые составляющие R_s реакций подшипников, возникающие под действием радиальных нагрузок R_r (рис. 24.15 и 24.16).

Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$R_s = eR_r \quad (24.4)$$

Для конических роликовых подшипников

$$R_s = 0,83eR_r \quad (24.5)$$

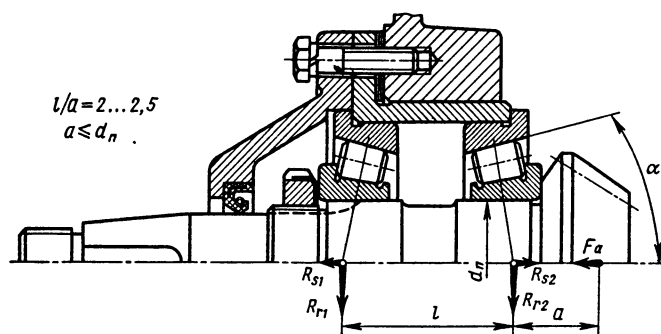


Рис. 24.16. Пример установки вала-шестерни конической передачи на конических роликоподшипниках «враспашку»

Т а б л и ц а 24.3. Формулы для определения R_a

Вариант	Соотношение сил	Расчетная осевая нагрузка
1	$R_{s1} > R_{s2}; F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1};$ $R_{a2} = R_{a1} + F_a$
2	$R_{s1} < R_{s2};$ $F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	
3	$R_{s1} < R_{s2};$ $F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2};$ $R_{a1} = R_{a2} - F_a$

Расчетная осевая нагрузка R_a на каждый из двух радиально-упорных подшипников вала (рис. 24.15 и 24.16) определяется по формулам из табл. 24.3, полученным при условии отсутствия предварительного натяга и осевой «игры».

§ 24.6. Последовательность расчета (подбора) подшипников качения на долговечность (см. решение примеров 24.1 и 24.2)

И с х о д н ы е д а н н ы е: 1. Расчетная схема вала с указанием значения и направления нагрузок (см. § 22.5).

2. Угловая скорость вала ω .

3. Диаметр цапф вала d .

4. Условия работы подшипникового узла.

П о с л е д о в а т е л ь н о с т ь р а с ч е т а: 1. Определяют радиальные опорные реакции в вертикальной R_B и горизонтальной R_r плоскостях, а затем суммарные реакции R_r для каждой опоры:

$$R_r = \sqrt{R_B^2 + R_r^2} \quad (24.6)$$

При определении опорных реакций радиально-упорных подшипников пролетом между опорами считают расстояние l с учетом угла контакта α (рис. 24.15 и 24.16).

Тип подшипника выбирают исходя из условий работы, действующих нагрузок и намечаемой конструкции подшипникового узла.

2. По каталогу, ориентируясь на легкую серию, по диаметру цапфы подбирают подшипник и выписывают характеризующие его данные:

а) для шарикового радиального и радиально-упорного с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ значения базовых динамической C_r и статической C_{or} радиальных грузоподъемностей;

б) для шарикового радиально-упорного с $\alpha \geq 18^\circ$ значения C_r и по табл. 24.2 (или каталогу) значение коэффициента e ;

в) для конического роликового значения C_r , e и Y .

3. Для шариковых радиально-упорных и роликовых конических подшипников определяют для обеих опор осевые составляющие R_s от радиальных сил R_r [формулы (24.4) и (24.5)], а затем по формулам табл. 24.3 вычисляют расчетные осевые силы R_a .

Задаются расчетными коэффициентами V , K_6 и K_T в зависимости от условий работы.

4. Для шариковых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ определяют отношение R_a/C_{or} и по табл. 24.2 (или каталогу) принимают значение коэффициента e .

Сравнивают отношение $R_a/(VR_r)$ с коэффициентом e и принимают значения коэффициентов X и Y :

а) если $R_a/(VR_r) \leq e$, то для любого типа подшипника, кроме двухрядного, принимают $X=1$, $Y=0$;

б) если $R_a/(VR_r) > e$ для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных, то значения коэффициентов X и Y принимают по табл. 24...2 (или каталогу);

в) при $R_a/(VR_r) > e$ для конических роликовых подшипников принимают коэффициент $X=0,4$ (значение Y принято ранее в п. 2, в).

5. Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку.

6. Определяют расчетную динамическую грузоподъемность подшипника $C_{r \text{ расч}}$ [формула (24.1)] и оценивают пригодность намеченного подшипника по условию

$$C_{r \text{ расч}} \leq C_r \quad (24.7)$$

Если расчетное значение $C_{r \text{ расч}}$ больше значения базовой динамической грузоподъемности C_r для принятого подшипника, то переходят к более тяжелой серии или принимают другой тип подшипника (например, вместо шарикового — роликовый) и расчет повторяют. В отдельных случаях увеличивают диаметр цапфы вала с целью перехода на следующий типоразмер подшипника. В этом случае в конструкцию вала вносят изменения.

Если для обеих опор вала принимают подшипники одного типа и одного размера (см. рис. 24.16), то расчет и подбор подшипника ведут по наиболее нагруженной опоре. В этом случае уменьшается количество типоразмеров подшипников в конструкции.

В отдельных случаях пригодность намеченного подшипника качения оценивают сопоставлением базовой и требуемой долговечности. В этом случае в п. 6 определяют базовую долговечность.

вечность подшипника L_{10} в млн. оборотов или L_{10h} в часах:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p; \quad L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{573\omega}, \quad (24.8)$$

где R_E , p и ω — см. формулу (24.1).

Если базовая долговечность больше или равна требуемой ($L_{10h} \geq L_h$), то намеченный подшипник пригоден для заданного режима работы.

Пример 24.1. По данным примера 22.2 подобрать подшипники качения для вала редуктора (см. рис. 22.8, а). Диаметр цапф вала $d_n = 40$ мм, угловая скорость вала $\omega = 24,8$ рад/с. Нагрузка нереверсивная, спокойная. Рабочая температура подшипникового узла не должна превышать 65°C . Ресурс подшипников $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч.

Решение. 1. Суммарные опорные реакции вала (см. расчетную схему на рис. 22.8 и п. 3 решения примера 22.2).

Для опоры B

$$R_{rB} = \sqrt{R_{Bв}^2 + R_{Bг}^2} = \sqrt{1394^2 + 3453^2} \text{ Н} = 3720 \text{ Н};$$

для опоры $Г$

$$R_{rГ} = \sqrt{R_{Гв}^2 + R_{Гг}^2} = \sqrt{2364^2 + 335^2} \text{ Н} = 2390 \text{ Н}.$$

Опора B дополнительно нагружена осевой силой $F_a = 570$ Н (см. рис. 22.8).

Из расчета следует, что более нагруженной является опора B , по которой и ведем дальнейший расчет подшипника.

Выбор типа подшипника. По условиям работы подшипникового узла (небольшая угловая скорость, малая осевая нагрузка) намечаем для обеих опор наиболее дешевый шариковый радиальный подшипник легкой серии 208.

2. Характеристики подшипника. По табл. 24.1 для подшипника 208 базовая динамическая радиальная грузоподъемность $C_r = 25,1$ кН, базовая статическая радиальная грузоподъемность $C_{or} = 17,8$ кН.

3. Расчетные коэффициенты. В соответствии с условиями работы подшипника принимаем: $V = 1$; $K_6 = 1$; $K_T = 1$.

4. Коэффициент осевого нагружения e . При $R_a = F_a$ вычисляем отношение

$$R_a/C_{or} = 570/(17,8 \cdot 10^3) = 0,032.$$

По табл. 24.2 принимаем $e = 0,23$.

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (X и Y). Вычисляем отношение

$$\frac{R_a}{VR_{rB}} = \frac{570}{1 \cdot 3720} = 0,15 < e = 0,23.$$

По табл. 24.2 принимаем $X = 1$; $Y = 0$.

5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка наиболее нагруженного подшипника (опора Б)

$$R_E = (XV R_{rБ} + Y R_d) K_G K_T = \\ = (1 \cdot 1 \cdot 3720 + 0) 1 \cdot 1 \text{ Н} = 3720 \text{ Н}.$$

6. Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность подшипника [формула (24.1)]

$$C_{r \text{ расч}} = R_E \sqrt[3]{573 \omega L_h / 10^6} = \\ = 3720 \sqrt[3]{573 \cdot 24,8 \cdot 12 \cdot 10^3 / 10^6} \text{ Н} = 21 \text{ кН} < C_r = 25,1 \text{ кН}.$$

Следовательно, принятый подшипник 208 удовлетворяет заданному режиму работы.

Для опоры Г принимаем тот же подшипник 208.

Можно подбор подшипника произвести и по **базовой долговечности** [формула (24.8)]

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = \left(\frac{25,1 \cdot 10^3}{3720} \right)^3 \text{ млн. оборотов} = 300 \text{ млн. оборотов};$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{573 \omega} = \frac{10^6 \cdot 300}{573 \cdot 24,8} \text{ ч} = 21100 \text{ ч}.$$

Так как базовая долговечность больше требуемой ($L_{10h} = 21100 \text{ ч} > L_h = 12000 \text{ ч}$), то подшипник 208 *пригоден*.

Пример 24.2. Подобрать подшипник качения для опор вала конической шестерни редуктора транспортера (см. рис. 24.16). На опоры вала действуют радиальные силы $R_{r2} = 5000 \text{ Н}$, $R_{r1} = 2000 \text{ Н}$ и осевая сила $F_a = 780 \text{ Н}$. Нагрузка на подшипники с легкими толчками. Диаметр цапф вала $d_n = 35 \text{ мм}$, угловая скорость вала $\omega = 75 \text{ рад/с}$. Рабочая температура подшипников $t \leq 70^\circ$. Требуемая долговечность (ресурс) подшипников $L_h = 8000 \text{ ч}$.

Решение. 1. Выбор типа подшипника. Конические зубчатые колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении, поэтому для опор вала конической шестерни рекомендуется принимать конические роликовые подшипники.

Для обеих опор вала предварительно намечаем подшипник роликовый конический однорядный легкой серии 7207.

2. Характеристики подшипника. По каталогу (справочнику) для подшипника 7207 базовая динамическая радиальная грузоподъемность $C_r = 35,2 \text{ кН}$, коэффициенты: $e = 0,37$, $Y = 1,62$.

3. а) Осевые составляющие R_{s1} и R_{s2} от радиальных сил R_{r1} и R_{r2} [формула (24.5)]:

$$R_{s1} = 0,83e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2000 \text{ Н} = 612 \text{ Н}, \\ R_{s2} = 0,83e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 5000 \text{ Н} = 1530 \text{ Н}.$$

б) **Расчетные осевые силы** R_{a1} и R_{a2} . Так как в данном примере $R_{s1} < R_{s2}$ и $F_a < R_{s2} - R_{s1}$, то по табл. 24.3 имеем:

$$\begin{aligned} R_{a2} &= R_{s2} = 1530 \text{ Н}; \\ R_{a1} &= R_{a2} - F_a = (1530 - 780) \text{ Н} = 750 \text{ Н}. \end{aligned}$$

в) **Расчетные коэффициенты.** В соответствии с условиями работы подшипника принимаем: $V=1$; $K_G=1,15$; $K_T=1$.

4. **Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок** (X и Y). Для каждой опоры вычисляем отношение $R_a/(VR_r)$.

Для опоры 1

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{750}{1 \cdot 2000} = 0,375 > e = 0,37,$$

следовательно, осевая сила R_{a1} будет влиять на эквивалентную динамическую нагрузку R_{E1} опоры.

В этом случае для подшипника опоры 1 принимаем: $X_1 = 0,4$ (см. § 24.6); $Y_1 = 1,62$ (записано ранее в п. 2 решения).

Для опоры 2

$$\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1530}{1 \cdot 5000} = 0,30 < e = 0,37.$$

Для этой опоры при подсчете эквивалентной динамической нагрузки R_{E2} осевую силу R_{a2} не надо учитывать.

Следовательно, для опоры 2 принимаем $X_2 = 1$, $Y_2 = 0$ (см. § 24.6).

5. **Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка** в опорах 1 и 2 [формула (24.2)]:

$$\begin{aligned} R_{E1} &= (X_1 Y R_{r1} + Y_1 R_{a1}) K_G K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 2000 + \\ &+ 1,62 \cdot 750) \cdot 1,15 \cdot 1 \text{ Н} = 2310 \text{ Н}, \end{aligned}$$

$$R_{E2} = (X_2 VR_{r2} + Y_2 R_{a2}) K_G K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5000 + 0) \cdot 1,15 \cdot 1 \text{ Н} = 5750 \text{ Н}.$$

Так как $R_{E2} > R_{E1}$, то опора 2 является более нагруженной, по которой и ведем дальнейший расчет подшипника.

6. **Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность** подшипника опоры 2 [формула (24.1)]

$$\begin{aligned} C_{r \text{ расч}} &= R_{E2} \sqrt[3]{\frac{573 \omega L_h}{10^6}} = \\ &= 5750 \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 75 \cdot 8000}{10^6}} \text{ Н} = 33,1 \text{ кН} < C_r = 35,2 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Условие пригодности (24.7) соблюдается. Принятый подшипник 7207 удовлетворяет заданному режиму работы.

Для опоры *I* принимаем тот же подшипник 7207.
Оценить пригодность подшипника 7207 можно также сопоставлением базовой и требуемой долговечностей.

Базовая долговечность подшипника 7207 [формула (24.8)]

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^p = \left(\frac{35,2 \cdot 10^3}{5750} \right)^{3,33} \text{ млн. оборотов} = 423,6 \text{ млн. оборотов};$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{573\omega} = \frac{10^6 \cdot 423,6}{573 \cdot 75} \text{ ч} = 9800 \text{ ч}.$$

Базовая долговечность несколько больше требуемой ($L_{10h} = 9800 \text{ ч} > L_h = 8000 \text{ ч}$), следовательно, принятый подшипник 7207 *пригоден*.

§ 24.7. Расчет (подбор) подшипников качения при статическом нагружении

Подшипники качения, воспринимающие нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении с угловой скоростью $\omega < 0,1$ рад/с, подбирают по базовой статической грузоподъемности C_{or} .

