

Рецензенты:

Н.Н. Синицын, доктор технических наук, профессор;
Н.И. Шестаков, доктор технических наук, профессор
(Череповецкий государственный университет)

Ю. Р. Осипов

**Основы инженерных расчетов
и конструирования**

*Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Осипов, Ю.Р.

О 74 **Основы инженерных расчетов и конструирования:**
учебное пособие / Ю.Р. Осипов.- Вологда: ВоГТУ, 2013. -
259 с.

ISBN 978-5-87851-505-4

Пособие подготовлено применительно к программе по прикладной механике для студентов - бакалавров направления 220700.62 «Автоматизация технологических процессов и производств в машиностроении».

Типовые расчёты деталей и узлов машин и справочные данные, необходимые для выполнения расчётов, приведены в учебном пособии «Прикладная механика. Задачи и примеры расчётов».

УДК 621.81
ББК 88.8

Вологда
2013

ISBN 978-5-87851-505-4

© ВоГТУ, 2013.
© Ю.Р. Осипов, 2013.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Любая машина (механизм) состоит из деталей.

Деталь является такой частью машины, которую изготавливают без сборочных операций. Детали могут быть простыми (гайка, шпонка и т.п.) или сложными (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка и т.п.).

Детали (частично или полностью) объединяют в узлы.

Узел представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник, муфта, редуктор и т.п.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов); например, редуктор включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т.п.

Среди большого разнообразия деталей и узлов машин можно выделить такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, муфты, механические передачи и т.д.). Эти детали (узлы) называют деталями общего назначения и изучают в разделе прикладной механики «Основы инженерных расчетов и конструирования». Все другие детали (поршни, лопасти турбин, гребные винты и др.), встречающиеся только в одном или нескольких типах машин, относят к деталям специального назначения и изучают в соответствующих курсах.

Детали общего назначения применяют в машиностроении в очень больших количествах (в РФ ежегодно изготавливают сотни миллионов зубчатых колес). Поэтому любое усовершенствование методов расчета и конструкции этих деталей, позволяющее уменьшить затраты материала, понизить стоимость производства, повысить долговечность, приносит большой экономический эффект.

Изучение основ проектирования в курсе «Прикладная механика» складывается из лекционного курса, упражнений, лабораторных работ и курсового проекта. При этом изучение деталей общего назначения не является самоцелью. Не менее важно то, что на примере этих деталей изучают общие основы инженерных расчетов и конструирования.

Раздел прикладной механики «Основы инженерных расчетов и конструирования» относится к общетехническим дисциплинам и завершает общетехническую подготовку студентов.

Изложение этого курса базируется на знаниях, приобретенных студентами при изучении физико-математических и общетехнических дисциплин: математики, механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, технологии материалов, машиностроительного черчения и др.

В свою очередь раздел прикладной механики «Основы инженерных расчетов и конструирования» служит базой для построения специальных курсов.

Основные требования, предъявляемые к конструкции деталей машин

Совершенство конструкции детали оценивают по *ее надежности и экономичности*. Под надежностью понимают свойство изделия сохранять во времени свою работоспособность. Экономичность определяют стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию.

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин

Для того чтобы быть надёжными, детали прежде всего должны быть работоспособными, то есть находиться в таком состоянии, в котором они могут выполнять заданные функции в пределах технических требований.

Работоспособность деталей оценивают по *прочности, износостойкости, жесткости, теплостойкости, вибрационной устойчивости*.

Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы. Например, для крепежных винтов главным критерием является прочность, а для ходовых винтов — износостойкость.

При конструировании деталей их работоспособность обеспечивают в основном выбором соответствующего материала, рациональной конструктивной формой и расчетом размеров по критериям работоспособности.

Прочность является *главным критерием работоспособности* для большинства деталей. Непрочные детали не могут работать. Следует помнить, что поломки частей машины приводят не только к простоям, но и к несчастным случаям.

Различают статические и усталостные поломки деталей. Статические поломки происходят тогда, когда величина рабочих напряжений превышает предел статической прочности материала σ_b . Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины, и т.п.). Усталостные поломки вызываются длительным действием переменных напряжений, величина которых превышает характеристики усталостной прочности материала (например, σ_{-1}).

Усталостная прочность деталей значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной

формой детали (галтели, канавки, резьба и т.п.) или с дефектами производства (царапины, трещины и пр.).

Основы расчетов на прочность изучают в курсе сопротивления материалов. В курсе деталей машин общие законы расчетов на прочность рассматривают в приложении к конкретным деталям и придают им форму инженерных расчетов. В инженерных расчетах большое внимание уделяют *выбору расчетных схем и величин допускаемых напряжений (запасов прочности)*.

Неправильное назначение запаса прочности может привести к разрушению детали или к завышению веса конструкции и к перерасходу материала. В условиях больших масштабов производства машин перерасход материала приобретает весьма важное значение. Необоснованное увеличение веса таких машин, как транспортное, существенно понижает их эксплуатационные характеристики.

Факторы, влияющие на величину необходимого запаса прочности конкретной детали, весьма многочисленны и разнообразны: степень ответственности детали, однородность материала и надёжность его испытаний, точность расчётных формул и определения расчётных нагрузок, влияние технологии изготовления детали, сборки узлов т.д.

Если учесть, кроме того, всё разнообразие условий работы современных машин деталей, а также методов их производства, то станут очевидными большие трудности в раздельной количественной оценке влияния перечисленных факторов на величину запасов прочности. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, основываясь на своём опыте, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей. Эти нормы в приложении к расчету деталей общего назначения указаны в отдельных главах настоящего курса. Нормы запасов прочности не являются стабильными. Их периодически корректируют по мере накопления опыта и роста уровня техники. Наличие норм не умаляет существенного значения квалификации конструктора при выборе величин коэффициентов запаса прочности.

Кроме обычных видов разрушения (поломок) деталей, в практике наблюдаются случаи разрушения их поверхности. Последние связаны с контактными напряжениями.

Теорию контактных напряжений, как правило, не изучают в курсе «Сопротивления материалов». Эти напряжения являются предметом курса «Теория упругости». Расчёты многих деталей машин, изучаемые в данном курсе, выполняют по контактным напряжениям.

Поэтому ниже излагаются краткие сведения о контактных напряжениях и о разрушениях деталей, связанных с этими напряжениями. Кроме того, приводятся (без вывода) и объясняются те формулы, ко-

торые используются в дальнейшем как исходные для разработки методов расчёта по контактным напряжениям.

Контактные напряжения возникают в месте соприкосновения двух деталей в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами деталей (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т.п.).*

Если величина контактных напряжений больше допускаемой, то на поверхности деталей появляются вмятины. Борозды, трещины или мелкие раковины. Подобные повреждения наблюдаются, например, у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

При расчёте величины контактных напряжений различают два характерных случая:

а) *первоначальный контакт в точке* (два шара, шар и плоскость и т.п.);

б) *первоначальный контакт по линии* (два цилиндра с параллельными осями, цилиндр и плоскость и т.п.)

На рис. 1 изображён пример сжатия двух цилиндров с параллельными осями. До приложения удельной нагрузки q цилиндры соприкасались по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой площадке. При этом точки максимальных нормальных напряжений σ_H располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. Величину этих напряжений вычисляют по формуле

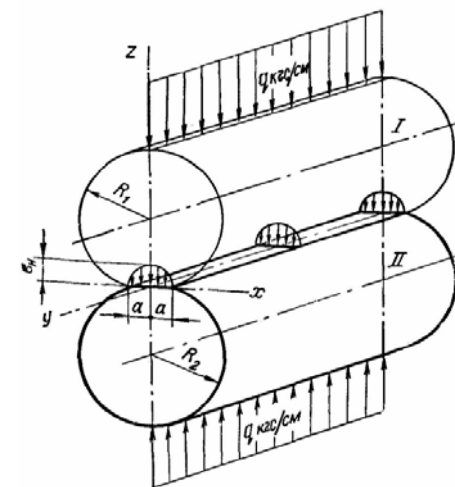


Рис.1

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{нр}}} \cdot \frac{E_{\text{нр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}$$

(1)

* При сравнительно большой площади соприкосновения напряжения, нормальные к поверхности деталей, в технике называют напряжениями смятия или удельным давлением. Например, напряжения смятия в резьбе, удельное давление в подшипнике скольжения и т.д.

для тел из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\mu \approx 0.3$

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}$$

Здесь

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$$

(2)

E_{np} и ρ_{np} – приведенные модуль упругости и радиус кривизны; E_1 , E_2 , R_1 , R_2 – модули упругости и радиусы цилиндров.

Формула (1) справедлива не только для круговых, но и для любых других цилиндров. Для последних R_1 и R_2 будут радиусами кривизны в точках контакта. При контакте цилиндра с плоскостью $R_2 = \infty$. Знак минус в формуле (2) принимается в случае, когда поверхность одного из цилиндров вогнутая (внутренний контакт).

В зоне контакта материал подвергается трехостному сжатию. При этом максимальное касательное напряжение τ_n действует в точках, расположенных в плоскости yz на расстоянии $0.8a$ от поверхности контакта, где a – половина ширины площадки контакта,

$$\tau_{np} = 0.3\sigma_H \approx 0.125 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}.$$

Во многих случаях практики контакт деталей сопровождается скольжением, при котором поверхности контакта дополнительно нагружаются касательными силами трения.

Исследованиями установлено, что силы трения увеличивают максимальные касательные напряжения τ_n и приближают их к поверхности контакта. Так, например, при коэффициенте трения, равном около 0.2, получено

$$\tau_H = 0.36\sigma_H \approx 0.145 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}.$$

(3)

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому пульсационному циклу (рис.2,г). Каждая точка нагружается только в период про-

хождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра.

Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей. На поверхности образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Если детали работают в масле, оно проникает в микротрещины (рис.2,а). Попадая в зону контакта (рис.2,б) трещина закрывается, а заполняющее ее масло подвергается высокому давлению. Это давление способствует развитию трещины до тех пор, пока не произойдет выкрашивание частицы металла (рис.2,в). Выкрашивания не наблюдается, если величина контактных напряжений не превышает допустимой.

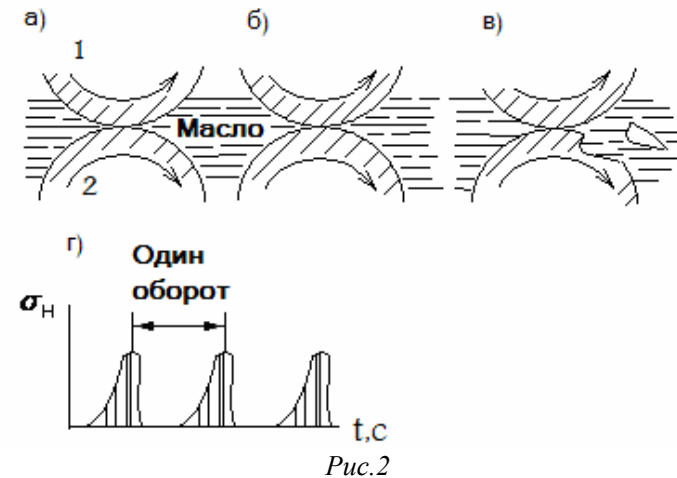


Рис.2

Экспериментально установлено, что при качении со скольжением, например $\omega_1 r_1 > \omega_2 r_2$ (см. рис. 2, а), цилиндры 1 и 2 обладают различной контактной выносливостью. Это объясняется следующим. Усталостные микротрещины при скольжении располагаются не радиально, а вытягиваются в направлении сил трения. При этом в зоне контакта масло выдавливается из трещин опережающего цилиндра 1 и запрессовывается в трещины отстающего цилиндра 2. Поэтому отстающий цилиндр обладает меньшей контактной выносливостью.

Кривые выносливости материала по контактным напряжениям подобны кривым выносливости по напряжениям изгиба, растяжения - сжатия и другим. Здесь так же, как и при других напряжениях, имеется базовое число циклов N_{H0} и соответствующий ему предел выносливости $\sigma_{H \lim 0}$.

По $\sigma_{H \lim 0}$ определяются допускаемые напряжения при расчете на выносливость по контактным напряжениям.

Износ - процесс постепенного уменьшения размеров деталей в результате трения. При этом может изменяться и форма деталей.

Износ деталей не должен превышать некоторой допустимой для данной машины величины. Детали, изношенные больше нормы, бракуют и заменяют при ремонте.

Интенсивность износа a , следовательно, и срок службы детали зависят от величины давления на поверхности соприкосновения и скорости скольжения, а также от величины коэффициента трения и износостойкости материала.

Различают несколько видов изнашивания деталей: *абразивный износ, износ при заедании, износ при коррозии, и др.* Основное значение имеет абразивный износ, происходящий вследствие царапающего действия неровностей поверхности или твердых посторонних частиц (пыль, грязь и т.п.).

Для повышения износостойкости деталей широко используют смазку трущихся поверхностей, применяют антифрикционные материалы, специальные виды химико-термической обработки поверхностей и т.д.

При расчетах деталей, подверженных износу, уменьшают величину допускаемых давлений. В некоторых случаях это уменьшение весьма значительно. Так, например, на поверхности резьбы ходового винта токарного станка по условиям износа допускают удельные давления не более 800-1000 Па, в то время как в условиях простого нагружения без скольжения резьба может выдерживать значительно большие давления, например до $2 \cdot 10^8$ Па.

Следует отметить, что *износ выводит из строя большое число деталей машин.* Он значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения периодических ремонтов и замены деталей.

Износостойкость деталей машин существенно понижается при наличии коррозии, которая нарушает химическую однородность материала и увеличивает шероховатость поверхности детали. *Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин и конструкций.*

Для защиты от коррозии применяют антикоррозионные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов. При этом особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот, щелочей и т. п.

Жесткость наряду с прочностью является одним из основных критериев расчета. Во многих случаях именно по условиям жесткости определяют размеры деталей.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих деформаций деталей в пределах, допускаемых для конкретных условий работы. Такими условиями могут быть, например:

- а) условия работы сопряженных деталей (правильность зацепления двух зубчатых колес нарушается при больших прогибах валов; изогнутый вал может заклинить в подшипнике и т. д.);
- б) технологические условия (точность и производительность обработки на металлорежущих станках в значительной степени определяются жесткостью станка и детали и т. п.).

Нормы жесткости деталей устанавливают на основе практики эксплуатации и расчетов. Значение расчетов на жесткость возрастает в связи с широким внедрением высокопрочных материалов, у которых увеличиваются характеристики прочности (σ_B и σ_T), а модуль упругости E (характеристика жесткости) остается почти неизменным.

Теплостойкость - нагрев деталей машин может вызвать следующие вредные последствия:

- 1) понижение прочности материала и появление ползучести. Ползучесть материала наблюдается главным образом в энергетических машинах с очень напряженным тепловым режимом (в газовых турбинах);
- 2) понижение защищающей способности масляных пленок, а следовательно увеличение износа деталей;
- 3) изменение зазоров в сопряженных деталях (заклинивание, задиры и пр.);
- 4) в некоторых случаях понижение точности работы машины.

В целях выявления влияния нагрева машины на ее работу производят тепловые расчеты и, если необходимо, вносят соответствующие конструктивные изменения (например, применяют охлаждение).

Виброустойчивость – вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей. В некоторых случаях вибрации в металлорежущих станках снижают точность обработки и ухудшают качество поверхности обрабатываемых деталей. Особенно опасными являются резонансные колебания.

В связи с повышением скоростей движения машин опасность вибраций возрастает, поэтому расчеты на колебания приобретают все большее значение.

О надежности машин

Надежности изделий всегда уделялось большое внимание. Значение надежности возросло по мере развития техники. В современной период быстрого технического прогресса проблема повышения надежности превратилась в одну из важнейших проблем. В курсе деталей машин излагаются основные понятия и конкретные меры повышения надежности деталей и узлов общего назначения.

Надежность – это *вероятность* безотказной работы в течение заданного срока службы в определенных условиях. Под заданным сроком службы понимается время до первого планового ремонта или между плановыми ремонтами.