Под базовой статической грузоподъемностью подшипника понимают такую статическую силу, при которой общая пластическая остаточная деформация тел качения или колец в наиболее нагруженной точке контакта не превышала 0,0001 диаметра тела качения.

Значения C_{or} указаны в каталогах для каждого типа размера подшипника (см. табл. 24.1).

Базовую статическую грузоподъемность C_{or} используют также для проверки подшипников, подобранных по базовой динамической грузоподъемности C_r .

Условие подбора и проверки

$$C_{or} \geq R_{0E}, \quad (24.9)$$

где R_{0E} — эквивалентная статическая нагрузка, Н.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$R_{0E} = X_0 R_r + Y_0 R_a \geq R_r. \quad (24.10)$$

Здесь R_r и R_a — радиальная и осевая нагрузки подшипников, Н; X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки (см. каталог). Например, для шариковых радиальных однорядных и двухрядных подшипников $X_0 = 0,6$ и $Y_0 = 0,5$.

Пример 24.3. Ось качающегося рычага несет спокойную радиальную нагрузку $F_r = 30$ кН, приложенную посередине, и нагружена осевой силой

$F_a = 10$ кН. Подобрать шариковые радиальные однорядные подшипники, если диаметр цапф оси $d = 35$ мм.

Решение. При качательном движении оси подшипник подбираем по базовой статической грузоподъемности C_{or} .

Радиальная нагрузка на один подшипник

$$R_r = F_r / 2 = 30 / 2 \text{ кН} = 15 \text{ кН}.$$

Осевая нагрузка на подшипник $R_a = F_a = 10$ кН.

Эквивалентная статическая нагрузка для шарикового радиального подшипника [формула (24.10)]

$$R_{0E} = X_0 R_r + Y_0 R_a = (0,6 \cdot 15 + 0,5 \cdot 10) \text{ кН} = 14 \text{ кН} < R_r = 15 \text{ кН}.$$

Принимаем $R_{0E} = 15$ кН.

По условию (24.9) **базовая статическая грузоподъемность** подшипника $C_{or} \geq R_{0E} = 15$ кН. По табл. 24.1 выбираем подшипник 307, для которого $C_{or} = 17,6$ кН.

§ 24.8. Особенности конструирования подшипниковых узлов

Работоспособность подшипников качения зависит не только от правильного их подбора, но и от рациональности конструкции подшипникового узла.

Подшипники устанавливают в жестких корпусах, стремясь избежать перекосов колец, которые могут возникнуть вследствие неправильной обработки посадочных мест при монтаже.

В р а щ а ю щ и е с я относительно нагрузки к о л ь ц а подшипников соединяют с сопряженными деталями с натягом по допуску $k6$, $m6$, $n6$ и другими во избежание их проворачивания по посадочной поверхности.

Установку н е п о д в и ж н ы х колец подшипников осуществляют с полем допуска $H7$, $N7$, $K7$ и другими для облегчения осевых перемещений колец при регулировании зазоров в подшипнике, а также при тепловых деформациях валов.

При конструировании подшипниковых узлов стремятся к тому, чтобы вал с опорами представлял собой статически определенную систему*.

По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на плавающие и фиксирующие.

П л а в а ю щ и е опоры (рис. 24.17), допускают осевое перемещение вала в любом направлении для компенсации удли-

* В статически неопределимых системах возможна перегрузка опор силами, значения которых зависят от точности изготовления и тепловых деформаций. Эти силы трудно оценить при расчетах, хотя они могут во много раз превосходить внешние расчетные нагрузки.

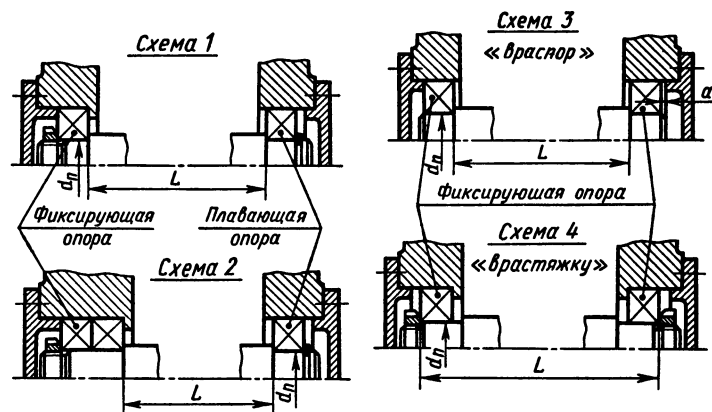


Рис. 24.17. Схемы осевого фиксирования валов

нения (укорочения) вала при температурных колебаниях. Они воспринимают только радиальную нагрузку.

В качестве плавающих опор применяют шариковые и роликовые радиальные подшипники, типы которых показаны на рис. 24.5, 24.6, 24.7, 24.8, а, 24.9.

Фиксирующие опоры ограничивают перемещение вала в одном или в обоих направлениях. Они воспринимают радиальную и осевую нагрузки.

На рис. 24.17 показаны основные способы фиксирования валов.

В схемах 1 и 2 одна опора фиксирующая, вторая плавающая. Фиксирующая опора ограничивает перемещение вала в обоих направлениях. Подшипник этой опоры жестко закрепляют в осевом направлении как на валу, так и в расточке корпуса. В плавающей опоре внутреннее кольцо подшипника жестко закреплено на валу, а наружное — свободно перемещается в корпусе вдоль оси.

В таком виде вал с опорами представляет собой статически определимую систему и может быть представлен в виде балки с одной шарнирно-неподвижной и одной шарнирно-подвижной опорами.

Схемы 1 и 2 применяют при любом расстоянии между опорами вала.

В схеме 1 вал фиксируется одним радиальным подшипником по рис. 24.5 или 24.6, 24.7, 24.8, в. Осевую фиксацию по этой схеме широко применяют для валов цилиндрических зубчатых передач, для приводных валов ленточных и цепных конвейеров и в других узлах.

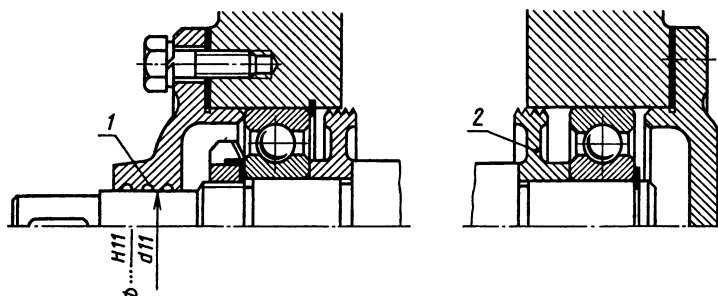


Рис. 24.18. Пример установки вала на шариковых радиальных подшипниках (левый — фиксирующий подшипник, правый — плавающий):
1 — шелевое уплотнение; 2 — маслосбрасывающее кольцо

Пример конструкции опор вала, фиксированного по схеме 1, представлен на рис. 24.18.

В с х е м е 2 (см. рис. 24.17) вал фиксируется двумя радиальными по рис. 24.5 или радиально-упорными подшипниками по рис. 24.10 и 24.11. Эта схема характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры; ее применяют в цилиндрических, конических зубчатых и червячных передачах.

Пример конструкции опор вала, фиксированного по схеме 2, представлен на рис. 24.19.

При выборе плавающей и фиксирующей опор по схемам 1 и 2 учитывают рекомендации:

1. Подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно, поэтому если на вал действует осевая сила, то плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой. При этом всю осевую силу воспринимает подшипник, менее нагруженный радиальными силами.

2. При отсутствии осевых сил плавающей выполняют менее

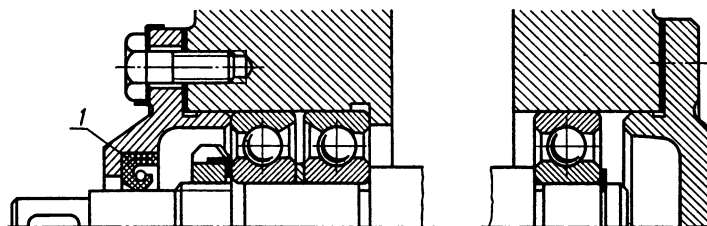


Рис. 24.19. Пример установки вала на сдвоенных радиально-упорных шариковых подшипниках и плавающем радиальном шариковом подшипнике:
1 — манжетное уплотнение

нагруженную опору, чтобы уменьшить трение от осевого перемещения подшипника.

3. Если выходной конец вала соединяется с другим валом муфтой, то фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

В схемах 3 и 4 (см. рис. 24.17) *вал фиксируется в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении*. В опорах этих схем могут быть приняты шариковые или роликовые радиальные (см. рис. 24.5, 24.6, 24.7 и 24.8, б) и радиально-упорные (см. рис. 24.10 и 24.11) подшипники.

Схемы 3 и 4 применяют с определенными ограничениями по расстоянию L между опорами. Связано это с изменением зазоров в подшипниках при температурных колебаниях.

В с х е м е 3, называемой схемой «враспор» *, чтобы исключить защемление тел качения вследствие нагрева при работе, предусматривают осевой зазор a , несколько больший ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Величину a устанавливают опытным путем (в узлах с радиальными шарикоподшипниками при $L \leq 300$ мм и ограниченном нагреве $a \approx 0,2 \dots 0,5$ мм). Требуемый зазор a создают с помощью набора тонких металлических прокладок (см. рис. 24.15).

Значения тепловых деформаций зависят от длины вала, поэтому применение в схеме 3 радиально-упорных подшипников, чувствительных к изменению осевых зазоров, рекомендуется при $L = (6 \dots 8) d_n$, где d_n — диаметр цапфы. Меньшие значения относятся к роликовым, большие — к шариковым радиально-упорным подшипникам.

Для радиальных подшипников $L \geq 10d_n$.

Схему 3 широко применяют при относительно коротких валах. Она конструктивно наиболее проста: расточку отверстия в корпусе выполняют сквозной без уступов; число деталей в узле сокращается; просты и удобны монтаж и регулировка (см. рис. 24.15).

В с х е м е 4 (см. рис. 24.17), называемой схемой «враспяхку», вероятность защемления тел качения подшипников вследствие тепловых деформаций вала уменьшается, так как в этой схеме при удлинении вала осевой зазор в подшипниках увеличивается (см. рис. 24.16). По этой причине расстояние между подшипниками принимают $L = (8 \dots 10) d_n$. Меньшее значение относится к роликовым, большее к шариковым радиальным и радиально-упорным подшипникам.

* В сечениях вала между опорами от осевых сил действуют напряжения сжатия, поэтому такую схему осевого фиксирования вала называют установкой подшипников «враспор».

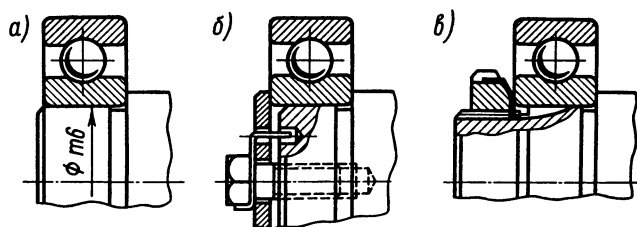


Рис. 24.20. Крепление подшипников на валу

В отдельных конструкциях применяют так называемые «плавающие валы», обе опоры которых плавающие. Осевая фиксация вала в этом случае осуществляется не в опорах, а каким-либо другим элементом конструкции, например зубьями шевронных колес (см. § 10.7) или торцовыми шайбами (см. рис. 24.3).

В опорах вала, расположенных в разных корпусах, применяют сферические подшипники (см. рис. 24.6 и 24.7), допускающие значительные перекосы колец для компенсации погрешностей изготовления и сборки.

Для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с подшипниками в некоторых конструкциях подшипниковых узлов применяют чугунные стаканы. В подшипниковом узле вала-шестерни конической передачи стакан является обязательным, с его помощью производят регулировку зубчатого зацепления (см. рис. 24.16).

В зависимости от осевой нагрузки, скорости вращения и принятой конструкции подшипникового узла внутренние кольца подшипников на валу крепят различными способами (рис. 24.20): посадкой с натягом (а), концевыми шайбами (б), круглыми шлицевыми гайками (в) и др.

Наружные кольца подшипников закрепляют между упорным буртиком корпуса и торцом крышки (рис. 24.21, а), между крышкой и упорным пружинным кольцом 1 (рис. 24.21, б) и др. В конструкциях с разъемными корпусами (рис.

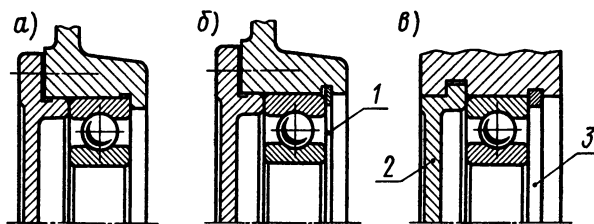


Рис. 24.21. Крепление подшипников в корпусе

24.21, в) наружные кольца подшипников крепят цельными кольцами 3 большого сечения и закладными крышками 2.

§ 24.9. Смазывание подшипников качения. К.п.д. Уплотнительные устройства

Смазывание подшипников. Смазочные материалы в подшипниках уменьшают трение и шум, отводят теплоту, защищают подшипник от коррозии, заполняют зазоры в уплотнениях, обеспечивая герметизацию подшипникового узла.

Применяют пластичные, жидкие и твердые смазочные материалы (см. § 23.4).

Пластичные смазочные материалы (солидолы, консталины и др.) используют для подшипников качения при окружной скорости поверхности вала до 10 м/с. Корпус подшипникового узла заполняют смазочными материалами в объеме $1/2$ его свободного пространства.

Жидкие смазочные материалы (минеральные масла и др.) используют для подшипников при окружных скоростях вала свыше 8 м/с. В зависимости от условий работы применяют различные способы подачи масла в подшипники (капельное смазывание и др.). Для быстроходных подшипников уровень масла должен быть не выше центра нижнего тела качения во избежание существенных гидравлических потерь. В редукторах и коробках передач часто применяют подачу масла разбрызгиванием из масляной ванны. Масло разбрызгивается одним из быстро вращающихся колес или специальными крыльчатками.