Надежность можно определять для машины в целом или для отдельных ее агрегатов, узлов и деталей. Расчет надежности базируется на статистических данных. Статистические данные собирают путем наблюдений за изделием в эксплуатации или путем проведения специальных испытаний. Чем больше количество изделий, подвергавшихся испытаниям, тем точнее будет определена вероятность надежности.

Для оценки надежности могут быть выбраны различные показатели: число отказов в работе, средний срок службы в часах, число километров пробега и т.п. Целесообразность выбора того или иного показателя зависит от типа и назначения изделия. Если, например, из 1000 переключателей безотказно срабатывали 990, то надежность этих переключателей выражается коэффициентом $R=990/1000=0.99$.

Если для некоторых типов автомобилей установлен пробег 100 000 км до первого капитального ремонта, а среднестатистический пробег оказался равным 95 000 км, то коэффициент надежности этих автомобилей $R=0.95$.

Согласно теории вероятности *коэффициент надежности сложного изделия выражают произведением коэффициентов надежности отдельных составляющих элементов.*

$$R = R_1 R_2 R_3 \dots R_n = \prod_{i=1}^n R_i. \quad (4)$$

Формулу (4) используют для расчета надежности при проектировании машин. При этом величины R_i для отдельных деталей берут из каталогов (например, подшипники качения), определяют расчетом или специальными испытаниями.

Анализируя формулу (4), можно отметить следующее:

1. Надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента, поэтому важно *не допускать в систему*

ни одного слабого элемента. Желательно, чтобы система состояла из равнонадежных элементов.

2. *Чем больше элементов имеет система, тем меньше ее надежность.* Если, например, система включает 100 элементов с одинаковой надежностью $R_i=0.99$, то надежность системы $R = 0.99^{100} \approx 0.37$. Такая система, конечно, не может быть признана работоспособной, так как она будет больше простаивать, чем работать.

Это позволяет понять, почему проблема надежности стала особенно актуальной в современный период развития техники по пути создания сложных автоматических систем. Известно, что многие такие системы (автоматические линии, ракеты, самолеты, математические машины и др.) включают десятки и сотни тысяч элементов. Если в этих системах не обеспечивается достаточная надежность, они становятся нецелесообразными. Например, раньше на изготовление некоторой детали массового производства был занят парк станков в количестве 100 единиц. При автоматизации производства этот парк станков был заменен одной автоматической линией. До автоматизации выход из строя одного станка снижал производительность цеха только на 1%. После автоматизации при повреждении автоматической линии производство детали полностью приостанавливается.

Для того чтобы автоматическая линия эффективно заменила прежний парк станков, она должна обладать более высокой надежностью, чем каждый станок в отдельности. Если учесть, что автоматическая линия несравненно сложнее станка, то будут понятны трудности выполнения этого условия.

Недостаточная надежность сложных систем приводит не только к снижению их производительности из-за большого количества ремонтных простоев, но и к большим ремонтным расходам. Во многих случаях затраты на ремонтное обслуживание сложных машин в несколько раз превышают стоимость их изготовления. Например, на ремонтное обслуживание тракторного парка у нас ежегодно затрачивается не менее трети его стоимости.

С другой стороны, в технике имеются примеры высоконадежных изделий. С такими изделиями мы встречаемся в авиации и космонавтике, где вопросу надежности уделяется большое внимание.

На рис. 3 изображен график интенсивности отказов изделия в функции времени эксплуатации.

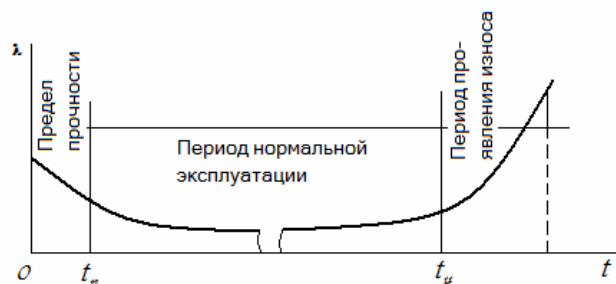


Рис.3

Интенсивность отказов λ - это число отказов, приходящееся на единицу времени. Например, испытывали 1000 изделий в течение 1000 ч каждое, из них 10 отказало. Находим

$$\lambda = \frac{10}{1000 \cdot 1000} = 10^{-5}.$$

График нахождения имеет три зоны. Первая зона от 0 до t_n - период приработки. В начале этого периода интенсивность отказа имеет сравнительно невысокие значения, затем снижается. Для периода приработки характерно проявление различного рода дефектов производства. По мере устранения этих дефектов интенсивность отказов понижается. Кроме того, вследствие приработочного износа все трущиеся детали автоматически доводятся до наиболее рациональных форм, устраняется местная концентрация нагрузки, устанавливаются нормальные зазоры и т.п. Из этого следует, что для повышения надежности целесообразно производить обкатку изделия до сдачи его в эксплуатацию.

Вторая зона t_n до t_u - период нормальной эксплуатации - характеризуется примерно постоянным значением интенсивности отказов. Причиной отказов здесь являются случайные перегрузки, а также скрытые дефекты производства, не проявившиеся в период приработки. К таким дефектам относятся, например, структурные дефекты материала, микротрещины и т.п.; вследствие этих дефектов снижаются усталостная прочность и износостойкость деталей. Очевидно, что устранить полностью все дефекты производства чрезвычайно трудно. Практически всегда остается некоторая вероятность появления этих дефектов. Величина такой вероятности зависит от культуры производства. Повышение надежности на участке нормальной эксплуатации зависит от многих факторов, которые рассмотрены ниже.

Третья зона $t > t_u$ период проявления физического износа - характеризуется резким повышением интенсивности отказов. В этот период различные виды физического износа (абразивный износ, усталость материала и пр.) достигают таких значений, которые приводят к разрушению деталей или к нарушению нормальной работы машины. Машина требует очередного ремонта. В процессе ремонта заменяют или восстанавливают все поврежденные и ненадежные детали. После ремонта наступает новый период - приработки и нормальной эксплуатации. Из этого следует, что для повышения надежности машину целесообразно подвергать профилактическому ремонту до начала третьего периода.

Возвратимся к периоду нормальной эксплуатации. Приближенно постоянное значение интенсивности отказов в этой зоне позволяет получить сравнительно простую зависимость надежности от времени эксплуатации изделия:

$$R = e^{-\lambda t}, \quad (5)$$

где e - основание натурального логарифма.

Надежность R уменьшается с увеличением времени эксплуатации по экспоненциальному закону (рис. 4). Интересно отметить, что $t=1/\lambda$ всегда $R=1/e \approx 0.37$; при $t=0,1/\lambda$ $R \approx 0,9$; при $t=0,01/\lambda$ $R \approx 0,99$ и т.д. Время эксплуатации при достаточно высокой надежности увеличивается с уменьшением λ .

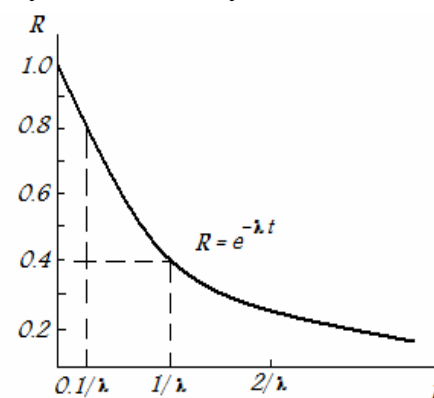


Рис.4

Рассмотрим далее основные пути повышения R или уменьшения λ .

Основы надежности закладываются конструктором при проектировании изделия. Плохо продуманные, неотработанные конструкции, как правило, не бывают надежными. Конструктор должен отразить в чертежах, технических условиях и другой технической документации все факто-

ры, обеспечивающие надежность изделия.

Вторым, не менее важным, этапом, обеспечивающим надежность, является производство конструкции. От качества производства конструкции зависит практическое выполнение всех средств повышения

надежности, заложенной в ней. Величина интенсивности случайных отказов на участке нормальной эксплуатации определяется, главным образом, качеством производства.

Из предыдущего ясно, что разумный подход к получению высокой надежности состоит в проектировании по возможности простых изделий с малым числом деталей. Каждой детали должна быть обеспечена достаточно высокая надежность.

Рассмотрим дополнительно некоторые вопросы, имеющие общее значение в смысле надежности.

1. Надежность изделий тесно связана с их долговечностью. Изделия, долговечность которых меньше заданного срока службы, не могут быть надежными.

2. Одним из простейших и эффективных мероприятий по повышению надежности является уменьшение напряженности деталей (повышение запасов прочности). Однако это требование надежности вступает в противоречие с требованиями уменьшения габаритов и веса изделий. Для примирения этих противоречивых требований рационально использовать высокопрочные материалы и упрочняющую технологию: легированные стали, термическую и химико-термическую обработку, наплавку твердых и антифрикционных сплавов на поверхность деталей, поверхностное упрочнение путем дробеструйной обработки роликами и т.п. Так, например, путем термической обработки можно увеличить нагрузочную способность зубчатых передач в 2-4 раза. Дробеструйный наклеп зубчатых колес, рессор, пружин и пр. повышает срок службы по усталости материала в 2-3 раза.

3. Эффективной мерой повышения надежности является также хорошая система смазки: правильный выбор сорта масла, рациональная система подвода смазки к трущимся поверхностям, защита трущихся поверхностей от абразивных частиц (пыли и грязи) путем размещения изделий в закрытых корпусах, установки эффективных уплотнений и т.п.

4. Статистически определимые и самоустанавливающиеся системы более надежны. В этих системах меньше проявляется вредное влияние дефектов производства на распределение нагрузки.

5. Если условия эксплуатации таковы, что возможны случайные перегрузки, в конструкции следует предусматривать предохранительные устройства (предохранительные муфты или реле максимального тока). Для уменьшения вредного влияния динамических нагрузок устанавливают упругие связи (упругие муфты).

6. В целях уменьшения отказов за счет дефектов производства все детали необходимо тщательно контролировать. Практика показы-

вает, что специализация и автоматизация производства повышает качество и однородность изделий. Поэтому следует шире применять унифицированные детали массового производства. ГОСТы и нормали вырабатывают на основе глубоких исследований и большого опыта. Поэтому использованию стандартных элементов конструктор должен уделять большое внимание.

7. В некоторых изделиях, преимущественно в электронной аппаратуре, для повышения надежности применяют не последовательное, а параллельное соединение элементов и так называемое резервирование. При параллельном соединении элементов надежность системы значительно повышается, так как функцию отказавшего элемента принимает на себя параллельный или резервный элемент. Для параллельного соединения формула (6) несправедлива.

В машиностроении параллельное соединение элементов и резервирование применяются редко, так как в большинстве случаев они приводят к значительному повышению веса, габаритов и стоимости изделий. Одним из примеров оправданного применения параллельного соединения могут служить двух- и четырехмоторные самолеты. Четырехмоторный самолет не терпит аварии при отказе одного и даже двух моторов.

8. Для многих машин большое значение, в смысле надежности, имеет так называемая ремонтпригодность. Отношение времени простоя в ремонте к рабочему времени является одним из показателей надежности. С этой точки зрения конструкция должна обеспечить легкую доступность к узлам и деталям для осмотра или замены. Сменные детали должны быть взаимозаменяемыми с запасными частями.

В конструкции желательно выделить ремонтные узлы. Замена поврежденного узла заранее подготовленным значительно сокращает ремонтный простой машины. При проектировании следует стремиться к равной долговечности всех деталей или к кратности их долговечности. Например, изделие имеет три группы деталей по долговечности:

1 группа - срок службы 3000 ч

2 группа - 6000 ч

3 группа - 9000 ч

Первый плановый ремонт предусматривает замену деталей 1 группы; при втором заменяют детали 1 и 2 групп; при третьем - 1 и 3 групп и т.д.

Перечисленные факторы, определяющие надежность, позволяют сказать, что надежность является основным показателем качества изделия. По надежности изделия можно судить как о качестве проектно-конструкторских работ, так и о качестве производства.

1. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные, к которым относятся различного рода шарниры, подшипники, зацепления, и неподвижные - резьбовые, сварные, шпоновые и др.

Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи (жесткие или упругие) вызваны потребностью расчленения машины на узлы и детали. Это делают для того, чтобы упростить производство машины, облегчить ее сборку, ремонт, транспортировку и т.д.

Неподвижные связи в технике называются соединениями.

По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения *позволяют разбирать узлы без разрушения или повреждения деталей*. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клиновые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения *не позволяют разбирать узлы без разрушения или повреждения деталей*. Применение неразъемных соединений обусловлено в основном технологическими и экономическими требованиями. К этой группе соединений относятся: заклепочные, сварные и прессовые.

По типу соединяемых деталей можно выделить:

а) *соединения деталей типа вал и ступица*: шпоночные, шлицевые, профильные и прессовые;

б) *соединения всех других деталей* (корпусных, листовых, трубчатых и т.д.): резьбовые, сварные, заклепочные.

Соединения являются весьма важными элементами конструкций. Многие аварии и прочие неполадки в работе машин и сооружений обусловлены неудовлетворительным качеством соединений.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность – статическая и усталостная.

Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами. Наличие соединения, которое обладает прочностью, составляющей, например, 0,8 от прочности самих деталей, свидетельствует о том, что 20% нагрузочной способности этих деталей или соответствующая часть металла конструкции не используется. Во многих случаях неравнопрочность соединения приводит к большим излишним затратам материала. Например, прочность некоторых заклепочных соединений листов вследствие

ослабления листов. При равнопрочном соединении, например сварном, толщину и вес этих листов можно уменьшить на 40 %.

Желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия, не вносило дополнительных элементов в его конструкцию и т. п. Например, соединение труб болтами требует образования фланцев, сверления отверстий под болты, установку самих болтов с гайками и шайбами. Соединение труб сваркой встык не требует никаких дополнительных элементов. Оно в наибольшей степени приближает составное изделие к целому. С этих позиций соединение болтами может быть оправдано только разъемностью.

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, винтовых стяжек и т.д.

1.1. РЕЗЬБА

Основные определения и классификация по геометрической форме

Цилиндрическая резьба (рис. 1.1) – поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура (например, *abc*) по цилиндру. *Профиль резьбы* – контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось цилиндра. По форме профиля резьбы различают *треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и др.*

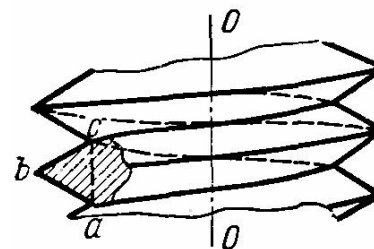


Рис.1.1

По направлению винтовой линии различают *правую и левую резьбы*. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой — справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

Если витки резьбы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют *многозаходную резьбу*. По числу захода различают *однозаходную, двухзаходную и т. д. резьбы*. Наиболее распространена однозаходная резьба. *Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах*. Число заходов больше трех применяют редко.

Кроме цилиндрической, изготавливают коническую резьбу, основной поверхностью для которой служит конус. Наиболее распро-

странена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т.п.

Методы изготовления резьбы.

Резьбу можно изготавливать следующими способами:

1. *Нарезкой вручную* метчиками (плашками). Способ малопроизводительный. Его применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. *Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.*

3. *Фрезерованием* на специальных резьбофрезерных станках. Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т. д.).

4. Методом *накатки* на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т. д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5. Методом *отливки*. Этим методом изготавливаются резьбы на литых деталях из чугуна, стекла, пластмассы, металлокерамики и др.