Твердые смазочные материалы (коллоидальный графит и др.) применяют в распыленном состоянии для подшипников, работающих при температурах свыше 300 °С.

На практике стремятся смазывать подшипники качения тем же смазочным материалом, которым смазываются детали передач.

Периодичность смены смазочного материала устанавливают в зависимости от условий работы.

К.п.д. В подшипниках качения наряду с трением качения наблюдается трение скольжения тел качения о сепаратор, а также скольжение в уплотнениях и в смазочном материале. Для одной пары подшипников качения принимают к.п.д. $\eta = 0,99 \dots 0,995$.

Уплотнительные устройства. Для защиты от загрязнения и для предупреждения вытекания смазочного материала подшипниковые узлы снабжают уплотняющими устройствами.

Широкое распространение получили манжетные уплотнения (см. рис. 24.19), которые применяют при окружных скоро-

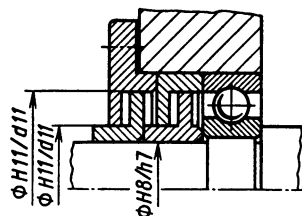


Рис. 24.22. Лабиринтное уплотнение

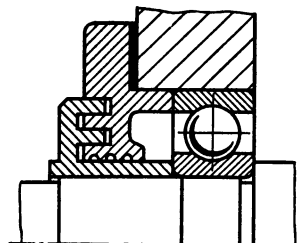


Рис. 24.23. Комбинированное уплотнение

стях до 15 м/с. Манжетные уплотнения обладают высокой надежностью и хорошими уплотняющими свойствами.

Щелевые уплотнения (см. рис. 24.18) применяют для подшипниковых узлов, работающих в чистой среде при скоростях до 5 м/с. Зазоры в них заполняют пластичным смазочным материалом.

Лабиринтные уплотнения (рис. 24.22) — наиболее совершенные из всех средств защиты подшипниковых узлов. Являясь бесконтактными, они пригодны для работы при любых скоростях. Зазор в лабиринтах заполняется пластичным смазочным материалом независимо от вида смазочного материала подшипника. Радиальные зазоры получают изготовлением деталей по посадке $H11/d11$.

Центробежные уплотнения. При пластичной смазке подшипников с внутренней стороны корпуса устанавливают маслосбрасывающие кольца (см. рис. 24.18), которые должны выступать за стенку корпуса. Попадающее на кольца во время работы жидкое горячее масло отбрасывается центробежной силой и не попадает в полость размещения пластичной смазки, не вымывает ее.

В ответственных конструкциях применяют комбинированные уплотнения в различных сочетаниях, например лабиринтно-щелевое уплотнение (рис. 24.23) и др.

§ 24.10. Монтаж и демонтаж подшипников

Перед монтажом подшипникового узла подшипник промывают в горячем минеральном масле или бензине. Посадочные поверхности вала и корпуса чисто * протирают и слегка смазывают. Для облегчения посадки подшипника на вал с натягом под-

* От соблюдения чистоты деталей узла в значительной степени зависит долговечность подшипника.

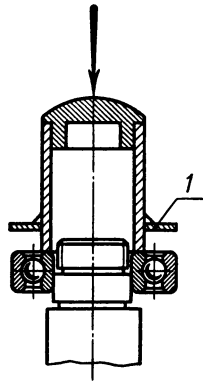


Рис. 24.24. Приспособление для монтажа подшипников:
1 — защитное кольцо

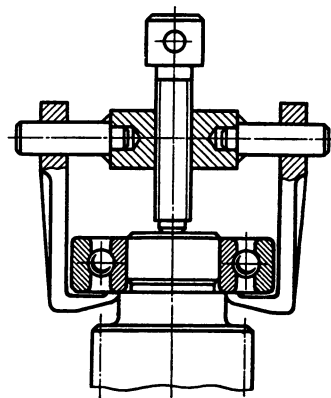


Рис. 24.25. Съёмник для подшипников

шипник предварительно нагревают до 80...90 °С в горячем минеральном масле или с помощью электроиндукционной установки. Силу напрессовки прикладывают к тому кольцу, которое монтируется с натягом (рис. 24.24). Передача монтажных сил через тела качения недопустима.

Демонтируют подшипники с помощью съёмников (рис. 24.25) и других приспособлений, исключающих удары.

Во избежание появления вмятин на дорожках качения при демонтаже подшипник захватывают за внутреннее кольцо при удалении с вала и за наружное при удалении из корпуса.

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоят подшипники качения? Какова роль сепараторов в подшипниках?
2. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
3. Как классифицируются подшипники качения по направлению воспринимаемой нагрузки, по форме тел качения и по габаритным размерам?
4. Какие различают основные типы шарико- и роликоподшипников по конструкции и где они применяются?
5. Каковы особенности конструкции и работы сферических и игольчатых подшипников? Где они применяются?
6. Определите тип и размер внутреннего диаметра подшипников, имеющих условные обозначения: 408, 2306 и 3207.
7. Сравните подшипники, имеющие условные обозначения: 7206 и 5-7406.
8. Из каких материалов изготавливают тела качения, кольца и сепараторы?

9. Укажите основные причины выхода из строя подшипников качения. Каковы внешние признаки выбраковки их?
10. Что такое базовая динамическая грузоподъемность подшипников качения?
11. Что учитывает эквивалентная динамическая нагрузка и как она вычисляется для основных типов подшипников?
12. Как вычисляют расчетную осевую нагрузку на каждый из двух подшипников?
13. Как подбираются подшипники качения по таблицам каталога?
14. Что такое базовая статическая грузоподъемность подшипников качения?
15. Какие различают опоры по способности фиксировать осевое положение вала? Дайте характеристику этим опорам.
16. Что следует учитывать при выборе плавающей и фиксирующей опор?
17. Какие существуют способы крепления колец подшипников на валах и в корпусах?
18. Для чего применяется смазка в подшипниках качения и как она осуществляется?
19. Какие виды уплотняющих устройств применяют в подшипниках качения?
20. Как производится монтаж и демонтаж подшипников качения?

ГЛАВА 25. МУФТЫ

§ 25.1. Общие сведения

В современном машиностроении большинство машин состоит из сборочных единиц (узлов) и механизмов. Для обеспечения кинематической и силовой связи валы узлов соединяют муфтами (рис. 25.1).

Муфта *ой* называется устройство для соединения концов валов или для соединения валов со свободно сидящими на них деталями (зубчатые колеса, звездочки и т. д.). *Назначение*

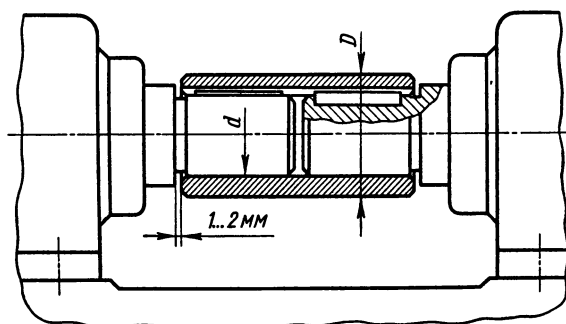


Рис. 25.1. Втулочная муфта

муфта — передача вращающего момента без изменения его значения и направления. В ряде случаев муфты дополнительно поглощают вибрации и толчки, предохраняют машину от аварий при перегрузках, а также используются для включения и выключения рабочего механизма машины без останова двигателя.

Многообразие требований, предъявляемых к муфтам, и различные условия их работы обусловили создание *большого количества конструкций муфт*, которые классифицируют по различным признакам на группы.

По принципу действия:

п о с т о я н н ы е муфты, осуществляющие постоянное соединение валов между собой;

с с е п н ы е муфты, допускающие во время работы сцепление и расцепление валов с помощью системы управления;

с а м о у п р а в л я е м ы е муфты, автоматически разъединяющие валы при изменении заданного режима работы машины.

По характеру работы:

ж е с т к и е муфты, передающие вместе с вращающим моментом вибрации, толчки и удары;

у п р у г и е муфты, амортизирующие вибрации, толчки и удары при передаче вращающего момента благодаря наличию упругих элементов — различных пружин, резиновых втулок и др.

В курсе «Детали машин» рассматриваются только механические муфты. Электромагнитные и гидравлические муфты изучают в специальных курсах.

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент T . *Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормалам по большому диаметру концов соединяемых валов и расчетному моменту*

$$T_{\text{расч}} = KT, \quad (25.1)$$

где K — коэффициент режима работы муфты.

Для приводов от электродвигателя принимают *: при спокойной нагрузке $K = 1,15 \dots 1,4$; при переменной нагрузке $K = 1,5 \dots 2$; при ударной нагрузке $K = 2,5 \dots 3$.

Муфты каждого размера выполняют для некоторого диапазона диаметров валов, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте вследствие разных материалов и различных изгибающих моментов.

Наиболее слабые звенья выбранной муфты проверяют расчетом на прочность по расчетному моменту $T_{\text{расч}}$.

Шпоночные и шлицевые соединения вала с муфтой проверяют

* Для приводов от двигателей внутреннего сгорания значения K повышают на 20...40 %.

методами, изложенными в § 4.3 и 5.3. Ниже рассматриваются муфты каждой группы, наиболее распространенные в общем машиностроении.

§ 25.2. Глухие муфты

Глухие муфты соединяют соосные валы в одну жесткую линию. Относятся к постоянным муфтам. Применяются в тихоходных приводах. Из различных видов глухих муфт наибольшее распространение получили втулочные и фланцевые муфты.

Втулочная муфта. Эта муфта представляет втулку, насаживаемую на концы валов (см. рис. 25.1 и 4.2). Применяется для передачи небольших вращающих моментов. Имеет простую конструкцию, малые габариты и низкую стоимость. Недостатком муфты является неудобный монтаж и демонтаж, связанные с осевым смещением валов или муфты вдоль вала. Материал втулки — сталь 45.

Втулочную муфту выбирают по стандарту. Шпоночное соединение проверяют на прочность (см. § 4.3).

Фланцевая муфта. Состоит из двух полумуфт с фланцами, стянутыми болтами (рис. 25.2), причем половина болтов установлена с зазором, а другая — без зазора.

Фланцевые муфты соединяют отдельные части валопровода в один вал, работающий как целый. Для того чтобы этот составной вал оставался прямолинейным, необходима строгая соосность его частей и пригонка полумуфт, в противном случае неизбежны изгиб вала, его биение и появление дополнительных нагрузок на опоры.

Фланцевые муфты просты по конструкции, надежны в работе, могут передавать большие моменты. Они широко распространены в машиностроении. Материал полумуфт — сталь 40 или сталь 35Л, допускается также чугун СЧ20.

Эти муфты выбирают по стандарту. Проверочный расчет болтов на прочность выполняют методами, изложенными в § 3.11.

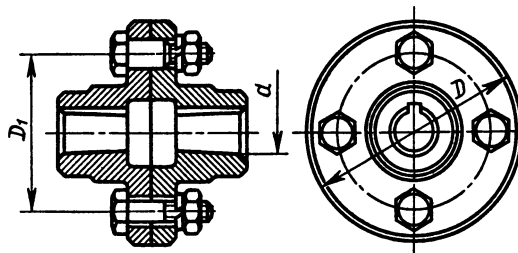


Рис. 25.2. Фланцевая муфта

Пример 25.1. Фланцевая муфта соединяет концы двух валов диаметром $d=80$ мм каждый. Фланцы полумуфт соединены шестью болтами М16, три из которых поставлены в отверстия без зазора (диаметр стержня болта $d_4=17$ мм); остальные три болта входят в отверстия с зазором. Материал болтов класса прочности 5.6 ($\sigma_t=300$ Н/мм²).

Проверить на срез болты, поставленные без зазора, в предположении, что весь вращающий момент $T=3000$ Н·м передается только этими болтами. Муфта установлена в приводе цепного транспортера, работающего при переменной нагрузке. Диаметр окружности, на которой расположены оси болтов, $D_1=220$ мм.

Решение. 1. Допускаемое напряжение на срез стержня болта [формула (3.16)]

$$[\tau]_{\text{ср}} = 0,255\sigma_t = 0,255 \cdot 300 \text{ Н/мм}^2 = 76,5 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Коэффициент режима работы муфты при переменной нагрузке $K=1,7$ (см. § 25.1).

3. Окружная сила, передаваемая одним болтом (при числе болтов $z=3$),

$$F_t = \frac{2T_{\text{расч}}}{zD_1} = \frac{2TK}{zD_1} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 10^3 \cdot 1,7}{3 \cdot 220} \text{ Н} = 15\,470 \text{ Н}.$$

4. Расчетное напряжение среза в болте

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F_t}{\pi d_4^2} = \frac{4 \cdot 15\,470}{\pi \cdot 17^2} \text{ Н/мм}^2 = 68 \text{ Н/мм}^2 <$$

$$< [\tau]_{\text{ср}} = 76,5 \text{ Н/мм}^2,$$

что удовлетворяет условию прочности.

§ 25.3. Жесткие компенсирующие муфты

Жесткие компенсирующие муфты относятся к постоянным муфтам и предназначены для соединения валов с компенсацией радиальных (рис. 25.3, а), осевых (рис. 25.3, б) и угловых (рис. 25.3, в) смещений вследствие неточности изготовления и монтажа.

Компенсация отклонений от соосности валов достигается за счет подвижности жестких деталей муфты. Эти муфты уменьшают дополнительные нагрузки на валы и подшипники, вызываемые отклонениями от соосности валов. Наибольшее распространение из группы компенсирующих муфт получили зубчатые и цепные.

Зубчатая муфта. Эта муфта стандартизована (рис. 25.4). Состоит из двух обойм 1 с внутренними зубьями эвольвентного профиля, которые зацепляются с зубьями втулок 2, насаживаемых на концы валов. Обоймы соединены между собой болтами, поставленными в отверстия без зазора. Втулки и обоймы изготовляют из стали 40 или стали 45Л.

Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении и обточки зубьев втулок по сфере. Компенсация отклонений от соосности валов сопровождается скольжением зубьев. Угол перекоса оси каждой втулки относительно оси обоймы допускается до $1^{\circ}30'$.

Для повышения износостойкости зубья подвергают термообработке, а муфту заливают маслом большой вязкости.

Зубчатые муфты широко применяются для соединения горизонтальных тяжело нагруженных валов диаметром $d=40\text{...}560$ мм при окружных скоростях до 25 м/с. Эти муфты надежны в работе, имеют малые габариты. При работе зубья испытывают переменные контактные напряжения и напряжения изгиба, что затрудняет их точный расчет. Поэтому согласно ГОСТу

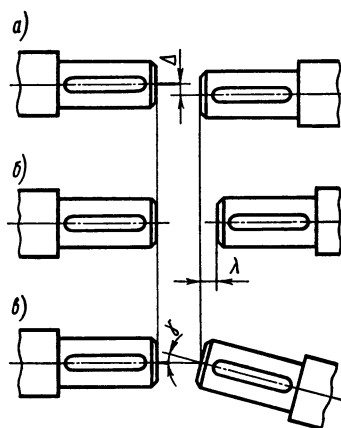


Рис. 25.3. Погрешности монтажа валов:
 а — радиальное смещение на величину Δ ; б — осевое смещение на величину λ ; в — угловое смещение на величину γ

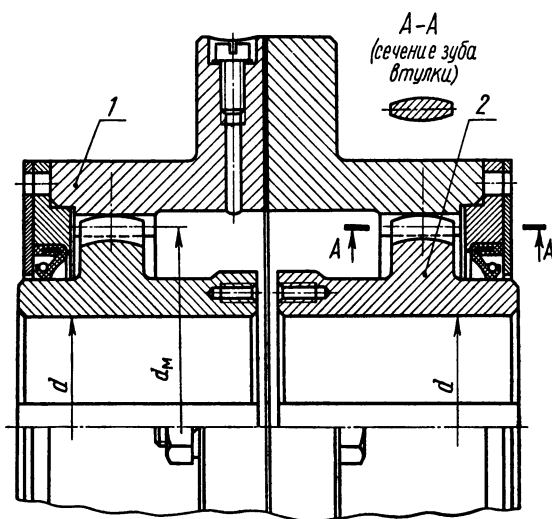


Рис. 25.4. Зубчатая муфта:
 1 — обойма; 2 — втулка

зубчатые муфты подбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по формуле

$$T_{\text{ГОСТ}} \geq K_1 K_2 T, \quad (25.2)$$

где $T_{\text{ГОСТ}}$ — максимальный вращающий момент муфты по ГОСТ; T — вращающий момент, передаваемый муфтой; K_1 — коэффициент безопасности. Если поломка муфты может вызвать остановку машины, то $K_1=1$, аварию машины — $K_1=1,2$; человеческие жертвы — $K_1=1,8$; K_2 — коэффициент условий работы машины. При спокойной работе $K_2=1$; при переменной работе $K_2=1,2$; при тяжелой работе с толчками $K_2=1,5$.

При работе муфты в условиях смещений соединяемых валов возникает неуравновешенная радиальная сила

$$F_M = (0,3 \dots 0,4) T_{\text{расч}}/d_M, \quad (25.3)$$

где $T_{\text{расч}}$ — расчетный момент, передаваемый муфтой; d_M — делительный диаметр зубчатого зацепления муфты.

Потери в муфте оцениваются к.п.д. $\eta=0,98 \dots 0,99$.

Цепная муфта. Состоит из двух полумуфт-звездочек, имеющих одинаковые числа зубьев (рис. 25.5), охватывающей их общей цепи и защитного кожуха, заполненного пластичным смазочным материалом. Применяются цепи роликовые однорядные и двухрядные, а также зубчатые.

Достоинства цепных муфт — простота конструкции и обслуживания, относительно небольшие габариты. При монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов.

Из-за наличия зазоров в шарнирах цепи и в сопряжении ее со звездочками цепные муфты имеют значительные люфты. Поэтому их не применяют в реверсивных приводах (реверс будет сопровождаться ударами).

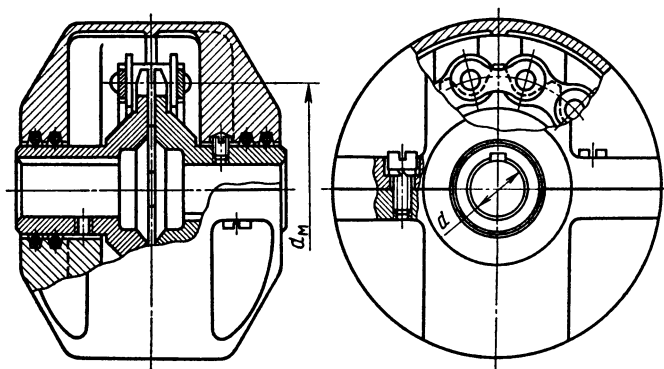


Рис. 25.5. Цепная муфта

Цепные муфты допускают угловое смещение валов $\gamma \leq 1^\circ$ и радиальное смещение $\Delta = 0,15 \dots 0,7$ мм в зависимости от размера муфты. Подбираются по стандарту.

При работе муфты из-за несоосности соединяемых валов возникает радиальная сила F_m , действующая со стороны полумуфты на вал,

$$F_m = 0,5 T_{расч} / d_m, \quad (25.4)$$

где d_m — делительный диаметр звездочки муфты.

На основе опытов принимают к.п.д. муфты $\eta \approx 0,98$.

§ 25.4. Упругие муфты

Упругие муфты относятся к постоянным муфтам. Основная часть этих муфт — *упругий элемент*, который передает вращающий момент от одной полумуфты к другой.

Упругие муфты смягчают толчки и удары; служат средством защиты от резонансных крутильных колебаний, возникающих вследствие неравномерного вращения; допускают сравнительно большие смещения осей соединяемых валов.

Основные характеристики упругих муфт — *жесткость* или

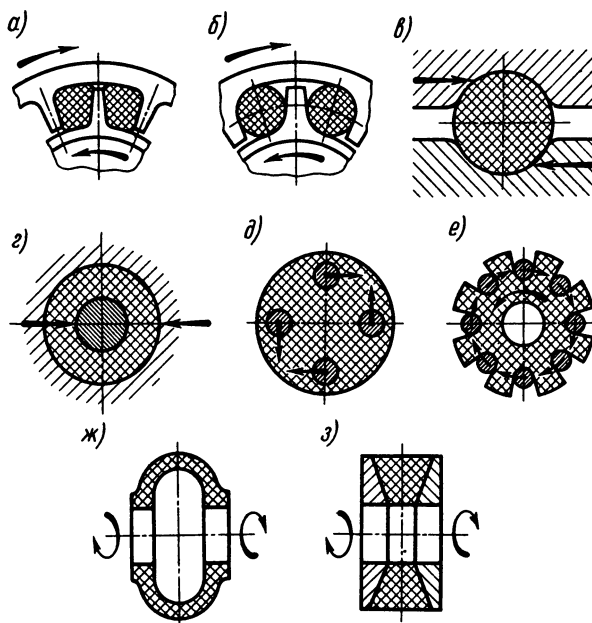


Рис. 25.6. Основные типы резиновых упругих элементов муфт

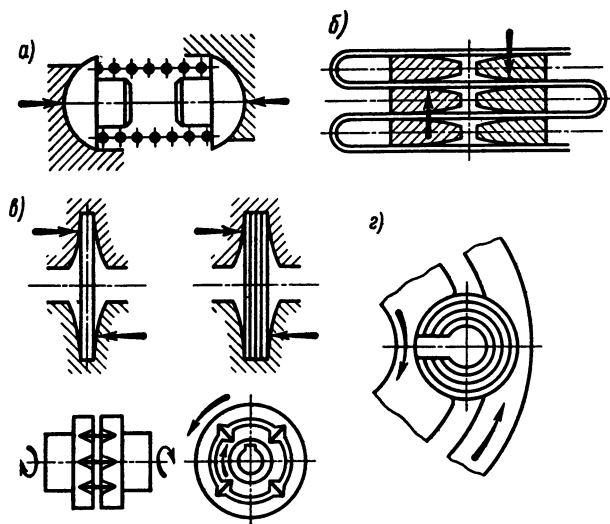


Рис. 25.7. Основные типы металлических стальных упругих элементов муфт:
 а — цилиндрические пружины; б — змеевидные пластинчатые пружины; в — стержни, пластины и пакеты пластин, расположенные по образующей и по радиусу; г — пакеты разрезных гильзовых пружин

(обратная ей величина) *податливость* и *демпфирующая способность*, т. е. способность превращать в теплоту энергию при деформации упругих элементов муфты.

По конструкции упругие муфты разнообразны. По материалу упругих элементов они делятся на две группы: *муфты с неметаллическими упругими элементами* (обычно резиновыми) (рис. 25.6, а — з) и *муфты с металлическими упругими элементами* (рис. 25.7, а — г).

Типовые конструкции упругих муфт рассмотрены ниже.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Муфта состоит из двух дисковых полумуфт (рис. 25.8), в одной из которых в конических отверстиях закреплены соединительные пальцы с надежными гофрированными резиновыми втулками. М а т е р и а л полумуфт — чугун СЧ20, сталь 35 или 35Л. М а т е р и а л пальцев — сталь 45.

Вследствие небольшой толщины резиновых втулок муфта обладает малой податливостью, компенсируя незначительные смещения валов ($\Delta = 0,1 \dots 0,3$ мм, $\lambda = 1 \dots 5$ мм, $\gamma \leq 1^\circ 30'$). Радиальное и угловое смещения валов снижают долговечность

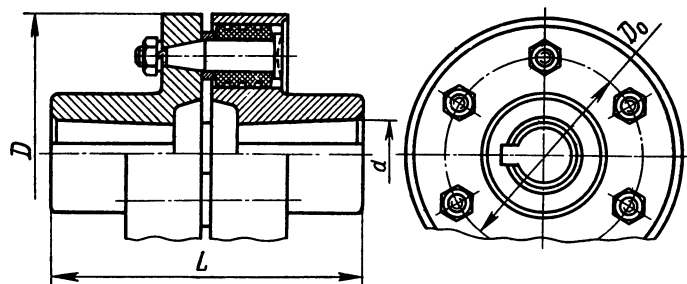


Рис. 25.8. Муфта упругая втулочно-пальцевая

резиновых втулок, нагружая валы дополнительной радиальной изгибающей силой

$$F_m = (0,2...0,6) q T_{расч} / D_0, \quad (25.5)$$

где D_0 — диаметр окружности расположения пальцев муфты.

Работа муфты сопровождается потерями, которые оцениваются к.п.д. $\eta = 0,95...0,97$.

Муфта МУВП широко применяется для соединения машин с электродвигателями при передаче малых и средних вращающих моментов. Она проста в изготовлении. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Муфту подбирают по стандарту в диапазоне диаметров валов $d = 16...150$ мм.

Муфта упругая со звездочкой. Состоит из двух полумуфт 1 с торцовыми кулачками и резиновой звездочки 2, зубья которой расположены между кулачками (рис. 25.9). При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев.

Муфта компактна и надежна, компенсирующая способность

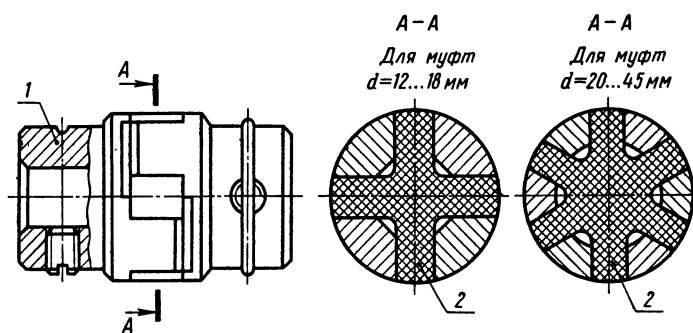


Рис. 25.9. Муфта упругая со звездочкой

ее невелика. Применяется для соединения быстроходных валов. Допускает смещения валов: радиальное $\Delta \leq 0,1 \dots 0,2$ мм, угловое $\gamma \leq 1^\circ 30'$. Подбирается по стандарту для диаметров валов $d = 12 \dots 48$ мм.

Радиальную силу F_m , с которой полумуфта воздействует на вал при радиальном смещении Δ , принимают:

$$F_m = c_\Delta \Delta, \quad (25.6)$$

где c_Δ — радиальная жесткость муфты, Н/мм;

$d_{\text{вала}}, \text{ мм}$	20; 22	25; 28	32; 36	40; 45
$c_\Delta, \text{ Н/мм}$	800	900	1120	1320

Потери в муфте оцениваются к.п.д. $\eta \approx 0,98$.

Муфта упругая с торообразной оболочкой. Состоит из двух полумуфт (рис. 25.10), упругой оболочки, по форме напоминающей автомобильную шину (см. рис. 25.6, ж), и двух колец, зажимающих с помощью винтов оболочку.

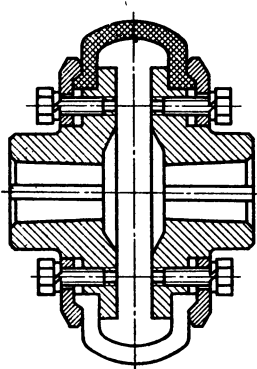


Рис. 25.10. Муфта упругая с торообразной оболочкой

Эта муфта обладает высокими упругими и демпфирующими свойствами. Обеспечивает шумо- и электроизоляцию узлов привода, удобна и надежна в эксплуатации.

Применяется в конструкциях, где трудно обеспечить соосность валов, при переменных и ударных нагрузках.

Допускает смещения валов: радиальное $\Delta = 1 \dots 6$ мм, осевое $\lambda = 1 \dots 6$ мм и угловое $\gamma \leq 2^\circ$.

Подбирается по стандарту для валов диаметрами $d = 14 \dots 240$ мм.

При допустимых для муфт смещениях Δ , λ и γ радиальная сила F_m и изгибающий момент M_m невелики, и при расчете валов и опор их не учитывают.

Потери в муфте оцениваются к.п.д. $\eta \approx 0,98 \dots 0,99$.