6. Методом *выдавливания*. С помощью этого метода изготавливают резьбу на тонкостенных давленных и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

Геометрические параметры, характеризующие резьбу

Резьба характеризуется следующими основными геометрическими параметрами, которые рассмотрим на примере метрической резьбы (рис. 1.2):

d – наружный диаметр резьбы;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины);

h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки;

S – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами соседних

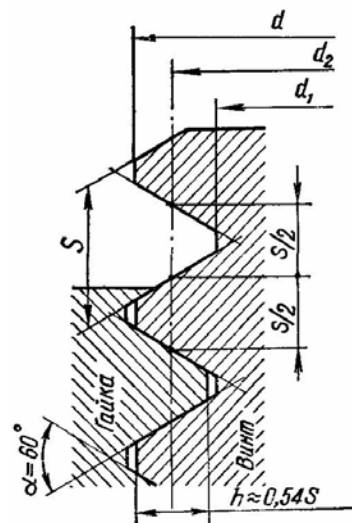


Рис.1.2

профилей, измеренное в направлении оси винта);

S_1 – ход резьбы (величина поступательного перемещения образующего профиля за один оборот или винта за один оборот).

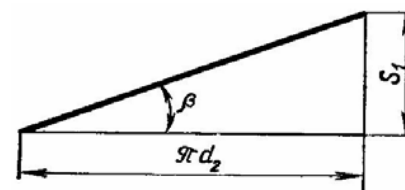


Рис.1.3

$$\operatorname{tg} \beta = S_1 / (\pi \cdot d_2) \quad (1.1)$$

Все геометрические параметры большинства резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

Основные типы резьб, их классификация и обоснование выбора профиля резьбы

Резьбы разделяют по назначению и форме профиля.

1. *Резьбы крепежные*: *метрическая* с треугольным профилем (см. рис. 1.2) — является основной крепежной резьбой; *трубная* (рис. 1.4, а) — треугольная со скругленными вершинами и впадинами; *круглая* (рис. 1.4, б); *резьба винтов для дерева* (рис. 1.4, в).

2. *Резьбы винтовых механизмов* (ходовые резьбы): *прямоугольная* (рис. 1.5, а); *трапецидальная симметричная* (рис. 1.5, б); *трапецидальная несимметричная*, или *упорная* (рис. 1.5, в).

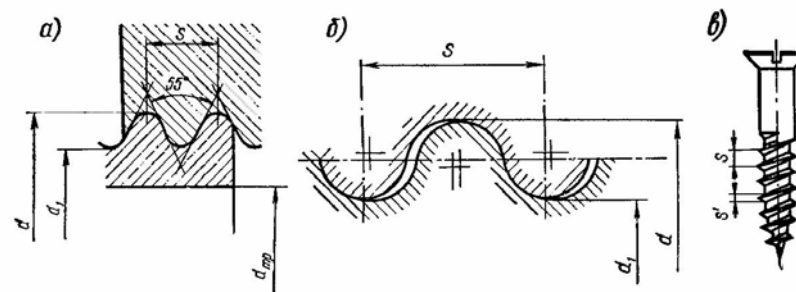


Рис.1.4

Приведенная классификация не является строгой, так как в практике встречаются случаи применения метрической резьбы с мелким

шагом в точных измерительных винтовых механизмах и, наоборот, трапецидальных резьб как крепежных.

Выбор профиля резьбы в зависимости от ее назначения определяется многими факторами, важнейшими из которых являются *прочность, технологичность и величина трения в резьбе* (величина потерь). Так, например, *крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания*.

Резьбы винтовых механизмов должны быть с малым трением, чтобы повысить к. п. д. и уменьшить износ. Прочность во многих случаях не является для них основным критерием, определяющим размеры винтовой пары.

На рис. 1.6 сопоставляются прямоугольная и треугольная резьбы. Осевая сила P , действующая по стержню винта, воспринимается гайкой через элементарные нормальные силы, распределенные по поверхности резьбы. Считая условно эти силы сосредоточенными, получим выражение для суммарной окружности силы трения в резьбе в следующем виде для прямоугольной резьбы:

$$F_{mp} = 2 \frac{N_2}{2} f = Ff;$$

для треугольной резьбы

$$F_{mp} = 2 \frac{N_1}{2} f = \frac{F}{\cos \alpha/2} f = Ff',$$

где f — действительный коэффициент трения; f' — фиктивный, или

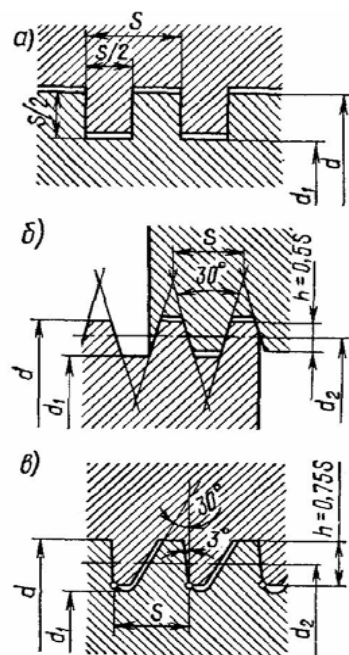


Рис.1.5

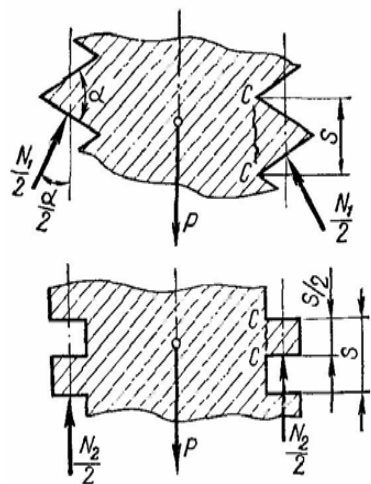


Рис.1.6

приведенный, коэффициент трения в резьбе:

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha/2} \quad (1.2)$$

Так как для прямоугольной резьбы $\alpha = 60^\circ$ и $\cos \frac{\alpha}{2} \approx 0.86$, то трение в ней примерно на 14% больше, чем в прямоугольной резьбе.

В дальнейшем показано, что прочность резьбы на срез рассчитывается по сечениям $c-c$ (рис. 1.6). Следовательно, при одном и том же шаге резьбы S треугольная резьба примерно в два раза прочнее прямоугольной. По этим причинам основные крепежные резьбы выполняют с треугольным профилем, а ходовые — с прямоугольным или близким к нему.

Рассмотрим некоторые дополнительные характеристики отдельных типов резьб.

Резьба метрическая (см. рис. 1.2) получила свое название потому, что все ее размеры измеряются в миллиметрах (в отличие от дюймовой резьбы, размеры которой измеряются в дюймах). Вершины витков и впадин притуплены по прямой или по дуге окружности, что необходимо для уменьшения концентрации напряжений, предохранения от повреждений (забоин) в эксплуатации, повышения стойкости инструмента при нарезании.

Стандарт предусматривает метрические резьбы с *крупным и мелким шагом*. Для одного и того же диаметра d мелкие резьбы отличаются от крупной значением шага S .

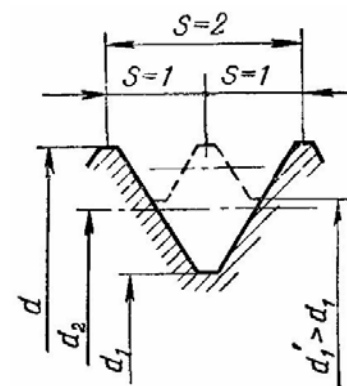


Рис.1.7

Например, для диаметра 14 мм стандарт предусматривает крупную резьбу с шагом 2 мм и пять мелких резьб с шагами 1,5; 1,25; 1; 0,75 и 0,5 мм. При уменьшении шага соответственно уменьшаются глубина резьбы (рис. 1.7) и угол подъема резьбы (см. формулу (1.1)).

Уменьшение глубины резьбы или увеличение диаметра d_1 повышает прочность стержня винта, а уменьшение угла подъема увеличивает самоот торможение в резьбе (см. ниже), т. е. уменьшает возможность самоотвинчивания.

По этим причинам мелкие резьбы находят применение для динамически нагруженных соединений, склонных к самоотвинчива-

нию, а также полых тонкостенных и мелких деталей (авиация, точная механика, радиотехника и т.п.).

В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы, как менее чувствительные к износу и ошибкам изготовления.

Резьбы трубные (см. рис. 1.4, а) применяются для герметичного соединения труб и арматуры (масленки, штуцера и т. п.). На тонкой стенке трубы невозможно нарезать резьбу с крупным шагом без существенного уменьшения прочности трубы. Поэтому трубная резьба имеет мелкий шаг. В международном стандарте для трубной резьбы до настоящего времени еще сохранена измерение в дюймах.

За номинальный диаметр трубной резьбы принят внутренний диаметр трубы $d_{тр}$. Наружный диаметр резьбы в действительности больше номинального на две толщины стенки.

Для лучшего уплотнения трубную резьбу выполняют без зазоров по выступам и впадинам и с закруглениями профиля.

Высокую плотность соединения дает коническая трубная резьба. Плотность здесь достигается за счет плотного прилегания профилей по вершинам при затяжке соединения. Коническая резьба в изготовлении сложнее цилиндрической. В настоящее время вместо трубных резьб часто применяют мелкие метрические резьбы.

Резьба круглая (см. рис. 1.4, б) удобна для изготовления способом литья на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях, а также накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых деталях.

Резьба винтов, предназначенных для дерева или других малопрочных материалов (см. рис. 1.4, в). Конструкция этих резьб обеспечивает равнопрочность резьбы в деталях из разнородных материалов. Например, для резьбы деревянной детали расчетным размером на срез является S , а для резьбы металлического винта $-S'$. При этом $S > S'$.

Резьба прямоугольная (см. рис. 1.5, в), широко применявшаяся ранее в винтовых механизмах, в настоящее время не стандартизована и почти вытеснена трапецеидальной. Изготовить прямоугольную резьбу более производительным способом на резбифрезерных станках невозможно, так как для образования чистой поверхности резьбы у фрезы должны быть режущими не только передние, но и боковые грани (ср. профили рис. 1.5, а и 1.5,б).

Прямоугольную резьбу изготавливают резцами на токарно-винторезных станках. Этот способ имеет низкую производительность и невысокую точность.

Резьба *трапецеидальная* изготавливается с симметричным (см. рис. 1.5,б) и несимметричным (см. рис. 1.5, в) профилями. Симметричную

резьбу используют для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Несимметричная резьба предназначена для одностороннего движения под нагрузкой и называется упорной резьбой. Она применяется для винтов-домкратов, прессов и т.п.

Закругление впадин (см. рис. 1.5, в) уменьшает концентрацию напряжений. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля резьбы позволяет уменьшить потери на трение и в то же время изготавливать винты на резбифрезерных станках.

1.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Рассмотрим только принципиальные вопросы, относящиеся к применению того или иного типа крепежных деталей. Геометрические формы и размеры крепежных деталей не рассматриваются, так как они весьма разнообразны и с исчерпывающей полнотой описаны в справочниках и стандартах крепежных изделий.

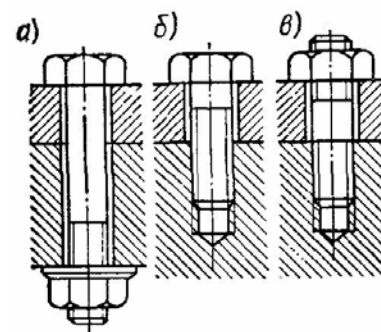


Рис.1.8

Для соединения деталей применяют *болты* (винты с гайками, рис. 1.8, а), *винты* (рис. 1.8, б), *шпильки с гайками* (рис. 1.8, в). Основным преимуществом болтового соединения является то, что при нем не требуется нарезать резьбу в соединяемых деталях. Это особенно важно в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы. К недостаткам болтового соединения

можно отнести следующее: обе соединяемые детали должны иметь места для расположения гайки или головки винта; при завинчивании и отвинчивании гайки необходимо удерживать головку винта от проворачивания; по сравнению с винтовым болтовое соединение несколько увеличивает массу изделия и больше искажает его внешние очертания.

Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда постройка болта невозможна или нерациональна. Например, нет места для размещения гайки (головки), нет доступа к гайке (головке), при большой толщине детали необходимы глубокое сверление и длинный болт и т.п.

Если при эксплуатации деталь часто снимают и затем снова ставят на место, то ее следует закреплять болтами или шпильками, так как

винты при многократном заворачивании могут повредить резьбу в детали. Повреждение резьбы более вероятно при малопрочных хрупких материалах, например из чугуна, дюралюминия и т. п.

Подкладную шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала (пластмассы, алюминия, дерева и т. п.); предохранения чистых поверхностей деталей от царапин при заворачивании гайки (винта); перекрытия большого зазора отверстия. В других случаях подкладную шайбу ставить нецелесообразно. Кроме подкладных шайб, применяют стопорные или предохранительные шайбы, которые предохраняют соединение от самоотвинчивания.

1.3. ТЕОРИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта

Если винт нагружен осевой силой F (рис. 1.9), то для заворачивания гайки к ключу необходимо приложить момент T_k , а к стержню винта – реактивный момент T_p , который удерживает стержень от вращения. Зависимость между T_k и F можно получить из уравнения работ

$$A_k = A_T + A_p + A_F \quad (1.3)$$

где A_k – работа момента, приложенного к ключу; A_T – работа сил трения на опорном торце гайки; A_p – работа сил в резьбе; A_F – работа силы F на осевом перемещении.

Рассматривая один оборот гайки, получаем:

$$\left. \begin{aligned} A_k &= T_k 2\pi, \\ A_T &= T_T 2\pi. \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

Здесь T_T – момент сил трения на опорном торце гайки (рис. 1.10, а).

Не допуская существенной погрешности, принимают приведенный радиус сил трения на опорном торце гайки равным среднему радиусу этого торца или $D_{cp}/2$.

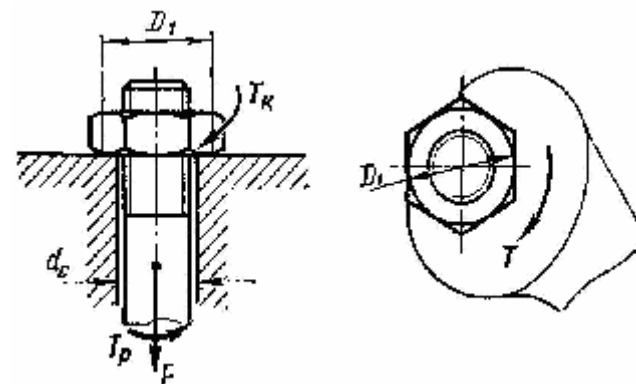


Рис 1.9

При этом

$$T_T = Ff(D_{cp}/2), \quad (1.5)$$

где $D_{cp} = (D_1 + d_{отв})/2$; D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки; $d_{отв}$ – диаметр отверстия под винт; f – коэффициент трения на торце гайки.

Сумму работ за один оборот гайки можно определить, рассматривая движение груза P по наклонной плоскости, угол которой равен углу подъема резьбы β , а высота – ходу S_1 .

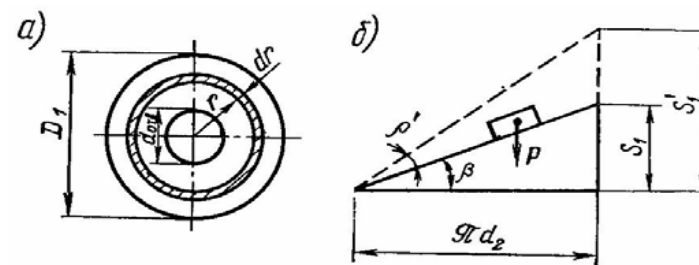


Рис. 1.10

Работа, затраченная на подъем груза по наклонной плоскости с учетом трения, равна работе подъема того же груза по некоторой фиктивной наклонной плоскости без учета трения. При этом угол подъема фиктивной плоскости больше угла подъема действительной на угол трения

$$\rho' = \arctg f',$$

где f' – приведенный коэффициент трения в резьбе.

Таким образом, получаем

$$A_p + Ap = FS'_1 = F\pi d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho'). \quad (1.6)$$

Подставив выражения (1.4), (1.5) и (1.6) в формулу (1.3), после сокращений на 2π найдем искомую зависимость между F и T_k :

$$T_k = F \left[\frac{D_{cp}}{2} f + \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') \right]. \quad (1.7)$$

Здесь первый член правой части есть момент сил трения на торце гайки T_T – формула (1.5), а второй член является моментом сил в резьбе

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho'). \quad (1.8)$$

Полученные зависимости позволяют отметить:

1. По формуле (1.6) можно подсчитать отношение осевой силы винта F к силе R , приложенной на ручке ключа, т.е. F/R , которое дает выигрыш в силе. Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа $l \approx 15d$ и $f \approx 0,15$ $F/R = 70...80$ (см. табл. 1.6).

2. Стержень винта не только растягивается силой F , но и закручивается моментом T_p .

3. Реактивный момент, необходимый для удержания стержня винта от проворачивания при завинчивании гайки, равен моменту сил в резьбе T_p .

Самоторможение и к. п. д. винтовой пары

На рис. 1.10,б изображен случай подъема груза. Нетрудно понять, что для случая опускания груза угол трения ρ' надо вычитать из β . До тех пор, пока угол фиктивной плоскости $(\beta - \rho')$ положительный, груз опускается сам под действием силы тяжести – самооторможения нет. При отрицательном значении $(\beta - \rho')$ груз находится в покое – самооторможение.

Условие самооторможения

$$\beta < \rho'. \quad (1.9)$$

При этом статическая нагрузка винта не вызывает самоотвинчивания гайки.

Для крепежных резьб значение угла подъема β лежит в пределах $1,5$ до 4° , а угол трения ρ' изменяется в зависимости от величины коэффициента трения в пределах от 6° (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$).

Таким образом, все крепежные резьбы — самооторможения. Ходовые резьбы выполняют как самооторможениями, так и несамооторможениями.

Приведенные выше значения коэффициента трения, свидетельствующие о значительных запасах самооторможения, справедливы только при статических нагрузках. При переменных нагрузках и особенно при вибрациях вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения (например, в результате радиальных упругих деформаций гайки и стержня винта) коэффициент трения существенно снижается (до 0,02 и ниже). Условие самооторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание.

К.п.д. винтовой пары η представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения или по отношению T'_k / T_k , в котором T_k определяется по формуле (1.7), а T'_k – по той же формуле, но при $f=0$ и $\rho' = 0$.

$$\eta = T'_k / T_k = \operatorname{tg} \beta / [(D_{cp} / d_2) f + \operatorname{tg}(\beta + \rho')]. \quad (1.10)$$

Учитывая потери только в резьбе ($T_T = 0$), найдем к.п.д. собственно винтовой пары:

$$\eta = \operatorname{tg} \beta / \operatorname{tg}(\beta + \rho'). \quad (1.11)$$

В самооторможящей паре, где $\beta < \rho'$, $\eta < 0,5$. Так как большинство винтовых механизмов самооторможения, то их к.п.д. меньше 0,5.

Формула (1.11) позволяет отметить, что η возрастает с увеличением β и уменьшением ρ' . График η в зависимости от β при $\rho' \approx 6^\circ$ изображен на рис. 1.11.

Максимальное значение η можно определить из выражения (1.11), приравняв нулю производную η / β .

Получим $\eta_{\max}$ при $\beta = 45^\circ - \rho' / 2$.

Для увеличения угла подъема резьбы β в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. В практике редко используют винты, у которых β больше $20...25^\circ$, так как дальнейший прирост к.п.д. незначителен, а изготовление резьбы затруднено. Кроме того, при

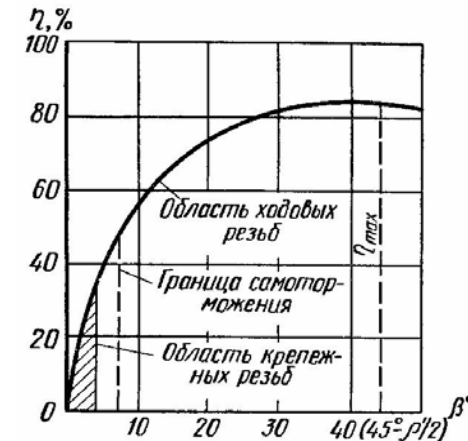


Рис. 1.11

большем значении β становится малым выигрыш в силе или передаточное отношение винтовой пары.

Для повышения к. п. д. винтовых механизмов используют также различные средства, понижающие трение в резьбе: антифрикционные металлы, тщательную обработку и смазку трущихся поверхностей, установку подшипников под гайку или упорный торец винта, применение шариковых винтовых пар и пр.

Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы

Теоретическое решение задачи о распределении нагрузки по виткам резьбы было дано Н.Е. Жуковским в 1902 г. В дальнейшем это неоднократно подтверждалось экспериментальными исследованиями на прозрачных моделях. Установлено, например, что при стандартной крепежной гайке с шестью витками первый виток резьбы воспринимает около 52% нагрузки P , второй – 25%, третий – 12% и последний, шестой виток – только 2%.

Указанные теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать конструкции специальных гаек, выравнивающих распределение нагрузки в резьбе (рис. 1.12). На рис. 1.12,а изображена так называемая висячая гайка. Выравнивания нагрузки в резьбе здесь достигают тем, что как винт, так и гайка растягиваются. При этом неравенство $\Delta_D < \Delta_C$ изменится на обратное $\Delta_D > \Delta_C$, а разность $\Delta_{AD} - \Delta_{BC}$ уменьшится. Кроме того, в наиболее нагруженной нижней зоне висячая гайка тоньше и обладает повышенной податливостью, что также способствует выравниванию нагрузки в резьбе. При соответствующем подборе формы висячей гайки можно получить равномерное распределение нагрузки в резьбе. На рис. 1.12,б показана разновидность висячей гайки — гайка с кольцевой выточкой.

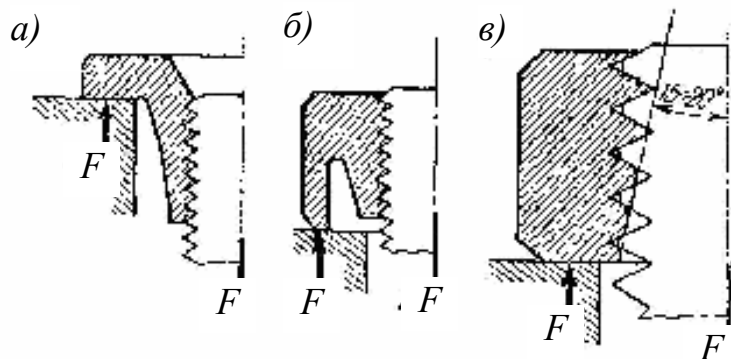


Рис. 1.12

У гайки, изображенной на рис. 1.12,в, срезаны вершины нижних витков резьбы под углом $15...20^\circ$. При этом увеличивается податливость нижних витков винта, так как они соприкасаются с гайкой не всей поверхностью, а только своими вершинами. Увеличение податливости витков снижает нагрузку этих витков.

Специальные гайки особенно желательно применять для соединений, подвергающихся действию динамических нагрузок. Разрушение таких соединений, как правило, носит усталостный характер и происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у нижнего (наиболее нагруженного) витка резьбы. Уменьшение нагрузки нижних витков повышает прочность соединения. Опытном установлено, что применение специальных гаек позволяет повысить динамическую прочность резьбовых соединений на 20...30%.

Расчет резьбы на прочность

Действительный характер распределения нагрузки по виткам гайки, кроме указанных выше причин, зависит от ошибок изготовления и степени износа резьбы, что затрудняет определение истинных напряжений. Поэтому в практике расчет резьбы на прочность производится не по истинным, а по условным напряжениям, которые сравнивают с допускаемыми напряжениями, установленными на основе опыта. При определении условных напряжений полагают, что все витки резьбы нагружены равномерно.

Резьбу принято рассчитывать:

- 1) по напряжениям смятия на винтовой поверхности (рис. 1.13);
- 2) по напряжениям среза в сечении ab винта или сегайки.

Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия $\sigma_{CM} = F / (\pi d_2 h z) \leq [\sigma_{CM}]$, (1.12) где $z = H/S$ — число витков резьбы в гайке высотой H .

Формула (1.12) — общая для винта и гайки. Вывод формулы прост и не требует дополнительных объяснений.

Все элементарные преобразова-

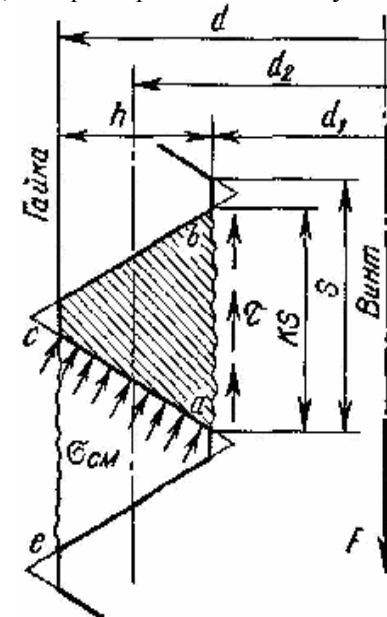


Рис. 1.13

ния здесь и других подобных случаях изучающим рекомендуется производить самим.

Условия прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\left. \begin{aligned} \tau &= F / (\pi d_1 K H) \leq [\tau] \text{ для винта} \\ \tau &= F / (\pi d K H) \leq [\tau] \text{ для гайки} \end{aligned} \right\}, \quad (1.13)$$

где $K=ab/S$ или $K=ce/S$ — коэффициент, учитывающий тип резьбы.

Если материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, так как $d_1 < d$.

Равнопрочность резьбы и стержня винта является одним из условий назначения высоты стандартных гаек. Так, например, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и сдвиг и учитывая, что $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$, запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде

$$\tau = F / (\pi d_1 K H) = 0,6\sigma_T = 0,6F / [(\pi/4)d_1^2], \quad (1.14)$$

откуда при $K=0,87$ и $H \approx 0,5d_1$ получаем

$$H \approx 0,5d_1.$$

Здесь $F / [(\pi/4)d_1^2] = \sigma$ — напряжение растяжения в стержне винта, рассчитанное приближенно по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

В соответствии с этим высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают

$$H \approx 0,8d.$$

Кроме нормальных, стандартом предусмотрены высокие $H \approx 1,2d$ и низкие $H \approx 0,5d$ гайки.

Так как $d > d_1$ (например, для крепежной резьбы $d \approx 1,2d_1$), то прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта.

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные детали $H_1 = d$, в чугунные и титановые $H_1 \approx 1,5d$.

Стандартные высоты гаек (за исключением низких) и глубины завинчивания исключают необходимость расчета на прочность резьбы стандартных крепежных деталей.

Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения

На стержень винта действует только внешняя растягивающая нагрузка

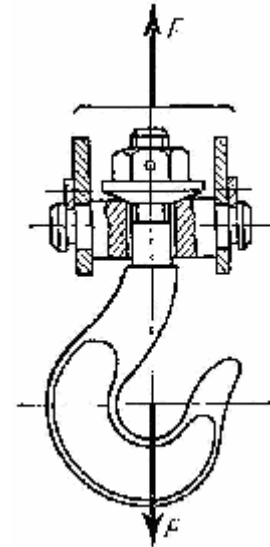


Рис.1.14

Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза (рис. 1.14).

Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Площадь этого сечения оценивают приближенно по расчетному диаметру

$$d_p \approx d - 0,9 S, \quad (1.15)$$

где d и S — наружный диаметр и шаг резьбы.

При этом условие прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = F / [(\pi/4)d_p^2] \leq [\sigma] \quad (1.16)$$

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует.

Примером могут служить болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 1.15).

В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{зат}$, возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил в резьбе T_p (см. формулу (1.8)), где F равна $F_{зат}$.

Напряжение растяжения от силы $F_{зат}$

$$\sigma = F_{зат} / [(\pi/4)d_p^2]$$

Напряжения кручения от момента T_p

$$\tau = T_p / W_p = 0,5 F_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho') / (0,2 d_p^3). \quad (1.17)$$

Требуемое значение силы затяжки

$$F_{зат} = A \sigma_{см},$$

где A — площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт, $\sigma_{см}$ — напряжение смятия в стыке деталей, значение которого выбирают по условиям герметичности.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{ЭК} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.18)$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб

$$\sigma_{\text{ЭК}} \approx 1,3\sigma.$$

Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле

$$\sigma_{\text{ЭК}} = 1,3F_{\text{ЗАТ}} / [(\pi/4)d_p^2]. \quad (1.19)$$

Расчетами и практикой установлено, что болты с резьбой меньше М10...М12 можно разрушить при затяжке. Например, болт с резьбой М6 разрушается при силе на ключе, равной 4,5 кгс; болт с резьбой М12 — при силе 18 кгс. Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых заводах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить при затяжке момент больше установленного. В таком случае отпадает необходимость ограничивать применение болтов малых диаметров (при условии, что ключи предельного момента применяют и в эксплуатации).

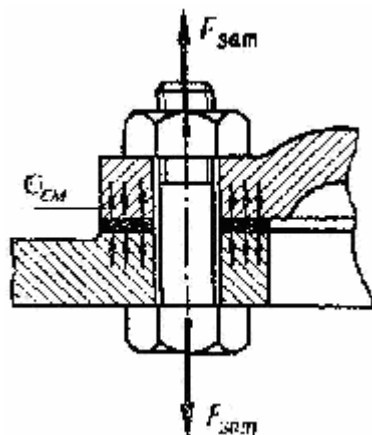


Рис.1.15

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке

Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

Болт поставлен с зазором (рис. 1.16). При этом внешнюю нагрузку F уравнивают силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болта.

Рассматривая равновесие детали 2, получим условие отсутствия сдвига деталей в стыке

$$\left. \begin{aligned} F &\leq iF = iF_{\text{ЗАТ}}f \\ \text{или} \quad F_{\text{ЗАТ}} &= KF_{\text{тр}} / (if) \end{aligned} \right\}, \quad (1.20)$$

где i — число плоскостей стыка деталей (на рис.1.16 $i=2$; при соединении только двух деталей $i=1$); f — коэффициент трения в стыке ($f \approx 0,15 \dots 0,20$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); K — ко-

эффициент запаса ($K=1,3 \dots 1,5$ при статической нагрузке, $K=1,8 \dots 2$ при переменной нагрузке).

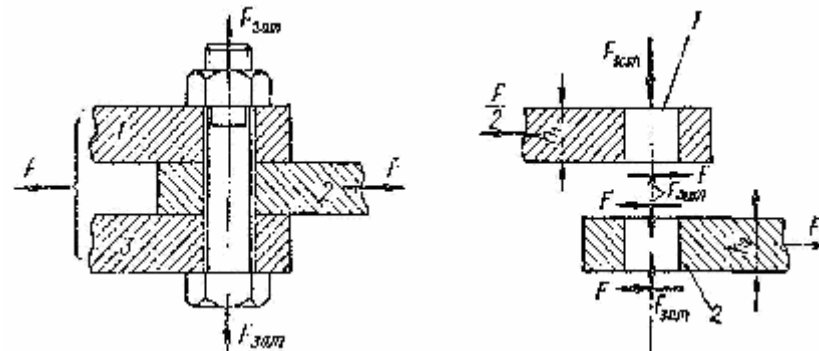


Рис.1.16

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению — (формула (1.19)).

Отметим, что в соединении, в котором болт поставлен с зазором, внешняя нагрузка не передается на болт. Поэтому болт рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса.

Болт поставлен без зазора (рис. 1.17).

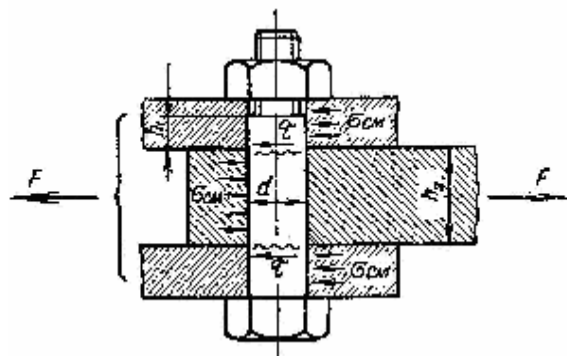


Рис.1.17

напряжениям среза

$$\tau = F / [(\pi/4)d^2i] \leq [\tau], \quad (1.21)$$

где i — число плоскостей среза (на рис. 1.17, $i=2$; при соединении только двух деталей $i=1$).