Муфта с цилиндрическими пружинами сжатия. Одна из конструкций таких муфт показана на рис. 25.11. Пружины 4 установлены на стержни сегментов 5 предварительно сжатыми, чтобы одним концом они опирались на сегменты, принадлежащие полумуфте 3, а другим — на сегменты полумуфты 1. При передаче вращающего момента осадка половины от общего числа пружин увеличивается, остальных — уменьшается. Сегменты имеют возможность качательного движения на пальцах 2 и изготавливаются из износостойких пластмасс или чугуна.

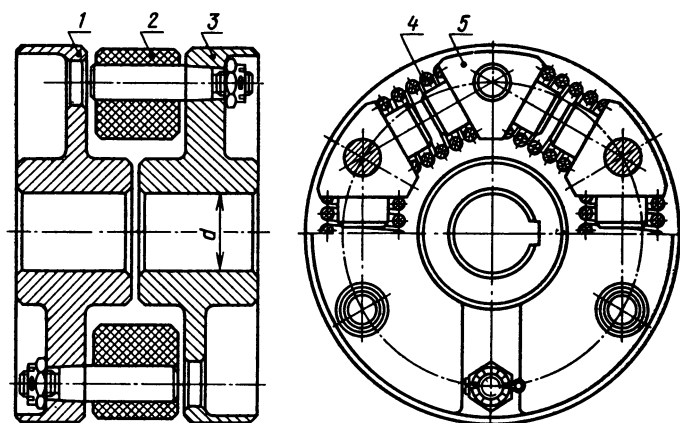


Рис. 25.11. Муфта с цилиндрическими пружинами

Путем подбора пружин жесткость муфты изменяется в весьма широких пределах. Расчет пружин ведут методами сопротивления материалов.

Радиальную силу F_m , действующую на валы со стороны муфты, при радиальном смещении валов Δ определяют по графикам в зависимости от расчетного момента муфты $T_{расч}$ (см. литературу [6], [15]).

Работа муфты сопровождается потерями, которые оцениваются к.п.д. $\eta \approx 0,98$.

Муфта со змеевидной пружиной. Муфта состоит из двух полумуфт 1 с зубьями специального очертания, между которыми свободно заложены секции ленточной змеевидной пружины 3 прямоугольного сечения (рис. 25.12). Кожух 2, состоящий из двух половин, удерживает пружину от выскакивания под действием центробежной силы и служит резервуаром для пластичного смазочного материала, который меняют через каждые четыре месяца.

Материал полумуфт — сталь 40 или 45Л, материал пружин — сталь 65Г. Кожух отливают из чугуна СЧ15.

Муфта со змеевидной пружиной достаточно податлива. В за-

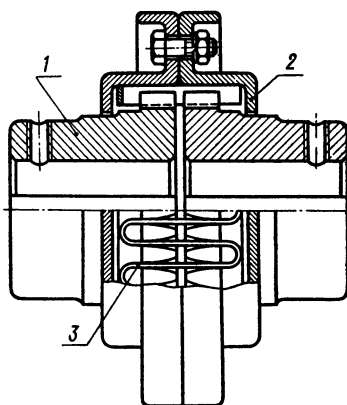


Рис. 25.12. Муфта с змеевидной пружиной

висимости от размеров она допускает комбинированное смещение валов: радиальное $\Delta = 0,5 \dots 3$ мм, осевое $\lambda = 4 \dots 20$ мм и угловое $\gamma \leq 1^\circ 10'$.

Муфта надежна в работе и долговечна. Применяется при передаче больших вращающих моментов.

Размеры муфты принимают по нормам станкостроения. Змеевидную пружину проверяют на изгиб методами сопротивления материалов как балку, защемленную с двух сторон (см. рис. 25.7, б).

Радиальную силу F_n , с которой муфта воздействует на вал при смещении Δ , определяют по графикам (см. литературу [15]).

Потери в муфте оцениваются к.п.д. $\eta \approx 0,98$.

§ 25.5. Сцепные муфты

Сцепные (управляемые) муфты служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе. Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на кулачковые и фрикционные. Все сцепные муфты должны легко и быстро включаться при незначительной силе, а также иметь малый нагрев и небольшую изнашиваемость при частых переключениях.

Кулачковые муфты. Кулачковые муфты состоят из двух полу-муфт с кулачками на торцовых поверхностях (рис. 25.13). При включении кулачки одной полумуфты входят во впадины другой, создавая жесткое сцепление. Для переключения муфты одна полумуфта передвигается вдоль вала по направляющей шпонке или шлицам с помощью механизма управления муфтой.

Материал полумуфт — сталь 20Х или 20ХН. Для повышения износостойкости рабочие поверхности кулачков цементируют и закаливают до твердости 54...60 HRC.

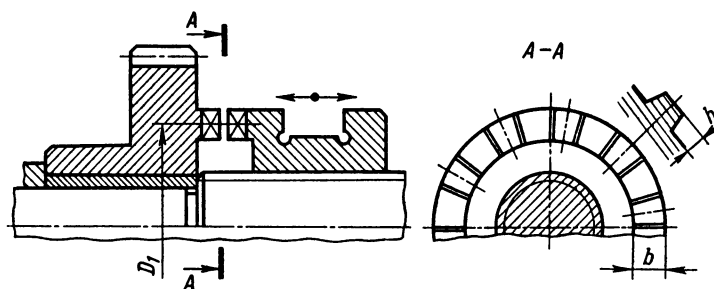


Рис. 25.13. Принципиальная конструктивная схема кулачковой муфты

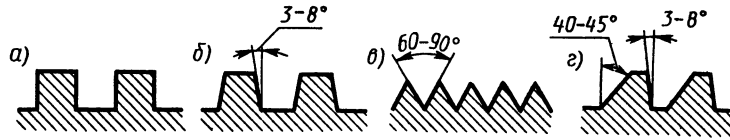


Рис. 25.14. Профили кулачков муфт сцепления

Основные элементы муфт — кулачки различных профилей (рис. 25.14): прямоугольного (а), трапециoidalного (б), треугольного (в) соответственно для больших, средних и малых нагрузок. Асимметричный профиль кулачков (рис. 25.14, г) применяют в неревверсивных механизмах для облегчения включения муфты. Число кулачков принимают $z=3..60$ в зависимости от значения вращающего момента $T_{расч}$ и желаемого времени включения, с увеличением которого z уменьшается.

Недостаток кулачковых муфт — *невозможность включения на быстром ходу*. Во избежание ударов и повреждения кулачков включение муфты производят без нагрузки при разности окружных скоростей на кулачках $v \leq 0,8$ м/с.

Кулачковые муфты просты в изготовлении и малогабаритны. Применяют в механизмах, где должно быть обеспечено постоянное передаточное число (металлорежущие станки), а также при передаче больших вращающих моментов, когда переключения производят редко.

Размеры муфт принимают конструктивно, а затем кулачки проверяют расчетом:

на износостойкость — по среднему давлению на рабочих поверхностях

$$p_m = \frac{F_{расч}}{A} = \frac{2T_{расч}}{0,75D_1 z b h} \leq [p_m] \quad (25.7)$$

где 0,75 — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по кулачкам вследствие неточности изготовления; D_1 , b и h — размеры муфты (см. рис. 25.13); $[p_m]=25..35$ Н/мм² — допускаемое давление для закаленных кулачков, включаемых на ходу;

на прочность — по напряжению изгиба у основания кулачков в предположении неполного включения (сила приложения к вершинам кулачков):

$$\sigma_n = \frac{M}{W} = \frac{F_{расч} h}{W} = \frac{2T_{расч}}{0,75D_1 z W} \leq [\sigma]_n, \quad (25.8)$$

где $W = a^2 b / 6$ — момент сопротивления кулачка изгибу; a — средняя ширина кулачка. Допускаемое напряжение на изгиб для кулачков принимают $[\sigma]_n \approx [p_m]$.

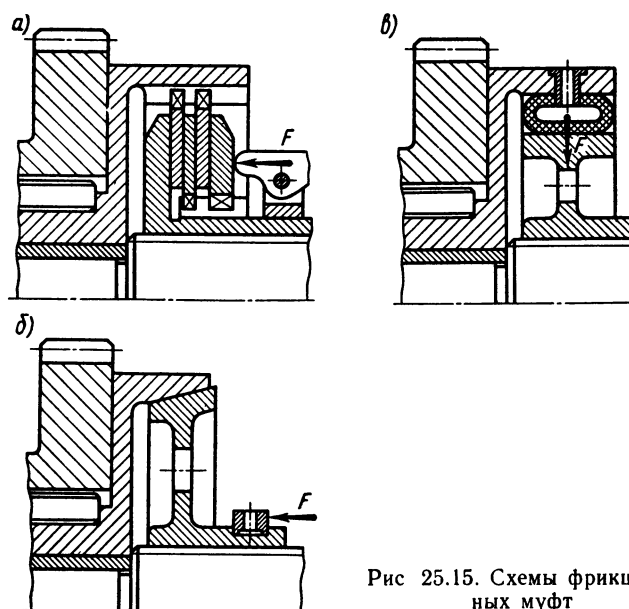


Рис 25.15. Схемы фрикционных муфт

Фрикционные муфты. Служат для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях. Передача вращающего момента осуществляется силами трения между трущимися поверхностями деталей муфты (рис. 25.15, а — в). В начале включения за счет проскальзывания рабочих поверхностей муфты разгон ведомого вала происходит плавно, без удара, с постепенным нарастанием передаваемого вращающего момента по мере увеличения нажимной силы F . При установившемся движении проскальзывание отсутствует, муфта замыкается и оба вала вращаются с одной и той же угловой скоростью.

В момент перегрузок фрикционные муфты пробуксовывают, предохраняя машину от поломок.

По форме поверхности трения фрикционные муфты (рис. 25.15) делятся на дисковые (а), конусные (б) и цилиндрические (в). В дисковых муфтах рабочими поверхностями служат плоские торцовые поверхности дисков, в конусных — конические, а в цилиндрических — цилиндрические.

По условиям смазывания муфты бывают масляные и сухие. Масло служит для уменьшения износа, улучшения расцепления рабочих поверхностей и отвода теплоты.

В муфтах, работающих в масле, трущиеся детали изготавливают из закаленной стали. В сухих муфтах применяют пары тре-

ния — сталь или чугун по фрикционному материалу (накладки из асбестопроволочной прессованной ткани — ферродо, фрикционные пластмассы, металлокерамическое покрытие и др.).

В современном машиностроении применяются различные конструкции фрикционных муфт, среди которых наибольшее распространение получила многодисковая муфта.

Многодисковая фрикционная муфта состоит из двух полумуфт в виде корпуса 1 и втулки 3, дисков 4 и 5 и нажимного механизма 2 (рис. 25.16). В продольные пазы внутренней поверхности корпуса свободно входят зубья ведущих дисков 4, а в пазы на наружной поверхности втулки — зубья ведомых дисков 5, между которыми возникают силы трения, что обуславливает передачу вращающего момента.

Толщину стальных дисков принимают 1,5...2,5 мм для масляных и 2,5...5 мм для сухих муфт. Зазор между дисками выключенной муфты 0,2...1,5 мм в зависимости от материала поверхностей трения. Число ведущих дисков выбирают не более 11, так как нажимная сила F на последние диски постепенно уменьшается вследствие трения зубьев дисков в пазах полумуфт. Все диски в муфте должны быть параллельными и соосными во избежание их местного повышенного износа и нагрева. По этой причине ведущие и ведомые диски устанавливают на одной полумуфте, расположенной на ведомом валу, при этом число пар трущихся поверхностей четное, а число всех дисков — нечетное.

Многодисковые муфты имеют малые габариты, что важно для

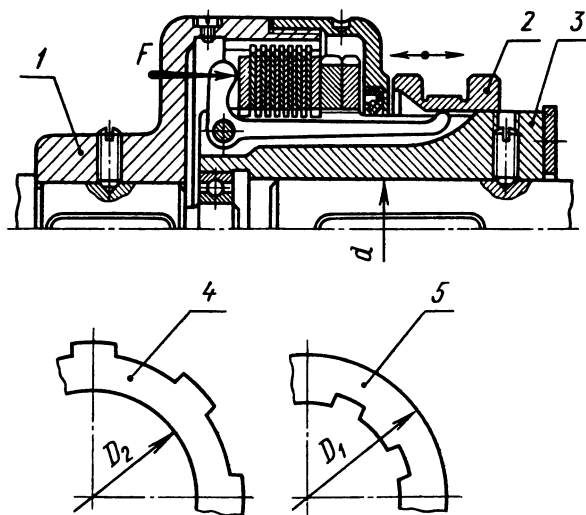


Рис. 25.16. Многодисковая фрикционная муфта

Т а б л и ц а 25.1. Значения $[\rho_m]$ и f для фрикционных муфт

Материал поверхности трения	При смазке		Всухую	
	$[\rho_m]$, Н/мм ²	f	$[\rho_m]$, Н/мм ²	f
Сталь по стали	0,4	0,12	—	—
Ферродо по стали или чугуно	—	—	0,2...0,3	0,3
Металлокерамика по стали	2,5	0,15	1,0	0,25

Примечание. При скорости скольжения $v > 2,5$ м/с, измеряемой по среднему радиусу R_m , давление $[\rho_m]$ понижают: при $v = 2,5...5$ м/с — на 15 %; при $v = 5...10$ м/с — на 20 %; при $v = 10...15$ м/с — на 35 %.

быстроходных механизмов. Эти муфты с механическим управлением применяют для передачи малых и средних вращающих моментов. При передаче больших моментов многодисковые фрикционные муфты снабжают пневматическим, гидравлическим или электромагнитным дистанционным управлением, широко применяемым в современном станкостроении.

Основным критерием работоспособности фрикционных муфт является износостойкость трущихся поверхностей. Поверхности трения дисков проверяют на износостойкость по значению давления.