При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не обязательна. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта трудно установить точно.

В значительной степени это зависит от величины натяга или зазора посадки, а также от точности цилиндрической формы стержня и отверстия. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений (рис. 1.18, а) заменяют условной с равномерным распределением напряжений (рис. 1.18, б).

При этом для средней детали

$$F = 2 \int_0^{\pi/2} \sigma_{CM} h_2 0,5d \cos \varphi d\varphi = \sigma_{CM} h_2 d$$

или

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{CM} &= F / (dh_2) \leq [\sigma_{CM}] \\ \text{для крайней детали} \\ \sigma_{CM} &= F / (2dh_1). \end{aligned} \right\} \quad (1.22)$$

Формулы (1.22) справедливы для болта и деталей. Из двух значений σ_{CM} в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали.

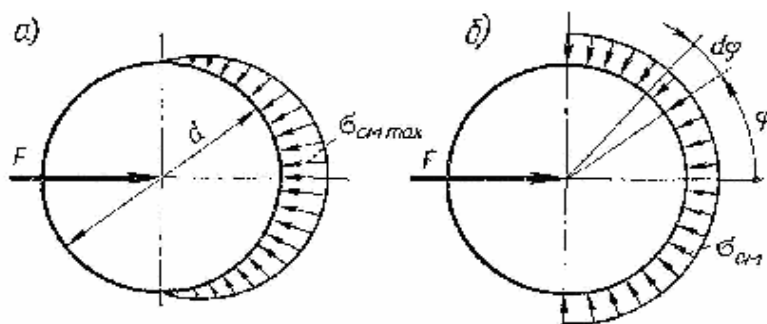


Рис.1.18

Сравнивая варианты установки болтов с зазором и без зазора (см. рис. 1.16 и 1.17), следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора.

Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей $f \approx 0,2$, $K=1,5$ и $i=1$, из формулы (1.20) получим $F_{зат} = 7,5F$.

Следовательно, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раза превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие неустойчивости

коэффициента трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей

Примером служат болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением p жидкости или газа (рис. 1.19). Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой. Задача о распределении нагрузки между элементами такого соединения статически неопределима и решается с

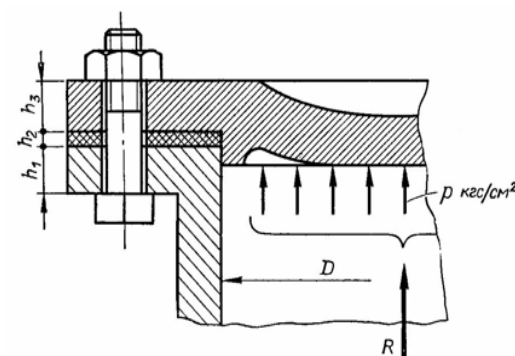


Рис.1.19

учетом деформаций этих элементов. Обозначим: $F_{зат}$ – сила затяжки болта; $F=R/z$ – внешняя нагрузка соединения, приходящаяся на один болт (z – число болтов).

После приложения внешней нагрузки F к затянутому соединению болт дополнительно растянется на некоторую величину Δp , а

деформация сжатия деталей уменьшится на ту же величину. Это значит, что только часть внешней нагрузки дополнительно нагружает болт, а другая часть идет на разгрузку стыка.

Если обозначим χ – коэффициент внешней нагрузки (учитывает ту долю нагрузки F , которая приходится на болт), то дополнительная нагрузка болта равна χF , а уменьшение затяжки стыка — $(1-\chi)F$. Значение коэффициента χ определяют по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей (условие совместности деформаций):

$$\Delta p = \chi F \lambda_0 = (1 - \chi) F \lambda_d, \quad (1.23)$$

где λ_0 – податливость болта, равная его удлинению при единичной нагрузке; λ_d – суммарная податливость соединяемых деталей.

Из равенства (1.23) имеем

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_0 + \lambda_d). \quad (1.24)$$

Далее получим приращение нагрузки на болт

$$F_6 = \chi F, \quad (1.25)$$

расчетную (суммарную) нагрузку болта

$$F_p = F_{3AT} + xF \quad (1.26)$$

и остаточную затяжку стыка от одного болта

$$F_{CT} = F_{3AT} - (1 - x)F \quad (1.27)$$

Анализ полученных решений и выбор затяжки соединений

1. С увеличением податливости болта λ_b и уменьшением податливости деталей λ_d уменьшается x и приращение нагрузки болта F_b (см. формулу (1.25)). Эту зависимость выгодно использовать на практике и особенно при переменной внешней нагрузке F . Например, при изменении внешней нагрузки F от нуля до максимума (рис. 1.20) в суммарной нагрузке болта F_p изменяется только составляющая F_b (по тому же закону, что и F). Как правило, λ_d значительно меньше λ_b , поэтому F_b значительно меньше F . От переменной составляющей F_b зависит усталостная прочность болта. *Применение упругих болтов (рис. 1.21) является хорошей защитой от усталостного разрушения.* Опасным сечением для прочности стержня является сечение по внутреннему диаметру резьбы d_i . Учитывая отсутствие концентрации напряжений в неразрезанной части стержня, ее диаметр можно выполнить меньше d_i (рис. 1.21, а) или просверлить здесь отверстие (рис. 1.21, б). При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

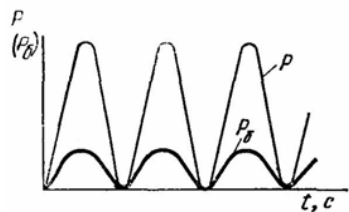


Рис.1.20

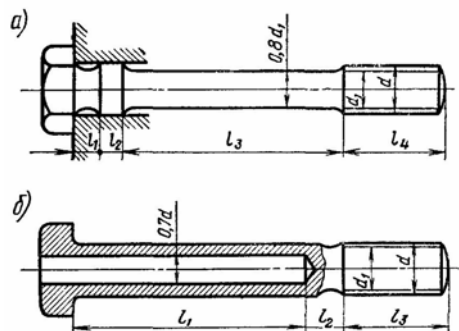


Рис.1.21

2. С уменьшением F_{3AT} при постоянной F уменьшается F_{CT} (см. формулу (1.27)). При $F_{3AT} \leq (1 - K_b)F$ сила F_{CT} становится равной нулю, в стыке появляется зазор. Образование зазора в стыке недопустимо, так как при этом нарушается плотность соединения, а при пе-

ременной нагрузке появляются удары в стыке, от которых соединение быстро разрушается.

Таким образом, *достаточная предварительная затяжка F_{3AT} , обеспечивающая нераскрытие стыка деталей, является необходимым условием надежности и герметичности соединения.*

Условие нераскрытия стыка: $F_{CT} > 0$.

Практически нераскрытие стыка зависит не только от значения затяжки F_{3AT} , но и от сохранения ее в эксплуатации. Последнее определяется следующими факторами:

А. *Качеством обработки поверхностей стыка.* При большей шероховатости поверхности ее неровности постепенно сминаются, что приводит к ослаблению затяжки. Для ответственных соединений поверхности стыка деталей рекомендуют шлифовать;

Б. *Числом поверхностей стыков.* Чем больше поверхностей, тем хуже сохраняется затяжка (на рис. 1.19 число поверхностей стыка равно пяти, считая поверхности под гайкой и головкой болта);

В. *Качеством поверхности и точностью резьбы.* Грубая резьба сминается и уменьшает силу затяжки. В ответственных соединениях рекомендуют применять гайки, увеличивающие равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы (см. рис. 1.12);

Г. *Надежностью способа стопорения резьбы* (см. рис. 1.9...1.12);

Д. *Качеством прокладок.* Упругие прокладки в стыке лучше сохраняют затяжку. (Отметим, что пружинная шайба (см. рис. 1.9, б) в этом смысле также выполняет роль упругой прокладки.)

В зависимости от перечисленных факторов, трудно поддающихся учету, а также ввиду опасности раскрытия стыка деталей целесообразно применять высокую затяжку соединений, особенно при переменных нагрузках. Это положение подтверждается практикой эксплуатации резьбовых соединений. На практике рекомендуют принимать

$$F_{3AT} = K_{3AT}F, \quad (1.28)$$

где K_{3AT} — коэффициент затяжки. Выбрав значение F_{3AT} при известных λ_b , λ_d или x , можно определить F_p , F_b и F_{CT} по формулам (1.26), (1.25) и (1.27).

Таблица 1.2

Значения коэффициентов запаса прочности $[n]$ и допускаемых напряжений при расчете резьбовых соединений

Вид нагрузки	Номер формулы	Рекомендуемые значения
Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов	(1.16)	$[\sigma] = 0,6\sigma_T$
	(1.19)	Статическая нагрузка:
	(1.32)	$[n]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[n] = 1,2 \div 1,5$ — контролируемая затяжка
	(1.34)	Переменная нагрузка:
с затяжкой болтов	(1.35)	$[n_r] \geq 2,5 \div 4$ } неконтролируемая затяжка; $[n]$ по табл. 1.3 } $[n_r] = 1,5 \div 2,5$ } контролируемая затяжка $[n] = 1,2 \div 1,5$ }
Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором	(1.19)	Нагрузка статическая или переменная: $[n]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[n] = 1,2 \div 1,5$ — контролируемая затяжка
	(1.21)	$[\tau] = 0,4\sigma_T$ (статическая); $[\tau] = (0,2 \div 0,3) \sigma_T$ (переменная)
	(1.22)	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \div 0,5) \sigma_B$ — чугун
Прочность деталей в стыке	(1.48)	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = 0,4\sigma_B$ — чугун; $[\sigma_{см}] = 10 \div 20 \text{ кгс/см}^2 \approx 1 \div 2 \text{ МПа}$ — бетон; $[\sigma_{см}] = 20 \div 40 \text{ кгс/см}^2 \approx 2 \div 4 \text{ МПа}$ — дерево

Таблица 1.3

Значение коэффициента запаса прочности $[\pi]$ при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

Материал болта	Постоянная нагрузка при d		Переменная нагрузка от 0 до P	
	M6-M16	M16-M30	M6-M16	M16-M30
Углеродистая сталь...	5-4	4-2,5	12-8,5	8,5
Легированная сталь...	6,5-5	5-3,3	10-8,5	6,5

1.4. МАТЕРИАЛЫ РЕЗЬБОВЫХ ИЗДЕЛИЙ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Материалы. Для изготовления резьбовых деталей применяют материалы, указанные в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Материал крепежных изделий			
Марка стали	Предел прочности σ_B , кгс/см ²	Предел текучести σ_T , кгс/см ²	Предел выносливости σ_{-1P} , кгс/см ²
Ст3 и 10	3400	2000	1600
20	4000	2400	1700
35	5000	3000	1800
45	6000	3600	2400
35X	8000	6400	2800
30XГСА	10 000	9000	3000

Примечания: 1. При переводе в систему СИ(МПа) данные уменьшить в ≈ 10 раз. 2. Разрешается применять другие марки, обеспечивающие механические свойства не ниже указанных.

В отдельных случаях применяют сплавы цветных металлов (латунь, бронзу и др.).

При выборе материала для резьбовых изделий учитывают в основном условия работы (температуру, коррозию и т.п.), величину и характер нагрузки (статическая или переменная), способ изготовления и объем производства. Например, стандартные крепежные изделия общего назначения изготовляют из низко- и среднеуглеродистых сталей типа сталь 10 — сталь и других покрытий. Например, улучшение, цинковое или кадмиевое хромирование, хромовое или медное покрытие и пр.

Допускаемые напряжения для резьбовых соединений приведены в табл. 1.2 и 1.3. В них учитываются расчетные формулы, характер нагрузки, качество монтажа соединения (контролируемая или неконтролируемая затяжка) и т.д.

При неконтролируемой затяжке допускаемые напряжения значительно уменьшают, особенно для болтов малых диаметров (табл. 1.3) [1]. Это связано с возможностью перенапряжения и даже разрушения малых болтов при неконтролируемой затяжке (табл. 1.6).

В тех случаях, когда увеличение веса конструкции, связанное с увеличением диаметра болтов, является неоправданным (например, авиационное), применяют затяжку. Возможность значительного увеличения нагрузки болтов при контролируемой затяжке показана в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Допускаемая растягивающая статическая нагрузка $[P_r]$
для затянутых болтов из стали 20

Тип резьбы	Допускаемая нагрузка $[P_r]$, ктс	
	неконтролируемая затяжка	контролируемая затяжка
M6	80	300
M8	150	550
M10	250	860
M12	380	1220
M16	800	2350
M20	1400	3700
M24	2100	5300
M30	4600	8500

Примечание. При переводе в систему СИ (Н) данные увеличились в ≈ 10 раз.

Контроль затяжки оговаривают специальными техническими условиями и выполняют не только при заводской сборке, но также в эксплуатации и ремонте. Несоблюдение этих условий может привести к аварии. Затяжку можно контролировать методом измерения деформаций болтов или специальных упругих шайб, а также с помощью специальных ключей предельного момента (подробнее см. [2]).

Эти дешевые стали позволяют изготавливать большие партии болтов, винтов, гаек методом холодной высадки или штамповки с последующей накаткой резьбы. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках, при высоких температурах, в агрессивных средах и пр.

Для повышения прочности, коррозионной стойкости и жаропрочности применяют специальные виды термической и химико-термической обработки, а также нанесение гальванических и других покрытий.

2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ, КЛАССИФИКАЦИЯ, ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

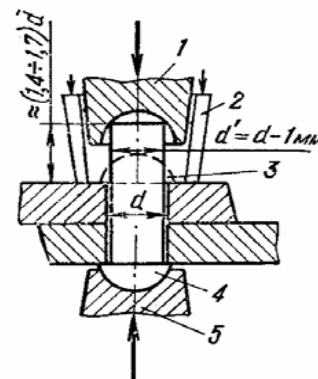


Рис. 2.1

Заклепочное соединение является неразъемным. В большинстве случаев его применяют для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Соединение образуют расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей (рис.2.1, где 1-обжимка; 2-прижим при машинной клепке; 3-замыкающая головка; 4-закладная головка; 5-поддержка).

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии.

Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Сдвигу деталей оказывают сопротивление стержню заклепки и частично силы трения в стыке.

Отверстия в деталях продавливают или сверлят. Сверление менее производительно, но обеспечивает повышенную прочность (см. табл. 2.1). При продавливании листы деформируются, а на выходной стороне отверстия образуется острая кромка, которая может вызвать подрез стержня заклепки.

Клепку (осаживание стержня) можно производить вручную или машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т. п.). Машинная клепка дает соединения повышенного качества, так как она обеспечивает однородность посадки заклепок и увеличивает силы сжатия деталей.

Стальные заклепки малого диаметра (до 12 мм) и заклепки из цветных металлов ставят холодным способом, т. е. без нагрева (холодная клепка). Стальные заклепки с диаметром больше 12 мм ставят горячим способом (горячая заклепка).

Нагрев заклепок перед поставкой облегчает процесс клепки и повышает качество соединения (достигается лучшее заполнение отверстия и повышенный натяг в стыке деталей).

Таблица 2.1

Допускаемые напряжения для стальных заклепок при статической нагрузке

Род напряжения	Обработка отверстия	Допускаемые напряжения, кгс/см ²	
		Ст 0 и Ст 2	Ст 3
Срез } [τ]	Сверление	1400	1400
	Продавливание	1000	1000
Смятие } [σ _{см}]	Сверление	2800	3200
	Продавливание	2400	2800

Примечания: 1. При переводе в систему СИ (МПа) данные уменьшить в ≈ 10 раз. 2. При действии переменных нагрузок допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10–20%.

В зависимости от конструкции соединения применяют различные типы заклепок, геометрические размеры которых стандартизованы. Основные типы заклепок изображены на рис. 2.2; а – с полукруглой головкой; б – полупотайная; в – потайная; г – полая.

По назначению заклепочные соединения принято разделять на следующие три группы: а) прочные (применяют в металлоконструкциях); б) прочноплотные (применяют в котлах и резервуарах с высоким давлением); в) плотные (применяют в резервуарах с небольшим внутренним давлением). Каждая заклепка имеет свою зону действия D (рис. 2.3), на которую распространяются деформации сжатия в стыке деталей. Если зоны действия соседних заклепок пересекаются, соединение будет плотным.

По конструктивному признаку различают однородные и многоядерные, односрезные и многосрезные заклепочные соединения. На рис. 2.4: а – однорядный односрезный шов; б – однорядный двухсрезный шов с накладками.

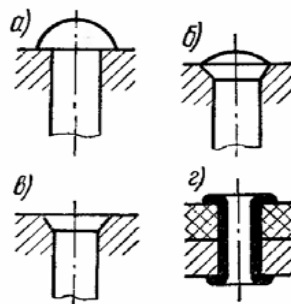


Рис. 2.2

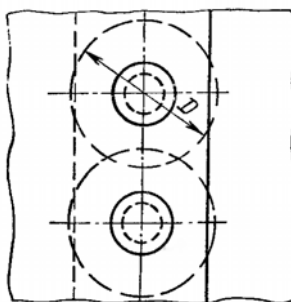


Рис. 2.3

В современном машиностроении заклепочные соединения вытесняются более прочным и дешевым видом неразъемного соединения – сваркой. Заклепочные соединения применяют для деталей, материал которых плохо сваривается.

2.2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАКЛЕПОЧНОГО ШВА

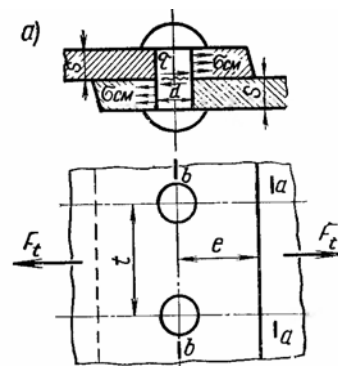


Рис. 2.4

Условия нагружения заклепок подобны условиям нагружения болтов, поставленных без зазора (сравни рис 2.4 и 2.3). Поэтому для заклепок остаются справедливыми расчетные формулы (1.21) и (1.22), которые определяют прочность по напряжениям среза τ и смятия $\sigma_{см}$. При расчетах заклепки соединений, нагруженных силой в плоскости стыка, допускают, что нагрузка распределится равномерно между всеми заклепками шва.

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, которые рекомендуют выбирать d, t, e, s, l в зависимости от толщины листов s или размеров прокатного профиля (см. справочники [1, 2]). При этом расчет приобретает про-

верочный характер.

Ниже рассматриваются некоторые особенности конструкции и расчета заклепочных соединений.

В соединениях широких листов (см. рис. 2.4) за расчетную нагрузку принимают силу F_t , действующую на фронте одного шага t . При этом величину F_t обычно определяют по напряжениям растяжения σ' в сечении листа а-а, не ослабленном отверстиями под заклепки. Напряжение σ' полагают известным из основных расчетов конструкции (расчет прочности стенок котла, резервуара и т. д.)

$$F_t = \sigma' t s.$$

Прочность листа в сечении б-б

$$\sigma = \frac{F_t}{(t-d)s} \leq [\sigma].$$

Отношение

$$\sigma'/\sigma = (t - d)/t = \varphi \quad (2.1)$$

называют коэффициентом прочности заклепочного шва.

Величина φ показывает, как уменьшается прочность листов при соединении заклепки. Например, для однорядного, односрезного шва (см. рис. 2.4 а) при размерах, взятых согласно стандартам, φ равна 0,65, т.е. образование заклепочного соединения уменьшает прочность на 35%.

Понижение прочности деталей является одной из главных отрицательных характеристик заклепочного соединения. Для увеличения значения φ применяют многорядные и многосрезные швы (см. рис. 2.4 б и 2.5).

На рис. 2.5 изображена конструкция прочноплотного четырехрядного шва с переменным шагом. В этом шве на фронте основного шва t_1 расположено 13 заклепок. Каждая заклепка передает нагрузку, равную $1/13 F_t$. В соответствии с этим на рис. 2.5 даны эпюры продольных сил, возникающих в различных сечениях листов и накладок. Сечение листа по первому ряду заклепок нагружено полной силой F_t . Для того чтобы меньше ослабить это сечение, в нем поставлена только одна заклепка (две половины заклепки). Сечение по второму ряду нагружено меньшей силой и, соблюдая условие равнопрочностей, в нем можно поставить большее число заклепок и т.д..

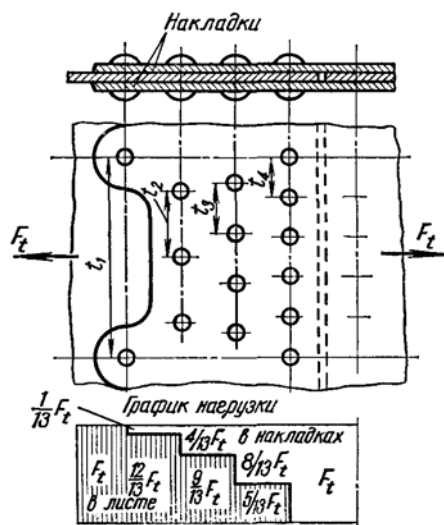


Рис. 2.5

Малая нагрузка на каждую заклепку, а также две плоскости среза заклепки позволяют значительно уменьшить её диаметр. Уменьшение диаметра приводит к увеличению коэффициента прочности шва [см. формулу (2.1)]. Например, для рассматриваемого шва $\varphi \approx 0,9$. Однако стремление получить высокое значение φ приводит к сложной и дорогой конструкции соединения.

На рис. 2.6 изображена конструкция клепаного узла фермы, которая может служить примером прочного соединения. При разработке конструкции такого соединения необходимо учитывать условия, перечисленные ниже.

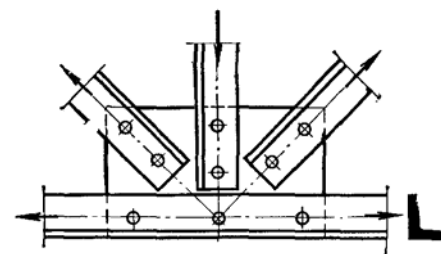


Рис. 2.6

1. Стержни (уголки или другие профили) следует располагать так, чтобы расчетные линии действия сил, проходящие через центры тяжести сечений стержней, пересекались в одной точке. В противном случае в соединении, кроме сил, появятся моменты.

2. Число заклепок для каждого уголка должно быть не менее двух.

3. Заклепки следует размещать возможно ближе к оси, проходящей через центр тяжести сечения стержня (например, уголка — рис. 2.7).

При смещении заклепки от этой оси в соединении возникают моменты, равные P_a и P_b . Устранить влияние этих моментов можно применением симметричных стержней (рис. 2.8). В соединении, показанном на рисунке 2.8 а, устранен момент P_b , а в соединении по рис. 2.8, б устранены оба момента.

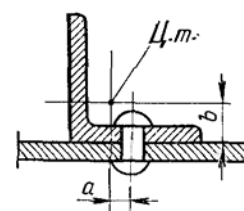


Рис. 2.7

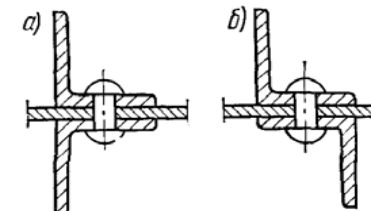


Рис. 2.8

2.3. МАТЕРИАЛЫ ЗАКЛЕПОК И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Заклепки изготовляют из стали, меди, латуни, алюминия и других металлов. Материал заклепок должен обладать, прежде всего, пластичностью и не принимать закалки. Высокая пластичность материала облегчает клепку и способствует равномерному распределению нагрузки по заклепкам.

При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими друг другу. В противном случае при колебаниях температуры в соединениях появляются температурные напряжения.

Особую опасность представляют сочетания разнородных материалов, которые способны образовывать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение. Такое явление наблюдается в химической промышленности и судостроении. Поэтому для скрепления алюминиевых деталей применяют алюминиевые заклепки, для медных – медные.

Допускаемые напряжения для заклепок (табл. 2.1) зависят в основном от характера обработки отверстия (продавленные или сверленные) и характера внешней нагрузки (статистическая, динамическая).

3. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЕ

Сварное соединение – неразъемное. Оно образуется путем сваривания материалов деталей в зоне стыка и не требует никаких вспомогательных элементов (заклепок, болтов и т.д.). Прочность соединения зависит от неоднородности и непрерывности материала сварного шва и окружающей его зоны.

Применяемые в современном машиностроении способы сварки весьма разнообразны. Каждый из них имеет свои конкретные области применения*. Из всех способов сварки наиболее широко распространена электрическая. Различают два основных вида электросварки: дуговую и контактную.

Электродуговая сварка основана на использовании тепла электрической дуги для расплавления металла.

Для защиты расплавленного металла от вредного действия окружающего воздуха на поверхность электрода наносят толстую защитную обмазку, которая выделяет большое количество шлака и газа, образуя изолирующую среду. Этим обеспечивают повышение качества металла сварного шва, механические свойства которого могут резко ухудшиться под влиянием кислорода и азота воздуха.

С этой целью производят сварку под слоем флюса по методу, разработанному Институтом электросварки АН УССР. Этот метод в настоящее время является основным методом автоматической сварки. Производи-

тельность автоматической сварки под флюсом в $10\div 20$ и более раз выше ручной. Повышение производительности достигают за счет применения тока силой от 1000 до 3000 А вместо 200 – 500 А при ручной сварке. Это обеспечивает более рациональное формирование шва.

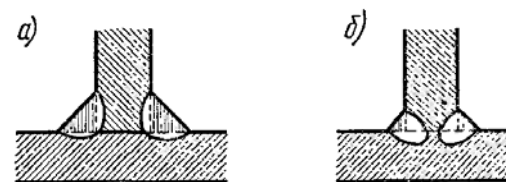


Рис. 3.1

В то время как при ручной сварке образование шва достигается в основном за счет металла электрода (рис. 3.1,а), при автоматической сварке шов формируется в значительной степени

за счет расплавленного основного металла (рис.3.1,б), что не только сокращает время, но и значительно снижает расход электродного материала. Автоматическая сварка под слоем флюса обеспечивает высокие и, что особенно важно, однородные, независимые от индивидуальных качеств сварщика механические свойства соединений.

За последние годы разработан метод электрошлаковой сварки, при которой источником нагрева служит тепло, выделяющееся при прохождении тока через шлаковую ванну от электрода к изделию. Электрошлаковая сварка предназначена для соединения деталей большой толщины. Толщина свариваемых деталей практически не ограничивается.

Электрошлаковая сварка позволяет заменять сложные и тяжелые цельнолитые и цельнокованные конструкции сварным из отдельных простых отливок, поковок и листов, что значительно облегчает и снижает стоимость производства. Эта сварка применима и для чугунных отливок.

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей и осуществляется несколькими способами.

При стыковой сварке через детали пропускают ток, сила которого достигает нескольких тысяч ампер. Основное количество тепла выделяется в месте стыка, где имеется наибольшее сопротивление; металл в этой зоне разогревается до пластического состояния или даже до поверхностного оплавления. Затем ток выключают, а разогретые детали сдавливают с некоторой силой – происходит сварка металла деталей по всей поверхности стыка. Этот момент рекомендуют применять для соединения встык деталей, площадь поперечного сечения которых сравнительно невелика.

* Изучение различных методов сварки является предметом специальных курсов и специальных глав курса технологии материалов. В курсе деталей машин приводятся толь краткие сведения об основных методах сварки, необходимые для изучения расчета прочности сварных соединений.

При точечной сварке соединение образуется не по всей поверхности стыка, а лишь в отдельных точках, к которым подводят электроды сварочной машины.

При ленточной или роликовой сварке шов имеет вид узкой непрерывной ленты, расположенной вдоль стыка деталей. Это соединение выполняют с помощью электродов, имеющих форму роликов, которые катятся в направлении сварки.

Точечную и роликовую сварку применяют в соединениях внахлестку, преимущественно для листовых деталей толщиной не более 3-4 мм и тонких стержней арматурных сеток. В отличие от точечной роликовая сварка образует герметичное соединение.

Все рассмотренные способы контактной сварки - высокопроизводительны, их широко применяют в массовом производстве для сварки труб, арматуры кузовов автомобилей, металлической обшивки железнодорожных вагонов, корпусов самолетов, тонкостенных резервуаров и т.д.

Оценивая сварное соединение, необходимо подчеркнуть, что оно является наиболее совершенным из неразъемных соединений, так как лучше других приближает составные детали к цельным. При сварном соединении проще обеспечиваются условия равнопрочности, снижения массы и стоимости изделия.

В настоящее время сварку применяют не только как способ соединения деталей, но и как технологический способ изготовления самих деталей. Сварные детали во многих случаях с успехом заменяют литые и кованные (рис.3.2, где а - зубчатое колесо; б - кронштейн; в - корпус).

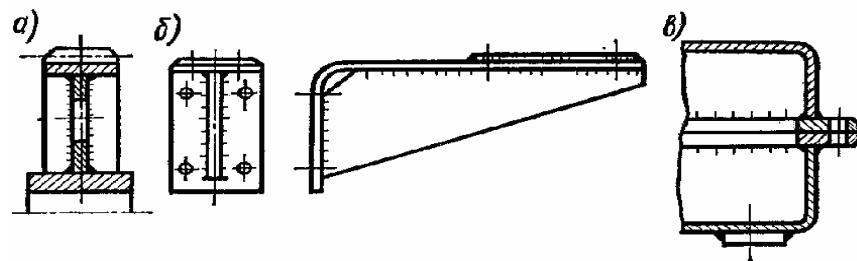


Рис. 3.2

Для изготовления сварных деталей не требуются модели форм и штампов. Это значительно снижает их стоимость при единичном и мелкосерийном производстве. Сварка таких изделий, как шестерня или коленчатые валы, позволяет изготавливать их более ответственные части (венцы, шейки) из высокопрочных сталей, а менее ответственные (диск и ступица шестерни, щека коленчатого вала) - из дешевых материалов.

По сравнению с литыми деталями сварные допускают меньшую толщину стенок, что позволяет снизить массу деталей и сохранить расход металла.

Большое распространение получили штампосварные конструкции (см. рис.3.2,в), заменяющие фасонное литье, клепанные и другие изделия. Применение сварных и штампосварных конструкций позволяет во многих случаях снизить расход материала или массу конструкций на 30-50%, уменьшить стоимость изделий в 1,5 - 2 раза.

3.2. КОНСТРУКЦИЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И РАСЧЕТ ИХ НА ПРОЧНОСТЬ

Соединение встык

Это соединение во многих случаях является наиболее простым и

надежным. В зависимости от толщины соединяемых элементов его разделяют по одному из вариантов, изображенных на рис.3.3.

При малых толщинах обработка кромок не обязательна, а при средних и больших толщинах она необходима по условиям образования шва на всей толщине деталей. Автоматическая сварка под флюсом позволяет увеличить предельные толщины листов, свариваемых без обработки кромок, примерно в два раза, а угол кромок уменьшить до 30-35° (на рис.3.3 показаны швы, выполняемые на ручной сварке).

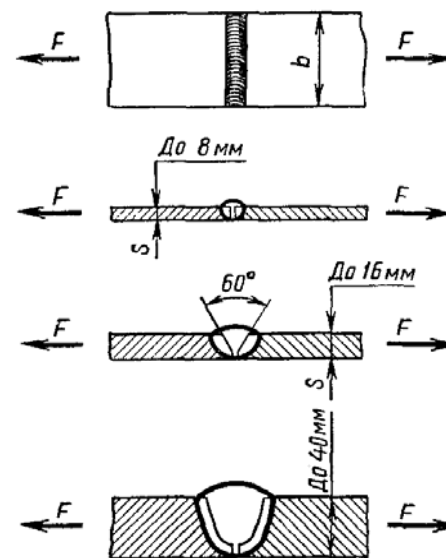


Рис. 3.3

Сваривать встык можно не только листы или полосы, но также трубы, уголки, швеллеры и другие фасонные профили. Во всех случаях составная деталь получается близкой к цельной.