Проверочный расчет муфт выполняют по моменту сил трения:

$$T_f = T_{\text{расч}} = fFR_m z/k, \quad (25.9)$$

где f — коэффициент трения покоя (табл. 25.1); F — сила сжатия дисков;

$R_m = (D_1 + D_2)/4$ — средний радиус поверхности трения дисков, примерно равный приведенному радиусу трения этих поверхностей; D_1 и D_2 — диаметры дисков (см. рис. 24.16);

$z = (z_1 + z_2) - 1$ — число пар трущихся поверхностей; z_1 и z_2 — число ведущих и ведомых дисков в муфте (на рис. 25.16 муфта имеет $z = 14$);

$k = 1,3...1,5$ — коэффициент запаса сцепления.

Давление на трущихся поверхностях

$$\rho_m = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [\rho_m], \quad (25.10)$$

где $[\rho_m]$ — допускаемое давление (табл. 25.1).

Пример 25.2. В приводе станка установлена масляная многодисковая фрикционная муфта для передачи мощности $P = 3,1$ кВт при угловой скорости $\omega = 60$ рад/с. Муфта работает при переменной нагрузке.

Материал дисков — сталь 65Г с закалкой до твердости $\geq 60\text{HRC}_2$. Число ведущих дисков $z_1=9$, ведомых $z_2=10$. Диаметры дисков $D_1=110$ мм и $D_2=82$ мм. Определить необходимую силу сжатия дисков для включения муфты и проверить диски на износостойкость.

Решение. 1. Коэффициент режима работы муфты при переменной нагрузке принимаем $K=1,7$ (см. § 25.1).

2. Расчетный вращающий момент, передаваемый муфтой,

$$T_{\text{расч}} = KT = KP/\omega = 1,7 \cdot 3,1 \cdot 10^3 / 60 \text{ Н} \cdot \text{м} = 87,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Расчетные коэффициенты: $f=0,12$ (см. табл. 25.1); $k=1,4$ (см. § 25.5).

4. Средний радиус поверхностей трения дисков

$$R_m = (D_1 + D_2)/4 = (110 + 82)/4 \text{ мм} = 48 \text{ мм}.$$

5. Число пар трущихся поверхностей дисков

$$z = (z_1 + z_2) - 1 = (9 + 10) - 1 = 18.$$

6. Сила сжатия дисков при включении муфты [формула (25.9)]

$$F = \frac{T_{\text{расч}} k}{f R_m z} = \frac{87,8 \cdot 10^3 \cdot 1,4}{0,12 \cdot 48 \cdot 18} \text{ Н} = 1186 \text{ Н}.$$

7. Окружная скорость на среднем радиусе поверхности трения дисков

$$v = \omega R_m = 60 \cdot 0,048 \text{ м/с} = 2,88 \text{ м/с}.$$

8. Допускаемое давление $[\rho_m]=0,4$ Н/мм² (см. табл. 25.1).

9. Расчетное давление на трущихся поверхностях дисков [формула (25.10)]

$$\begin{aligned} \rho_m &= \frac{4F}{\pi (D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \cdot 1186}{\pi (110^2 - 82^2)} \text{ Н/мм}^2 = \\ &= 0,3 \text{ Н/мм}^2 < [\rho_m] = 0,4 \text{ Н/мм}^2, \end{aligned}$$

что удовлетворяет условию износостойкости.

§ 25.6. Самоуправляемые муфты

Самоуправляемые муфты предназначены для автоматического сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы машины. Самоуправляемые муфты бывают: по направлению вращения — обгонные, по угловой скорости — центробежные, по моменту — предохранительные.

Обгонные муфты. Обгонные муфты, или муфты свободного хода, служат для передачи вращающего момента в одном направлении. Наибольшее распространение получила роликовая

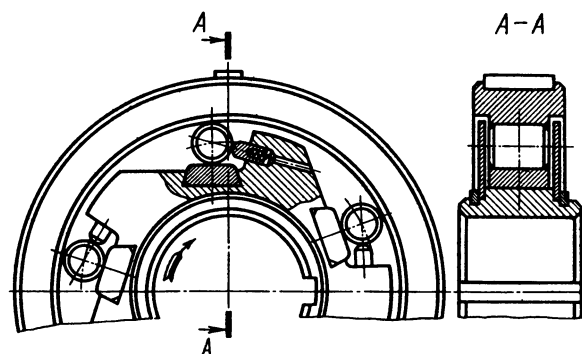


Рис. 25.17. Обгонная роликовая муфта

муфта (рис. 25.17) с диапазоном диаметров валов $d = 10 \dots 90$ мм и числом роликов $z = 3 \dots 5$.

Эта муфта состоит из двух полумуфт, одна из которых имеет форму кольца, а вторая — форму звездочки с вырезами для роликов. Для быстрого включения муфты ролики отжимаются пружинами. При передаче вращающего момента ролики заклиниваются между полумуфтами в суживающейся части выреза, образуя жесткое сцепление. Если по какой-либо причине угловая скорость ведомого вала превысит угловую скорость ведущего, то вследствие обгона ролики расклинятся, выкатятся в расширенную часть выреза и муфта автоматически выключится. При остатке ведомого вала ведомый вал продолжает вращаться*.

М а т е р и а л деталей муфты — стали ШХ15 и 20Х, термобработанные до высокой твердости рабочих поверхностей. Ролики должны быть постоянно смазаны маловязким маслом.

Обгонные роликовые муфты работают бесшумно, допуская большую частоту включений. П р и м е н я ю т с я в станках, автомобилях и т. д. Критерием работоспособности роликовых муфт является контактная прочность рабочих поверхностей роликов и полумуфт.

Центробежные муфты. Предназначены для автоматического включения или выключения ведомого вала при достижении ведущим валом заданной угловой скорости.

По устройству центробежные муфты представляют собой фрикционные муфты, у которых механизмом управления служат грузы-колодки 1 (рис. 25.18), находящиеся под действием цен-

* В велосипеде обгонная муфта позволяет колесу катиться при неподвижных педалях.

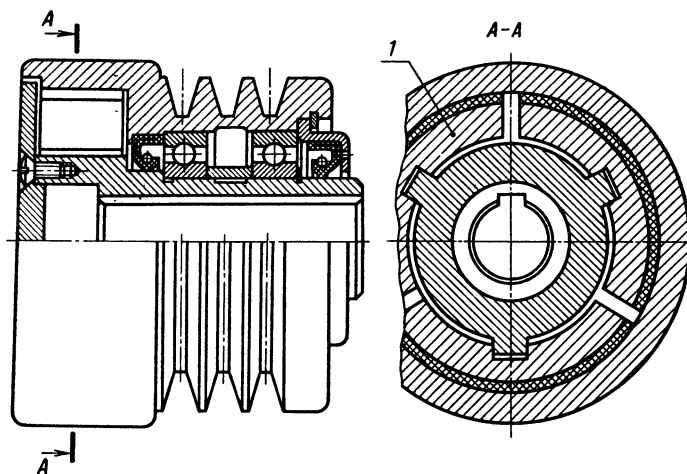


Рис. 25.18. Центробежная колодочная муфта

тробежных сил. При достижении ведущим валом заданной угловой скорости центробежные силы, действуя на грузы, производят включение муфты. Передача вращающего момента осуществляется силой трения, пропорциональной квадрату угловой скорости.

В современном машиностроении применяются конструкции центробежных муфт, которые служат для разгона механизмов с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом, для повышения плавности пуска, для предотвращения разноса машины и т. п. Размеры муфт принимают конструктивно. Рабочие поверхности трения грузов проверяют на износостойкость аналогично фрикционным муфтам.

Предохранительные муфты. Предохранительные муфты предназначены для предохранения машин от перегрузок. Муфты ставят как можно ближе к месту возникновения перегрузки; они могут работать только при строгой соосности валов.

Во избежание случайных выключений эти муфты рассчитываются по предельному моменту

$$T_{\text{пред}} = 1,25T_{\text{расч.}} \quad (25.11)$$

По принципу работы предохранительные муфты делятся на пружинно-кулачковые, фрикционные и с разрушающимся элементом.

Пружинно-кулачковая предохранительная муфта по конструкции аналогична сцепной кулачковой, только подвижная в осевом направлении полумуфта прижимается к неподвижной не механизмом управления, а постоянно дей-

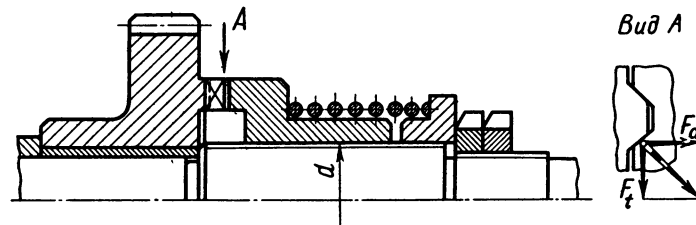


Рис. 25.19. Пружинно-кулачковая предохранительная муфта

ствующей пружиной с регулируемой силой. Кулачки выполняют трапецидального профиля небольшой высоты с углом наклона рабочих граней $45...60^\circ$ (рис. 25.19). При перегрузке сумма осевых составляющих сил F_a на гранях кулачков становится больше прижимной силы пружины и муфта многократно прощелкивает кулачками, подавая звуковой сигнал о перегрузке. Повторные мгновенно-ударные включения кулачков при перегрузке отрицательно влияют на сопротивление усталости деталей механизма, вследствие чего эти муфты применяют для передачи небольших моментов при малых угловых скоростях. *Кулачковые предохранительные муфты надежны в работе*, но имеют повышенный износ кулачков. Размеры муфт подбирают по стандарту или принимают конструктивно. Кулачки проверяют на износостойкость аналогично сцепным кулачковым муфтам, пружины рассчитывают методами сопротивления материалов.

Фрикционные предохранительные муфты отличаются большим разнообразием. Применяются при частых кратковременных перегрузках. Конструкция этих муфт (рис. 25.20) аналогична конструкции сцепных фрикционных муфт. Сила нажатия в них создается пружинами, отрегулированными на передачу предельного вращающего момента $T_{пред}$. Пружины периодически регулируют, так как по мере износа поверхностей

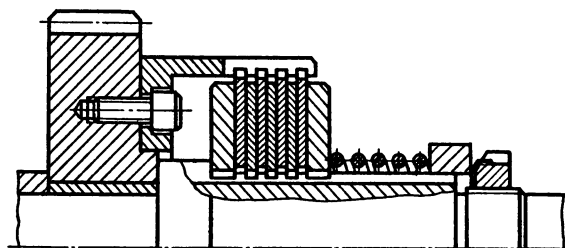


Рис. 25.20. Многодисковая фрикционная предохранительная муфта

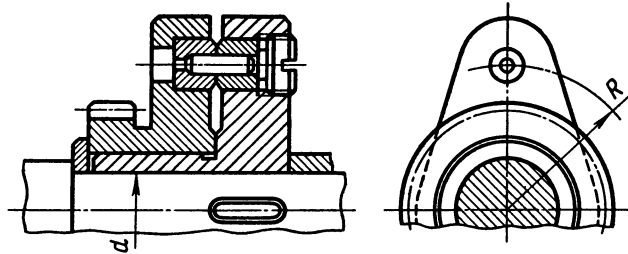


Рис. 25.21. Фланцевая муфта со срезным штифтом

трения диски сближаются, уменьшая силу сжатия пружин. Чаще других используются сухие многодисковые муфты, размеры которых подбирают по стандарту или принимают конструктивно, а затем проверяют расчетом аналогично сцепным фрикционным муфтам.

Из муфт с разрушающимся элементом наибольшее распространение получила фланцевая муфта со срезным штифтом (рис. 25.21). Муфта состоит из двух фланцевых полу муфт, соединенных штифтом. При перегрузке штифт срезается, и муфта выключается. Штифт выполняют из стали 45. Материал втулок — сталь 40Х с закалкой.

Эти муфты просты по конструкции, имеют малые размеры. Недостатком их является остановка машины для замены штифта. Применяются в приводах, работающих с редкими перегрузками. При замене штифта фланцы полу муфт поворачивают относительно друг друга.

Размеры муфты принимают по нормам станкостроения. Диаметр штифта $d_{ш}$ проверяют на срез:

$$T_{пред} \leq \pi d_{ш}^2 z R \tau_v / 4, \quad (25.12)$$

где $z = 1 \dots 2$ — число штифтов; R — радиус расположения центров штифтов; τ_v — предел прочности на срез. Для стали 45 $\tau_v = 380 \text{ Н/мм}^2$.

Пример 25.3. В приводе подачи станка установлена предохранительная муфта со срезным штифтом для передачи мощности $P = 3,1 \text{ кВт}$ при угловой скорости $\omega = 21 \text{ рад/с}$. Определить диаметр штифта, если $z = 1$; $R = 30 \text{ мм}$. Материал штифта — сталь 45 с $\tau_v = 380 \text{ Н/мм}^2$. Муфта работает при спокойной нагрузке.

Решение. 1. Номинальный момент муфты

$$T = P / \omega = 3,1 \cdot 10^3 / 21 \text{ Н} \cdot \text{м} = 148 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Коэффициент режима работы принимаем $K = 1,2$ (см. § 25.1).

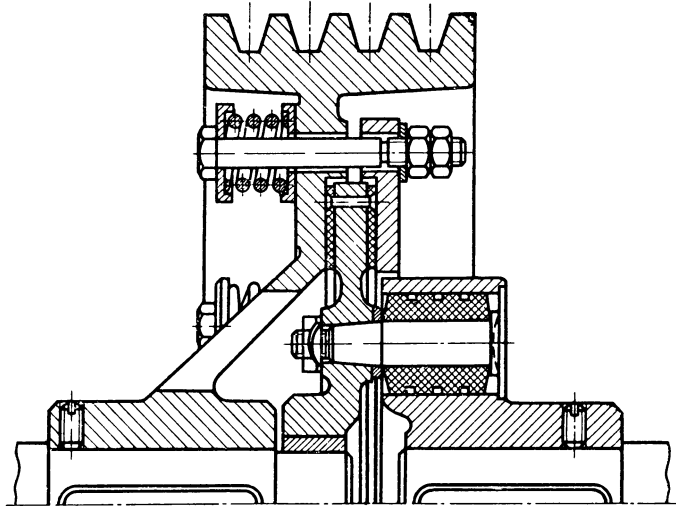


Рис 25.22 Комбинированная упруго-предохранительная фрикционная муфта, встроенная в шкив

3. Предельный момент муфты [формулы (25.11) и (25.1)]

$$T_{\text{пред}} = 1,25T_{\text{расч}} = 1,25KT = 1,25 \cdot 1,2 \cdot 148 \text{ Н} \cdot \text{м} = 222 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

4. Диаметр штифта [формула (25.12)]

$$d_{\text{ш}} \geq \sqrt{\frac{4T_{\text{пред}}}{\pi z R \tau_{\text{в}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 222 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1 \cdot 30 \cdot 380}} \text{ мм} = 5 \text{ мм.}$$

Комбинированные муфты. Комбинированные муфты представляют сочетание различных муфт в одной конструкции. Применяются, когда ни одна отдельно взятая муфта, рассмотренная выше, не может обеспечить требуемого характера соединения валов. Число возможных комбинаций муфт велико. В машиностроении часто встречается комбинация компенсирующих упругих муфт с предохранительными (рис 25.22)

Контрольные вопросы

1. Какие различают группы механических муфт по принципу их действия?
2. Как учитывается режим работы привода при проверочном расчете муфт?
3. Как устроена, где применяется фланцевая муфта?

4. Как устроена и работает зубчатая муфта, какие смещения валов она компенсирует и почему находит широкое применение в машиностроении?
5. Какие различают виды упругих муфт? Где они применяются?
6. Почему упругая втулочно-пальцевая муфта получила широкое распространение в приводах от электродвигателей?
7. Как устроены и работают кулачковые муфты? Где они применяются?
8. Почему из муфт сцепления наиболее распространены фрикционные муфты?
9. В каких случаях применяют многодисковые фрикционные муфты и как их рассчитывают?
10. Как устроены и работают обгонные и центробежные муфты? Какова область их применения?
11. Как устроены и как работают предохранительные муфты — кулачковые, многодисковые фрикционные и со срезным штифтом?

Заключение

Ускорение научно-технического прогресса, широкая автоматизация технологических процессов на основе применения новейших машин и механизмов, робототехнических комплексов и вычислительной техники требует нового подхода к проектированию.

Перед конструкторами стоит задача создавать технику новых поколений, которая не уступала бы лучшим мировым образцам по надежности, ресурсу работы и экономичности, обеспечила многократное повышение производительности труда.

Из рассмотрения расчетов и конструирования зубчатых передач (гл. 8—13), валов (гл. 22) и подшипников (гл. 23, 24), являющихся обязательными почти для всех машин, следует, что для получения лучшего решения нужно сравнить несколько вариантов конструкций. Даже если разрабатываемая машина имеет простую схему, то и тогда быстро найти оптимальный вариант трудно, а для сравнения всех возможных вариантов требуется много времени. Для сложной же машины решение такой задачи без использования вычислительной техники просто невозможно.

Интенсивный рост производства прогрессивной техники (роботов, роторно-конвейерных линий, автоматизированных систем и др.) возможен тогда, когда проектирование будет соответствовать уровню этой техники по быстрдействию и по качеству изделия. Достичь такого соответствия можно только на базе полной автоматизации всего процесса проектирования — от разработки задания до получения конечного продукта.

Современное проектирование, в процессе которого широко применяются ЭВМ, включает следующие основные этапы:

- 1) предварительное проектирование;
- 2) эскизное проектирование;
- 3) техническое проектирование;
- 4) испытание экспериментальных образцов;
- 5) коррекция технической документации и выдача окончательного проекта.

Рассмотрим подробнее эти этапы проектирования.

Предварительное проектирование. На этом этапе определяют потребность в проектируемой машине; прогнозируют условия ее работы; производят анализ патентной документации, литературных источников и имеющихся проектов машин, выполняющих те же задачи; дают точное определение проектной задачи; разрабатывают множество вариантов решения.

Поиск лучшего решения производят на основе анализа технико-экономических показателей. Трудность сопоставления различных решений одной и той же технической задачи состоит в том, что сравниваемые варианты могут характеризоваться многими важными показателями.

Следует отметить, что наименьшее число вариантов решений существует на стадии разработки принципа действия машины, наибольшее — на стадии конструкторского исполнения. Ошибки в выборе принципа действия приводят к повторному циклу проектирования, а ошибки на стадии конструирования устраняют небольшими переделками.

Эскизное проектирование. На этом этапе разрабатывают оптимальную конструкцию выбранного варианта машины; составляют техническое описание этого варианта для детальной проработки и разрабатывают документацию на наилучший вариант решения.

Техническое проектирование. На этом этапе выпускается конструкторская и технологическая документация для изготовления опытной партии машин. При этом непрерывно продолжают поиск варианта оптимальных показателей узлов и машины в целом.

Если рассмотреть этапы предварительного, эскизного и технического проектирования, то можно заметить однотипность процедур проектирования, однако при переходе от этапа к этапу происходит уточнение вариантов проектируемой машины и, как следствие, приближение ее к указанным в техническом задании характеристикам. При этом варианты машин выполняют в виде схем, чертежей, макетов и опытных образцов.

Так, например, при разработке проекта редуктора сначала нужно иметь *входные данные* — назначение, потребность, прототип, направление совершенствования и т. п.; *конкретные данные*, определяющие эксплуатационные характеристики, — момент вращения, частоту вращения, передаточное число, долговечность, удельную стоимость. Закладываются условия по материалу, комплектующим изделиям и т. д.

Все, что определяет конструкцию, — масса, размеры деталей, способ регулирования подшипников, смазывание и т. д. — *может быть варьируемым и выбираться по достигаемому максимуму к.п.д., минимальным габаритным размерам, массе, стоимости и т. д.*

Испытывают экспериментальные образцы машины по специально разработанной программе на стендах, воспроизводящих условия ее работы и снабженных аппаратурой для измерения показателей качества машины.

По обработанным результатам испытания устанавливают обоснованные предложения по **корректировке технической документации** оптимального решения создаваемой машины

На всех этапах проектирования выбор оптимального варианта решения производят с помощью ЭВМ. Применение математических методов и ЭВМ при проектировании повышает технический уровень и качество машин, сокращает сроки их разработки и освоения в производстве.

Автоматизация проектирования особенно эффективна, когда от автоматизации выполнения отдельных расчетов переходят к комплексной автоматизации, создавая для этой цели системы автоматизированного проектирования (САПР).

САПР следует рассматривать как систему, основанную на применении современных математических методов и средств вычислительной техники в процессе принятия проектных решений, в организации и управлении проектированием. В САПР с помощью ЭВМ автоматизированы подготовка и обработка информации, выбор принципа действия проектируемых машин и принятие решений, выполнение расчетно-вычислительных работ и подготовка документации. Важным фактором оценки эффективности САПР является возможность вмешательства оператора на любой стадии работы для принятия решений и его корректировки. *При этом все изменения в проектную документацию, расчеты и т. п. вносятся автоматически.*

ПРИЛОЖЕНИЕ

Т а б л и ц а П.1. Предпочтительные числа

Порядковые числа ряда	Ряды предпочтительных чисел				Порядковые числа ряда	Ряды предпочтительных чисел			
	R5	R10	R20	R40		R5	R10	R20	R40
0	1,00	1,00	1,00	1,00	21	—	—	—	3,35
1	—	—	—	1,06	22	—	—	3,55	5,55
2	—	—	1,12	1,12	23	—	—	—	3,75
3	—	—	—	1,18	24	4,00	4,00	4,00	4,00
4	—	1,25	1,25	1,25	25	—	—	—	4,25
5	—	—	—	1,32	26	—	—	4,50	4,50
6	—	—	1,40	1,40	27	—	—	—	4,75
7	—	—	—	1,50	28	—	5,00	5,00	5,00
8	1,60	1,60	1,60	1,60	29	—	—	—	5,30
9	—	—	—	1,70	30	—	—	5,60	5,60
10	—	—	1,80	1,80	31	—	—	—	6,00
11	—	—	—	1,90	32	6,30	6,30	6,30	6,30
12	—	2,00	2,00	2,00	33	—	—	—	6,70
13	—	—	—	2,12	34	—	—	7,10	7,10
14	—	—	2,24	2,24	35	—	—	—	7,50
15	—	—	—	2,36	36	—	8,00	8,00	8,00
16	2,50	2,50	2,50	2,50	37	—	—	—	8,50
17	—	—	—	2,65	38	—	—	9,00	9,00
18	—	—	2,80	2,80	39	—	—	—	9,50
19	—	—	—	3,00	40	10,00	10,00	10,00	10,00
20	—	3,15	3,15	3,15					

Примечание. Числа, указанные в таблице, можно как увеличить, так и уменьшить в 10, 100, 1000, 10 000, 100 000 раз.

Т а б л и ц а П.2. Рекомендуемые посадки соединений с натягом

Интервалы диаметров свыше... до	Значение натягов N_{\min}/N_{\max}										
	Обозначение посадки										
	H7/p6	H7/r6	H8/s7	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H8/u8	H7/u7	H8/x8	H8/z8	H8/za8
30...40	$\frac{7}{36}$	$\frac{15}{44}$	$\frac{13}{59}$	$\frac{24}{53}$	$\frac{25}{61}$	$\frac{29}{58}$	$\frac{32}{88}$	$\frac{42}{78}$	$\frac{52}{107}$	$\frac{84}{140}$	$\frac{120}{175}$
40...50	$\frac{7}{36}$	$\frac{15}{44}$	$\frac{13}{59}$	$\frac{24}{53}$	$\frac{25}{61}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{42}{98}$	$\frac{52}{88}$	$\frac{69}{125}$	$\frac{108}{164}$	$\frac{152}{207}$
50...65	$\frac{9}{44}$	$\frac{18}{53}$	$\frac{18}{72}$	$\frac{30}{65}$	$\frac{32}{74}$	$\frac{43}{78}$	$\frac{55}{119}$	$\frac{66}{108}$	$\frac{90}{154}$	$\frac{140}{204}$	$\frac{193}{258}$
65...80	$\frac{9}{44}$	$\frac{20}{55}$	$\frac{24}{78}$	$\frac{36}{71}$	$\frac{38}{80}$	$\frac{52}{87}$	$\frac{70}{134}$	$\frac{81}{123}$	$\frac{114}{178}$	$\frac{178}{242}$	$\frac{241}{306}$
80...100	$\frac{10}{51}$	$\frac{24}{65}$	$\frac{29}{93}$	$\frac{44}{85}$	$\frac{46}{96}$	$\frac{64}{105}$	$\frac{86}{162}$	$\frac{99}{149}$	$\frac{140}{216}$	$\frac{220}{296}$	$\frac{297}{373}$
100...120	$\frac{10}{51}$	$\frac{27}{68}$	$\frac{37}{101}$	$\frac{52}{93}$	$\frac{54}{104}$	$\frac{77}{118}$	$\frac{106}{182}$	$\frac{119}{169}$	$\frac{172}{248}$	$\frac{272}{348}$	$\frac{362}{438}$
120...140	$\frac{12}{59}$	$\frac{32}{79}$	$\frac{43}{117}$	$\frac{61}{108}$	$\frac{64}{120}$	$\frac{91}{138}$	$\frac{126}{214}$	$\frac{142}{193}$	$\frac{204}{292}$	$\frac{320}{410}$	$\frac{425}{514}$
140...160	$\frac{12}{59}$	$\frac{34}{81}$	$\frac{51}{125}$	$\frac{69}{116}$	$\frac{72}{128}$	$\frac{103}{150}$	$\frac{155}{243}$	$\frac{171}{227}$	$\frac{236}{324}$	$\frac{370}{460}$	$\frac{490}{579}$
160...180	$\frac{12}{59}$	$\frac{37}{84}$	$\frac{59}{133}$	$\frac{77}{124}$	$\frac{80}{136}$	$\frac{115}{162}$	$\frac{166}{254}$	$\frac{182}{238}$	$\frac{266}{354}$	$\frac{420}{510}$	$\frac{555}{644}$
180...200	$\frac{14}{69}$	$\frac{41}{95}$	$\frac{66}{152}$	$\frac{86}{140}$	$\frac{89}{155}$	$\frac{130}{184}$	$\frac{185}{287}$	$\frac{203}{269}$	$\frac{299}{401}$	$\frac{469}{571}$	$\frac{619}{721}$
200...225	$\frac{14}{69}$	$\frac{44}{98}$	$\frac{74}{160}$	$\frac{94}{148}$	$\frac{97}{163}$	$\frac{144}{198}$	$\frac{207}{309}$	$\frac{225}{291}$	$\frac{334}{436}$	$\frac{524}{626}$	$\frac{689}{791}$
225...250	$\frac{14}{69}$	$\frac{47}{101}$	$\frac{84}{170}$	$\frac{104}{158}$	$\frac{107}{173}$	$\frac{160}{214}$	$\frac{233}{335}$	$\frac{251}{317}$	$\frac{374}{476}$	$\frac{589}{691}$	$\frac{769}{871}$