Соединения встык могут разрушаться по шву, месту сплавления шва с металлом детали, сечению самой детали в зоне термического влияния.

Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла. Понижение механических свойств в зоне термического влияния особенно значительно при сварке термически обработанных, а также наклепанных сталей. Для таких соединений рекомендуют термообработку и наклеп после сварки.

Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчет прочности сварного соединения встык принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений.

Например, при расчете полосы, сваренной встык (см. рис. 3.3) на растяжение

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= F / A = P / (bs) \leq [\sigma'] \\ \sigma &= M / W_{\text{и}} = 6M / bs^2 \leq [\sigma'] \end{aligned} \right\},$$

на изгиб

где b и s – ширина и толщина полосы; $[\sigma']$ – допускаемое напряжение для сварных соединений (см. табл. 3.1).

Отношение $[\sigma']$ к допускаемому напряжению для основного металла является коэффициентом прочности сварного соединения встык

$$\varphi = [\sigma'] / [\sigma] p. \quad (3.2)$$

Величина колеблется в пределах от 0,9 до 1,0 (см. табл. 3.1), т.е. соединение встык почти равнопрочно с соединяемыми деталями. В тех случаях когда требуется повысить прочность соединения, применяют косые швы (рис. 3.4).



Рис. 3.4

Расчет косого шва выполняют по формуле (3.1), в которой принимают $[\sigma'] = [\sigma] p$.

Соединение внахлестку

Соединение внахлестку выполняют с помощью угловых швов (рис. 3.5). В зависимости от формы поперечного сечения различают следующие виды угловых швов: нормальные 1, вогнутые 2, выпуклые 3. На практике наиболее распространены нормальные швы.

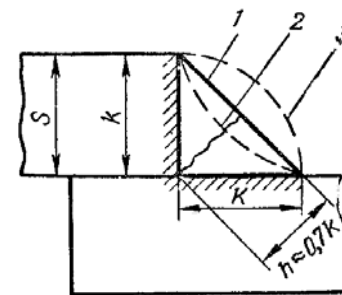


Рис. 3.5

дываются.

Основные геометрические характеристики углового шва – катет g и высота h ; для нормального шва $h = g \sin 45^\circ \approx 0,7g$. По условиям технологии минимальную величину g принимают равной 3 мм, если толщина листа $s \geq 3$ мм. В большинстве случаев $g = s$.

В зависимости от расположения различают швы: лобовые, фланговые и косые.

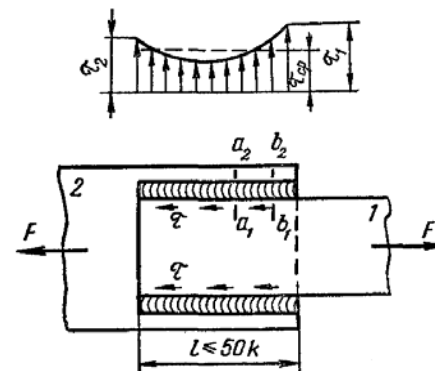


Рис. 3.6

Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый – параллельно линии действия нагружающей силы.

Фланговые швы (рис. 3.6) накладывают параллельно линии действия силы.

Основными напряжениями флангового шва являются касательные τ напряжения в сечении $m-m$. Это сечение проходит через биссектрису прямого угла и является наименьшим. По длине шва напряжения τ распределены неравномерно. На концах шва они больше, чем в середине. Неравномерность распределения напряжения объясняется следующим.

Предположим, что деталь 2 абсолютно жесткая, а деталь 1 и швы упругие. Тогда относительное перемещение точек под действием силы F больше относительного перемещения точек a на величину удлинения детали 1 на участке ab . При этом деформация сдвига и напряжения в шве непрерывно уменьшается по всей длине шва справа на

лево. Если обе детали упругие, но жесткость их различна, напряжения в шве распределяются по закону некоторой кривой, показанной на рис. 3.6. При одинаковой жесткости деталей эпюра напряжений симметрична.

Учитывая жесткость деталей, можно вычислить величину напряжения в любом сечении по длине шва. Ясно, что неравномерность распределения напряжений возрастает с увеличением длины шва и разности жесткости деталей.

В практике длину фланговых швов ограничивают условием $l \leq 50k$. Расчет таких швов приближенно выполняют по среднему напряжению, а условия прочности записывают в виде:

$$\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau'] \quad (3.3)$$

Здесь $0,7k$ – толщина шва по биссектрисе $m - m$.

В тех случаях, когда короткие фланговые швы недостаточны для выполнения условий равнопрочности, соединение усиливают прорезными швами – рис.3.7 (или лобовым швом – см.ниже). Условие прочности соединения с прорезным швом при $k = s$

$$\tau = \frac{F}{2k(0,7l + l_1)} \leq [\tau'] \quad (3.4)$$

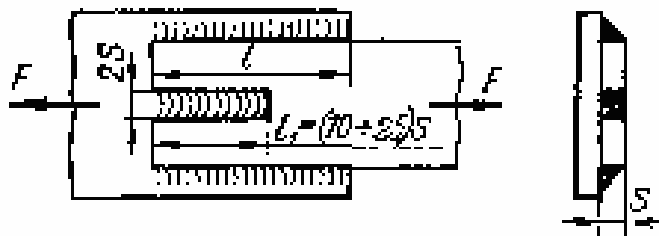


Рис. 3.7

Если одна из соединяемых деталей асимметрична расчет прочности производят с учетом доли нагрузки, воспринимаемой каждым шагом. Пример - к листу приварен уголок (рис. 3.8) равнодействующая нагрузка проходит через центр тяжести уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам e_1 и e_2 . Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы

$$l_1 / l_2 = e_2 / e_1 \quad (3.5)$$

При этом напряжения в обоих швах равны

$$\tau = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau'] \quad (3.6)$$

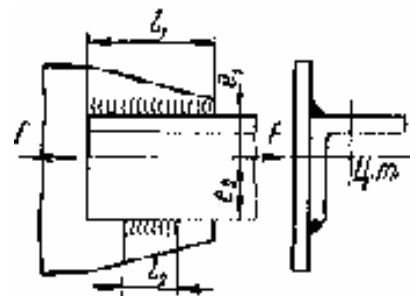


Рис. 3.8

Если соединение нагружено моментом (рис.3.9), то напряжения от момента распределяются по длине шва неравномерно, а их направление различно – рис.3.9, а (напряжения пропорциональны радиусам и перпендикулярны к ним).

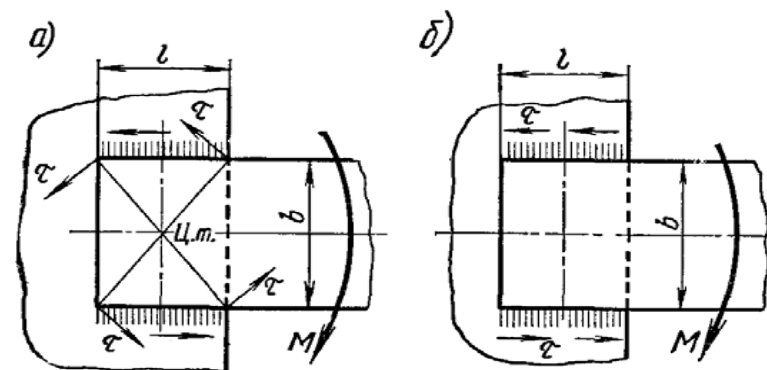


Рис. 3.9

Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше длина шва в отношении к ширине полосы b . В общем случае максимальные напряжения на концах шва можно определить по формуле кручения:

$$\tau = M/W_p$$

где W_p – полярный момент сопротивления, который подсчитывают для сечения швов в плоскости разрушения (см., например, рис. 3.15).

Для сравнительно коротких швов ($l > b$), распространенных в практике, применяют приближенный расчет по формуле:

$$\tau = \frac{M}{0,7klb} \leq [\tau'] \quad (3.7)$$

При выводе формулы условно полагают, что напряжения направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно. При этом напряжения в швах образуют пару сил с плечом b , которая уравнивает момент нагрузки M .

Лобовые швы (рис. 3.10) накладывают перпендикулярно к линии действия нагрузки P . Напряженное состояние лобового шва неоднородно. Здесь наблюдается значительная концентрация напряжений, связанная с резким изменением сечения деталей в месте сварки и эксцентричным приложением нагрузки.

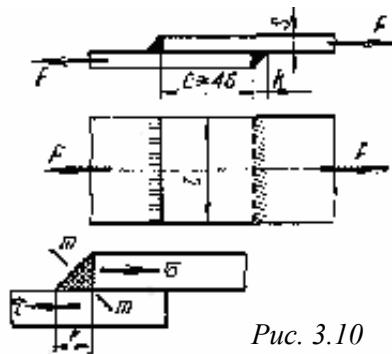


Рис. 3.10

Основными являются касательные напряжения на горизонтальной плоскости и нормальные напряжения на вертикальной плоскости.

По методу, принятому в инженерной практике, лобовые швы рассчитывают только по τ . За расчетное сечение, так же как и во фланговых швах, принимают сечение по биссектрисе $m - m$. Разрушение швов именно по этому сечению подтверждают исследования.

Для одного лобового шва:

$$\tau = F / (0,7kl) \leq [\tau'] \quad (3.8)$$

Для двух швов (нежелательная конструкция):

$$\tau = F / (2 \cdot 0,7kl) \leq [\tau'] \quad (3.9)$$

Косой шов (рис.3.11) обычно применяют в сочетании с фланговыми. Условие прочности косого шва имеет вид:

$$\tau = F / (0,7kl) \leq [\tau'] \quad (3.10)$$

На рис. 3.12 изображен случай, когда соединение одним угловым швом нагружено моментом M . При этом напряжения σ по торцу полосы (см. рис. 3.10) будут распределяться подобно тому, как распределяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки при изгибе. Переходя к ранее рассмотренному условному расчету лобовых швов по касательным напряжениям, получаем:

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{1}{6} 0,7kb^2} \leq [\tau'] \quad (3.11)$$

Комбинированное соединение лбовыми и фланговыми швами рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов.

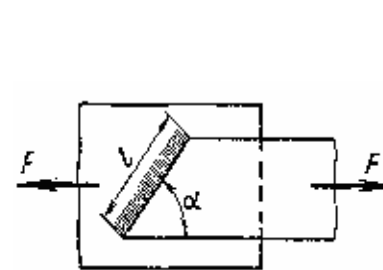


Рис. 3.11

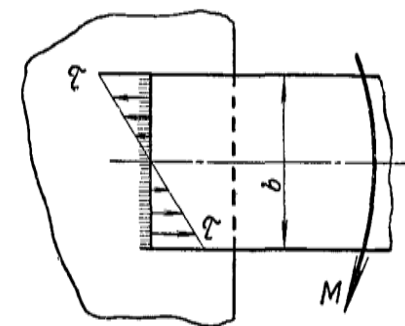


Рис. 3.12

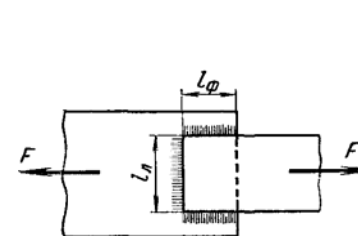


Рис. 3.13

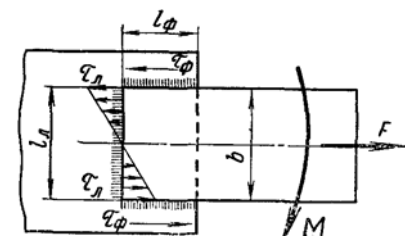


Рис. 3.14

При этом для соединения, изображенного на рис.3.13, получим:

$$\tau = \frac{F}{0,7k(2l_{\phi} + l_n)} \leq [\tau'] \quad (3.12)$$

На рис. 3.14 показан случай, когда соединение нагружено моментом и силой. При точном расчете такого соединения величина касательных напряжений от момента M определяется по полярному моменту опасного сечения швов.

В приближенном расчете полагают, что сопротивление комбинированного шва равно сумме сопротивлений составляющих швов или:

$$M = M_{\phi} + M_n,$$

где M_ϕ и M_l - моменты, воспринимаемые фланговым и лобовым швами, если учесть, что по условиям равнопрочности необходимая длина фланговых швов в комбинированном соединении не превышает 0,5, здесь можно применить формулу (3.7). Для определения используем формулу (3.11) и запишем в месте пересечения швов τ_ϕ и τ_l одно и то же напряжение, т.е., обозначая это напряжение через τ_m , после перестановки и несложных преобразований получим:

$$\tau_m = \frac{M}{0,7kl_\phi l_l + \frac{1}{6} 0,7kl_l^2}. \quad (3.13)$$

Напряжения в швах от действия силы F определяют по формуле (3.12). Обозначив эти напряжения через τ_p , получим суммарное максимальное напряжение:

$$\tau = \tau_m + \tau_p \leq [\tau']. \quad (3.14)$$

Оценивая соединения внахлестку, отметим, что по форме и расходу материала они уступают соединениям встык, но не требуют обработки кромок.

Соединение втавр

Втавр (впритык) соединяют элементы, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рис.3.15, а) или угловыми швами без разделки кромок (рис. 3.15, б). При нагрузке, показанной на рис.3.15, прочность соединения определяют по формулам:

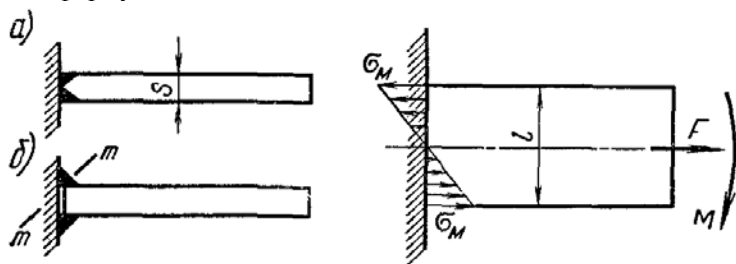


Рис. 3.15

Для стыкового шва

$$\sigma = \frac{M}{1/6(sl^2)} + \frac{F}{sl} \leq [\sigma']; \quad (3.15)$$

для угловых швов

$$\tau = \frac{M}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0,7kl^2} + \frac{F}{2 \cdot 0,7kl} \leq [\tau']. \quad (3.16)$$

При выводе формулы (3.16) учтено, что напряжения от момента M распределяются по длине шва аналогично напряжениям изгиба в поперечном сечении балки. За расчетное сечение по-прежнему принято сечение по биссектрисе.

На рис. 3.15 показано соединение втавр, нагруженное изгибающим и крутящим моментами. Напряжения в шве от крутящего момента:

$$\tau_k = \frac{2T}{0,7k\pi d^2}. \quad (3.17)$$

В уравнении (3.17) принято, что катет шва мал в сравнении с размером детали. При этом можно считать, что напряжения распределены равномерно по кольцевой площадке разрушения шва, равной 0,7, а средний диаметр этой площадки

$$d_{cp} = (d + 0,7k) \approx d.$$

Напряжения в шве от изгибающего момента

$$\tau_n = M / W_n \approx 4M / (0,7k\pi d_{cp}) \quad (3.18)$$

В этой формуле для сварного шва сопротивления определяют по сечению условной трубы с внутренним диаметром и толщиной стенки 0,7КП d_{cp} . Для такого сечения приблизительно

$$W_n \approx \pi/4((d_{cp})^2 t),$$

где $d_{cp} \approx d$ - средний диаметр, а $t \approx 0,7k$ - толщина стенки.