Список литературы

1. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. М., 1982.
2. *Аркуша А. И., Фролов М. И.* Техническая механика. М., 1983.
3. *Воробьев И. И.* Ременные передачи. М., 1979.
4. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. *Д. Н. Решетова*. М., 1979.
5. Допуски и посадки: Справочник / Под ред. *В. Д. Мягкова*. М., 1978.
6. *Дунаев П. Ф., Леликов О. П.* Конструирование узлов и деталей машин. М., 1985.
7. *Дунаев П. Ф., Леликов О. П.* Детали машин. Курсовое проектирование. М., 1984.
8. *Заблонский К. И.* Детали машин. Киев, 1985.
9. *Иванов М. Н.* Детали машин. М., 1984.
10. *Кудрявцев В. Н.* Детали машин. Л., 1980.
11. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. *В. Н. Кудрявцева*. Л., 1984.
12. Курсовое проектирование деталей машин / *Чернавский С. А., Ицкович Г. М., Боков К. Н.* и др. М., 1979.
13. *Перель Л. Я.* Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М., 1983.
14. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. *В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского*. М., 1984.
15. *Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.* Справочник по муфтам. Л., 1979.
16. Проектирование механических передач: Учеб. справоч. пособие *С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев* и др. М., 1984.
17. *Решетов Д. Н.* Детали машин. М., 1974.
18. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин / *Г. М. Ицкович, С. А. Чернавский, В. А. Киселев* и др. М., 1974.
19. *Фокс Д. Ж.* Программное обеспечение и его разработки. М., 1985.
20. *Фролов К. В.* Методы совершенствования машин и современные проблемы машиностроения. М., 1984.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Адсорбция 315
Абразивное изнашивание 314
Амплитуда цикла 11
Архимедов червяк 210
- База испытаний 13
Болт 52
- Вероятность безотказной работы 9
Винты 52
Вкладыш 180
Выкрашивание 93, 127
Выносливость материала 12
Вязкость масла 313
— кинематическая 313
- Гайки 54
Галтели 294
Глобоидная передача 209
Граничная смазка 311
Грузоподъемность подшипника 329
- Делительная окружность 108
Демпфирование 191
Деталь 6
Деформационное упрочение 15
Диапазон регулирования 95
Долговечность подшипника 299
Дуга обхвата 145
- Жесткость вала 299
Жидкостная смазка 311
- Заедание 93, 128
Заклепки 26
Закрытые передачи 91
Замки гаечные 56
Зубчатые ремни 272
- Изнашивание 93, 128
Интенсивность отказов 9
Исходный контур 109
- Клеи 33
Колесо 99
Конволютный червяк 210
Контактные напряжения 18
Концентрация напряжений 14
Корригирование 119
Коэффициент смещения 118
— трения 93, 362
- Лобовые передачи 91
Линии зацепления 105
- Маслянистость 313
Машина 5
Механизм 5
Модуль зубьев 114
Мотор-редуктор 235
Мультипликатор 88
- Накатывание зубьев 110
Нарезание зубьев 110
Начальная окружность 112
Несоосность валов 350
- Окружная толщина зуба 113
Окружной шаг зубьев 113
Оси 292
Отказ 9
Открытые передачи 91
- Передаточное число 87
Передаточное отношение 87
Период приработки 9
Период цикла 10
Полужидкостная смазка 311
Полюс зацепления 103
Предел выносливости 13
Пята вала 293
- Резьба крепежная 46
— метрическая 47
— трапецеидальная 49
— упорная 50

Сателлиты 180
Сборочная единица 5
Сепаратор подшипника 321
Сопротивление усталости 12

Технологичность конструкции 8
Точка зацепления 103

Угол зацепления 106
— обхвата 242
— подъема резьбы 47
— профиля резьбы 47
— трения 58
Узел 6
Усталость материала 12

Ход резьбы 47

Цапфы 293
Циклы напряжений 10

Шаг резьбы 47
Шайбы 55
Шейка вала 293
Шероховатость 14
Шестерня 99
Шлицы 79
Шпильки 54
Шпонки 71

Эвольвента окружности 104
Эвольвентный червяк 211

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Часть первая	
Основные положения	
§ 0.1. Общие сведения	5
§ 0.2. Современные направления в развитии машиностроения	7
§ 0.3. Требования к машинам и деталям	8
§ 0.4. Надежность машин	9
§ 0.5. Циклы напряжений в деталях машин	10
§ 0.6. Усталость материалов деталей машин	11
§ 0.7. Предел выносливости материалов	12
§ 0.8. Местные напряжения в деталях машин	13
§ 0.9. Коэффициенты запаса прочности	17
§ 0.10. Контактная прочность деталей машин	18
§ 0.11. Критерии работоспособности и расчета деталей машин	21
§ 0.12. Проектировочный и проверочный расчеты	22
Часть вторая	
Соединения деталей	
Глава 1. Сварные и клеевые соединения	25
§ 1.1. Общие сведения о сварных соединениях	25
§ 1.2. Основные типы и элементы сварных соединений	27
§ 1.3. Расчет на прочность сварных соединений	29
§ 1.4. Допускаемые напряжения для сварных соединений	30
§ 1.5. Рекомендации по конструированию сварных соединений	31
§ 1.6. Клеевые соединения	33
Глава 2. Соединения с натягом	34
§ 2.1. Общие сведения	34
§ 2.2. Расчет на прочность соединений с натягом	36
§ 2.3. Рекомендации по конструированию соединений с натягом	43
Глава 3. Резьбовые соединения	44
§ 3.1. Общие сведения	44
§ 3.2. Геометрические параметры резьбы	46
§ 3.3. Основные типы резьб	47

§ 3.4. Способы изготовления резьб. Конструктивные формы резьбовых соединений	51
§ 3.5. Стандартные крепежные детали	52
§ 3.6. Способы стопорения резьбовых соединений	55
§ 3.7. Силовые соотношения в винтовой паре	57
§ 3.8. Момент завинчивания	58
§ 3.9. Самоторожение и к.п.д. винтовой пары	60
§ 3.10. Классы прочности и материалы резьбовых соединений	61
§ 3.11. Расчет резьбовых соединений на прочность	62
§ 3.12. Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы гайки	70
Глава 4. Шпоночные соединения	71
§ 4.1. Общие сведения	71
§ 4.2. Разновидность шпоночных соединений	72
§ 4.3. Расчет шпоночных соединений	75
§ 4.4. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений	78
Глава 5. Шлицевые соединения	79
§ 5.1. Общие сведения	79
§ 5.2. Разновидность шлицевых соединений	80
§ 5.3. Расчет шлицевых соединений	82
§ 5.4. Рекомендации по конструированию шлицевых соединений	83

Часть третья
Механические передачи

Глава 6. Общие сведения о передачах	85
§ 6.1. Назначение передач и их классификация	85
§ 6.2. Основные кинематические и силовые соотношения в передачах	86
Глава 7. Фрикционные передачи	90
§ 7.1. Общие сведения	90
§ 7.2. Материалы катков	92
§ 7.3. Виды разрушения рабочих поверхностей фрикционных катков	93
§ 7.4. Цилиндрическая фрикционная передача	93
§ 7.5. Вариаторы	95
§ 7.6. Расчет на прочность и к.п.д. фрикционных передач	98
Глава 8. Основные понятия о зубчатых передачах	99
§ 8.1. Общие сведения	99
§ 8.2. Основные теории зубчатого зацепления	102
§ 8.3. Образование эвольвентного зацепления	104
§ 8.4. Образование цилиндрического зубчатого колеса	107
§ 8.5. Основы нарезания зубьев методом обкатки	107
§ 8.6. Исходный контур зубчатой рейки	109
§ 8.7. Изготовление зубчатых колес	109
§ 8.8. Основные элементы и характеристики эвольвентного зацепления	112
§ 8.9. Скольжение при взаимодействии зубьев	115
§ 8.10. Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба	117

§ 8.11. Понятие о зубчатых зацеплениях со смещением (корректированных)	119
§ 8.12. Точность зубчатых передач	121
§ 8.13. Смазывание и к.п.д. зубчатых передач	121
§ 8.14. Материалы зубчатых колес	123
§ 8.15. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач	127
§ 8.16. Допускаемые напряжения	128
Глава 9. Цилиндрические прямозубые передачи	132
§ 9.1. Общие сведения	132
§ 9.2. Силы в зацеплении прямозубых передач	133
§ 9.3. Общие сведения о расчете на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач	134
§ 9.4. Расчет на контактную прочность	135
§ 9.5. Расчет на изгиб	139
§ 9.6. Последовательность расчета на прочность закрытых прямозубых передач	142
§ 9.7. Расчет на прочность открытых прямозубых передач	148
Глава 10. Цилиндрические косозубые передачи	149
§ 10.1. Общие сведения	149
§ 10.2. Эквивалентное колесо	151
§ 10.3. Силы в зацеплении	152
§ 10.4. Расчет на контактную прочность	152
§ 10.5. Расчет на изгиб	154
§ 10.6. Рекомендации по расчету на прочность закрытых косозубых передач	154
§ 10.7. Шевронные цилиндрические передачи	159
§ 10.8. Зубчатые передачи с зацеплением М. Л. Новикова	160
Глава 11. Конические зубчатые передачи	162
§ 11.1. Общие сведения	162
§ 11.2. Геометрия зацепления колес	165
§ 11.3. Основные геометрические соотношения	166
§ 11.4. Эквивалентное колесо	168
§ 11.5. Силы в зацеплении	169
§ 11.6. Расчет на контактную прочность	170
§ 11.7. Расчет на изгиб	172
§ 11.8. Рекомендации по расчету на прочность закрытых передач	173
§ 11.9. Расчет на прочность открытых передач	177
§ 11.10. Конструкции зубчатых колес	178
Глава 12. Планетарные зубчатые передачи	180
§ 12.1. Общие сведения	180
§ 12.2. Передаточное число планетарных передач	181
§ 12.3. Разновидности планетарных передач	182
§ 12.4. Подбор чисел зубьев планетарных передач	183
§ 12.5. Расчет на прочность планетарных передач	185
§ 12.6. Конструктивные особенности планетарных передач	186
Глава 13. Волновые зубчатые передачи	188
§ 13.1. Общие сведения	188
§ 13.2. Основные конструктивные элементы волновых передач	190

§ 13.3. Передаточное число волновых передач	193
§ 13.4. Расчет волновых передач	194
Глава 14. Передача винт — гайка	198
§ 14.1. Общие сведения	198
§ 14.2. Расчет передачи	200
Глава 15. Червячные передачи	207
§ 15.1. Общие сведения	207
§ 15.2. Классификация червячных передач	209
§ 15.3. Нарезание червяков и червячных колес	211
§ 15.4. Основные геометрические соотношения в червячной передаче	212
§ 15.5. Скорость скольжения в передаче. Передаточное число	215
§ 15.6. Силы в зацеплении	216
§ 15.7. Материалы червячной пары	218
§ 15.8. Виды разрушения зубьев червячных колес	219
§ 15.9. Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес	220
§ 15.10. Расчет на прочность червячных передач	221
§ 15.11. К.п.д. червячных передач	225
§ 15.12. Рекомендации по расчету на прочность	226
§ 15.13. Тепловой расчет	229
§ 15.14. Конструктивные элементы червячной передачи	232
Глава 16. Редукторы	234
§ 16.1. Общие сведения	234
§ 16.2. Классификация редукторов	235
§ 16.3. Зубчатые редукторы	236
§ 16.4. Червячные редукторы	237
Глава 17. Основные понятия о ременных передачах	240
§ 17.1. Общие сведения	240
§ 17.2. Основные геометрические соотношения ременных передач	242
§ 17.3. Силы в передаче	243
§ 17.4. Скольжение ремня. Передаточное число	245
§ 17.5. Напряжения в ремне	246
§ 17.6. Тяговая способность ременных передач	248
§ 17.7. Долговечность ремня	251
§ 17.8. Натяжение ремней. К.п.д. ременных передач	252
Глава 18. Плоскоременные передачи	254
§ 18.1. Общие сведения. Типы плоских ремней	254
§ 18.2. Расчет плоскоременных передач	255
§ 18.3. Шкивы плоскоременных передач	259
§ 18.4. Рекомендации по конструированию ременных передач	260
Глава 19. Клиноременные передачи	261
§ 19.1. Общие сведения. Типы клиновых ремней	261
§ 19.2. Расчет передач с клиновыми и поликлиновыми ремнями	264
§ 19.3. Шкивы клиноременных и поликлиноременных передач	270

Глава 20. Зубчато-ременные передачи	271
§ 20.1. Общие сведения	271
§ 20.2. Расчет зубчато-ременных передач	272
Глава 21. Цепные передачи	277
§ 21.1. Общие сведения	277
§ 21.2. Приводные цепи	278
§ 21.3. Звездочки	281
§ 21.4. Передаточное число цепной передачи	283
§ 21.5. Основные геометрические соотношения в цепных передачах	283
§ 21.6. Силы в ветвях цепи	284
§ 21.7. Расчет передачи роликовой (втулочной) цепью	285
§ 21.8. Расчет передачи зубчатой цепью	288
§ 21.9. Натяжение и смазывание цепи. К.п.д. цепных передач	289
§ 21.10. Рекомендации по конструированию цепных передач	290

Часть четвертая
Валы, оси, подшипники, муфты

Глава 22. Валы и оси	292
§ 22.1. Общие сведения	292
§ 22.2. Конструктивные элементы. Материалы валов и осей	293
§ 22.3. Критерии работоспособности валов и осей	295
§ 22.4. Проектировочный расчет валов	295
§ 22.5. Проверочный расчет валов	297
§ 22.6. Расчет осей	304
§ 22.7. Рекомендации по конструированию валов и осей	306
Глава 23. Подшипники скольжения	308
§ 23.1. Общие сведения	308
§ 23.2. Виды смазки	310
§ 23.3. Материалы вкладышей	312
§ 23.4. Смазочные материалы	313
§ 23.5. Виды разрушения вкладышей	314
§ 23.6. Условный расчет подшипников скольжения	315
§ 23.7. Работа вкладышей в условиях жидкостной смазки	317
§ 23.8. Подвод смазочного материала. К.п.д.	318
§ 23.9. Рекомендации по конструированию	320
Глава 24. Подшипники качения	321
§ 24.1. Общие сведения	321
§ 24.2. Классификация и маркировка подшипников качения	322
§ 24.3. Основные типы подшипников качения и их материалы	324
§ 24.4. Виды разрушения подшипников качения	328
§ 24.5. Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность	328
§ 24.6. Последовательность расчета (подбора) подшипников качения на долговечность	333

§ 24.7. Расчет (подбор) подшипников качения при статическом нагружении	338
§ 24.8. Особенности конструирования подшипниковых узлов	339
§ 24.9. Смазывание подшипников качения. К.п.д. Уплотнительные устройства	344
§ 24.10. Монтаж и демонтаж подшипников	345
Глава 25. Муфты	347
§ 25.1. Общие сведения	347
§ 25.2. Глухие муфты	349
§ 25.3. Жесткие компенсирующие муфты	350
§ 25.4. Упругие муфты	353
§ 25.5. Сцепные муфты	358
§ 25.6. Самоуправляемые муфты	363
Заключение	370
Приложения	373
Список литературы	375
Предметный указатель	376