Напряжения τ_k и τ_n в сечении $m - m$ (см. рис. 3.17) взаимно перпендикулярны: τ_k перпендикулярно к плоскости чертежа, а τ_n лежит в плоскости чертежа. Поэтому суммарное напряжение:

$$\tau = \sqrt{\tau_k^2 + \tau_n^2} \leq [\tau']. \quad (3.19)$$

Соединение контактной сваркой

Стыковая контактная сварка при соблюдении установленных правил технологии обеспечивает равнопрочность соединения и деталей, поэтому можно не выполнять специальных расчетов прочности соединения при статических нагрузках.

Это справедливо только в том случае, если разогрев металла в зоне сварки не влечет за собой снижение его прочности (например, низкоуглеродистые и низколегированные стали, не подвергающиеся термообработке).

В противном случае допустимое напряжение при расчете деталей в месте стыка снижают с учетом уменьшения прочности материала в зоне термического влияния.

При переменных нагрузках допустимые напряжения понижают против статических так же, как и для стыковых соединений дуговой сваркой (см. ниже).

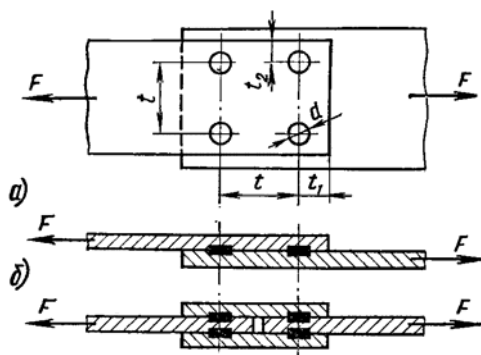


Рис. 3.16

Точечная сварка (рис. 3.16) применяется преимущественно для соединения деталей из тонкого листового материала при соотношении толщин ≤ 3 . Диаметр сварной точки выбирают в зависимости от толщины, меньшей из свариваемых деталей:

$$d = 1,2s + 4 \text{ мм при } s \leq 3$$

$$d = 1,5s + 4 \text{ мм при } s > 3$$

Минимальный шаг ограничивается явлением шунтирования тока ранее сваренной точкой. Расстояние от кромок t_1 и t_2 нормируется с учетом технологических и силовых факторов. Обычно принимают: $t=3d$; $t_1=2d$; $t_2=1,5d$.

Соединения точечной сваркой работают преимущественно на срез

$$\tau = \frac{F}{z(\pi d^2 / 4)i} \leq [\tau'] , \quad (3.20)$$

где z - число сварных точек; i - число плоскостей среза. Для конструкции по рис. 3.16, а) $z=4$, $i=1$; по рис. 3.18, б) $z=2$, $i=2$.

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка деталей расчетную точку и ее нагрузку определяют так же, как и для заклепочных соединений или соединений болтами, поставленными без зазора.

Точечному соединению свойственна высокая концентрации напряжений. Поэтому оно сравнительно плохо работает при переменных нагрузках. Концентрация напряжений образуется не только в сварных точках, но и в самих деталях в зоне шва. Это явление учитывают снижением допускаемых напряжений при расчете прочности деталей при переменных нагрузках (см. табл. 3.3).

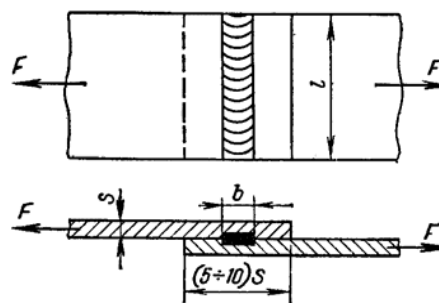


Рис. 3.17

Точечные сварные соединения часто применяют не как рабочие, воспринимающие основную нагрузку, а как связующие (крепление обшивки к каркасу, продольные швы составных штампованных балок и т.п.).

Ленточная или роликовая сварка (рис.3.17) при расчетах может рассматриваться как непрерывный ряд перекрывающихся друг друга точек.

Напряжения среза:

$$\tau = F / bl \leq [\tau'] . \quad (3.21)$$

Исследования показывают, что концентрация напряжений в ленточных швах меньше, чем в точечных (см. табл. 3.3).

3.3. ПРОЧНОСТЬ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Прочность сварного соединения зависит от следующих основных факторов: качества основного материала, определяемого его способностью к свариванию; совершенства технологического процесса сварки; характера действующих нагрузок (постоянные или переменные нагрузки).

Хорошо свариваются низкоуглеродистые и среднеуглеродистые стали. Высокоуглеродистые стали, чугуны и сплавы цветных металлов свариваются хуже.

Значительно снижают прочность такие пороки сварки, как непровары и подрезы (рис. 3.18), шлаковые и газовые включения, скопление металла в месте пересечения швов и т. п. Эти дефекты являются основными причинами образования трещин как в процессе сварки, так и при эксплуатации изделий.

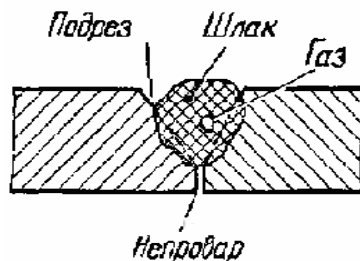


Рис. 3.18

Влияние технологических дефектов сварки значительно усиливается при действии переменных и ударных нагрузок.

Эффективными мерами повышения прочности сварных соединений являются: автоматическая сварка под флюсом и сварка в среде защитных газов; термообработка сваренной конструкции, наклеп дробью и чеканка швов. Эти меры позволяют повысить прочность сварных соединений при переменных нагрузках в 1,5 – 2 раза и даже доводить ее до прочности целых образцов.

При точечной сварке концентрация напряжений связана с сосредоточенной передачей нагрузки в зоне сварной точки и др.

Многообразие факторов, влияющих на прочность сварных соединений, а также приближенность и условность расчетных формул вызывают необходимость экспериментального определения допускаемых напряжений. Нормы допускаемых напряжений устанавливают с учетом конкретных качеств сварки и характера нагрузки швов. В настоящее время в машиностроении применяют нормы допускаемых напряжений, указанные в таблице 3.1.

Необходимо помнить, что данные в табл. 3.1 справедливы лишь при качестве шва, удовлетворяющем стандартным требованиям. Во всех других случаях следует проводить специальные испытания прочности соединения.

Для переменных нагрузок допускаемые напряжения, взятые из табл. 3.1, понижают умножением на коэффициент γ , меньший единицы [см. формулу (3.22)], а расчет выполняют по максимальному напряжению цикла ($\sigma_{\max}$ или $\tau_{\max}$) так, как если бы это напряжение было статическим.

Таблица 3.1

Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей, а также низколегированных сталей (типа 14ХГС, 15ГС, 15ХСНД, 09Г2, 19Г и пр.) при статических нагрузках

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения в швах		
	Растяжение [σ'] _р	Сжатие [σ'] _{сж}	Срез [τ']
Автоматическая под флюсом и ручная электродами Э42А и Э50А. Контактная стыковая	[σ] _р	[σ] _р	0,65 [σ] _р
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50. Газовая сварка	0,9 [σ] _р	[σ] _р	0,6 [σ] _р
Контактная точечная и роликовая . . .	—	—	≤ 0,6 [σ] _р

Примечание. В этой таблице [σ]_р = $\sigma_{\text{т}}/n$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках. (Для металлоконструкций запас прочности $n \approx 1,2 \div 1,8$.)

При переменных нагрузках рекомендуют рассчитывать прочность не только сварного шва, но и самих деталей а зоне шва также умножают на коэффициент γ . На основе экспериментальных и теоретических исследований величину γ вычисляют по формуле:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{\text{эф}} \pm 0,2) - (0,6K_{\text{эф}} \mp 0,2)} \leq 1, \quad (3.22)$$

где $\gamma = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ или $\tau_{\min} / \tau_{\max}$ — коэффициент асимметрии цикла напряжений; $K_{\text{эф}}$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. табл. 3.2 и 3.3); верхние знаки при растягивающем наибольшем по абсолютной величине напряжении, ниже — при сжимающем. В переходной зоне ($\gamma = -1$ или близко к этому) расчет ведут по более опасному случаю.

Таблица 3.2

Эффективный коэффициент концентрации $K_{эф}$ для расчета сварных швов и деталей в зоне сварки. Электродуговая сварка

Расчетный элемент	$K_{эф}$	
	Низкоуглеродистая сталь типа Ст 3	Низколегированная сталь типа 15ХСНА
Деталь в месте перехода к стыковому шву . .	1,5	1,9
То же, к лобовому шву	2,7	3,3
То же, к фланговому шву	3,5	4,5
Стыковые швы с полным проваром корня . . .	1,2	1,4
Угловые лобовые швы	2,0	2,0
Угловые фланговые швы	3,5	4,5

Таблица 3.3

Эффективный коэффициент концентрации $K_{эф}$ для расчета соединений контактной сваркой (для деталей и швов)

Марка стали	Состояние образца	Толщина, мм	При точках	
			связующих	рабочих
Точечная и роликовая сварка (цифры в скобках)				
Сталь 10	Нормализованы	3+3	1,4 (1,25)	7,5 (5)
Сталь 30ХГСА	Отпуск	1,5+1,5	1,35	12
Титановый сплав ВТ1	В состоянии по- ставкн	1,5+1,5	2,0 (1,3)	10 (5)
Алюминиевый сплав Д16Т	То же	1,5+1,5	2,0 (1,3)	5, (2,25)

Стыковая контактная сварка

Углеродистые стали $K_{эф} \approx 1,2$
 Высоколегированные и алюминиевые сплавы $K_{эф} \approx 1,2 \div 1,5$

* Формулы (3.22) рекомендуют для низко- и среднеуглеродистых сталей. Она может быть получена путем преобразования известных формул сопротивления материалов, определяющих коэффициенты запаса по усталостной прочности [см., например, формулы (14.4)]. Преимущество формулы (3.22) заключается в том, что она позволяет выполнять расчет при переменных нагрузках не по коэффициенту запаса прочности, а по допускаемому напряжению, т. е. проводить расчет не только в форме проверочного для готовой конструкции, но и в форме проектного при разработке этой конструкции (см. пример 3, где определяются размеры еще не существующей конструкции)

Если при вычислении по формуле (3.22) получают $\gamma > 1$, в расчет принимают $\gamma = 1$. Это обычно получается при большой асимметрии цикла ($r > 0$) и указывает на то, что для данного цикла решающее значение имеет не усталостная, а статическая прочность.

4. ШПОЧНЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) И ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные, зубчатые и профильные соединения служат для закрепления деталей на осях и валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т.д.. Соединения нагружаются в основном вращающим моментом.

4.1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Все основные виды шпонок можно разделить на клиновые и призматические. Первая группа шпонок образует напряженные, а вторая – ненапряженные соединения. Размеры шпонок и допуски на них стандартизированы.

Соединения клиновыми шпонками

Врезные клиновые шпонки (рис.4.1) характеризуются следующими положениями: свободной посадкой ступицы на вал (с зазором); расположением шпонки в пазе с зазорами по боковым граням * (рабочими являются широкие грани и шпонки); передача их вращающего момента отвала к ступице в основном за счет сил трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки.

Запрессовка шпонки смещает центр вала и ступицы на некоторую величину Δ (см. рис. 4.1), равную половине зазора посадки и деформации деталей. Это смещение вызывает дебаланс и неблагоприятно сказывается на работе механизма при больших скоростях вращения.

Клиновая форма шпонки может вызвать перекося детали, при котором её торцовая плоскость не будет перпендикулярна к оси вала. Обработка паза ступицы с уклоном, равным уклону шпонки, создает дополнительные технологические трудности и часто требует индивидуальной пригонки шпонки по пазу. Такая пригонка совершенно недопустима в условиях массового производства.

Эти недостатки послужили причиной того, что применение клиновых шпонок резко сократилось в условиях современного производства, которая без больших затруднений может обеспечить точную посадку ступицы на вал без больших зазоров, клиновая шпонка являлась средством исправления дефектов производства, т.к. она выбирала зазор и создавала натяг в соединении.

Ещё до приложения нагрузки в соединении образуются напряжения σ_1 и σ_2 (см. рис. 4.1).

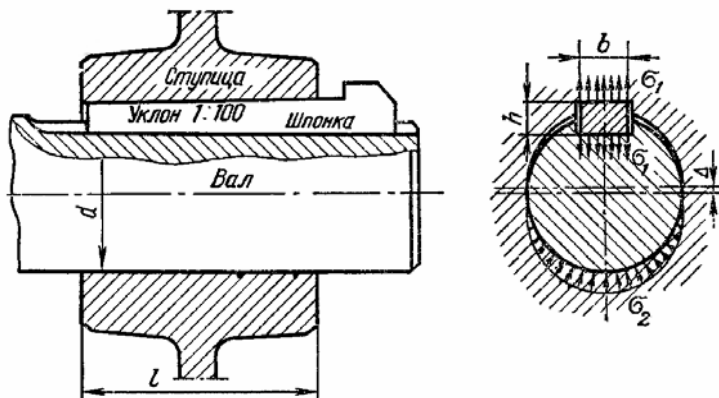


Рис. 4.1

Для решения задачи о прочности соединения рассмотрим условия равновесия вала под нагрузкой моментом T (рис.4.2). В расчетной схеме на рис. 4.2 действие напряжений σ_1 и σ_2 (см. рис.4.1) заменено равнодействующими N . Момент стремится повернуть вал в отверстии ступицы. Этому повороту препятствует пара сил трения $F = Nf$ и защемление шпонки. При защемлении левая половина шпонки дополнительно нагружается, а правая разгружается. Эпюра напряжений на гранях шпонки из равномерной преобразуется в трапециевидальную с максимальным напряжением σ . За расчетную принимают треугольную эпюру, соответствующую границе раскрытия стыка с правой стороны шпонки, то есть такую, при которой напряжения смятия ещё распространяются на всю ширину шпонки, но у правой кромки уже близки к нулю. При этом точка приложения равнодействующей N смещается от центральной оси на величину $(\frac{2}{3}b - \frac{1}{2}b) = \frac{1}{6}b$. Величину σ определяют из условий

$$\sigma bl/2 = N$$

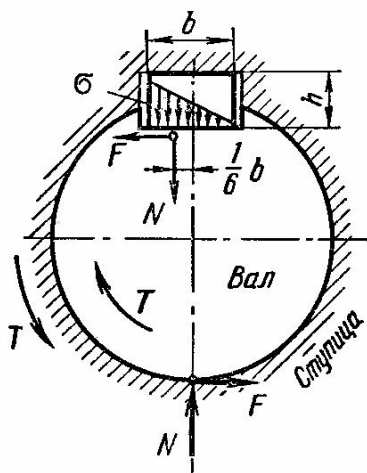


Рис. 4.2

и

$$T = Nad + N \frac{1}{6} b.$$

Решив их совместно относительно σ , получим

$$\sigma = \frac{2T}{bl(ad + \frac{1}{6}b)}. \quad (4.1)$$

Условием нераскрытия стыка является

$$\sigma \leq 2 \sigma_1. \quad (4.2)$$

Условие прочности по смятию

$$\sigma \leq [\sigma_{см}]. \quad (4.3)$$

В настоящее время нет данных о величине σ_1 , которую можно получить при запрессовке шпонки. Поэтому расчет производят по условию (4.3), в котором $[\sigma_{см}]$ устанавливают на основании опыта:

$$[\sigma_{см}] = 800 \div 1000 \text{ кгс/см}^2.$$

При этом $\sigma_1 \approx 400 \div 500 \text{ кгс/см}^2$, рекомендуют так же принимать

$$f \approx 0,13 \div 0,18. \quad (4.4)$$

Фрикционная шпонка (рис. 4.3) является одной из разновидностей клиновой шпонки. Конструкция соединения ясна из чертежа. В этом соединении нагрузка передается только трением. Поэтому его можно использовать как предохранительное при перегрузках. Кроме того, фрикционная шпонка позволяет регулировать положение ступицы на валу как в угловом, так и осевом направлении, что также используют на практике. При расчете прочности соединения обычно не учитывают влияния изменения формы первоначальной эпюры напряжений σ_1 от действия момента сил трения (Nah), приложенного к шпонке. В этом случае, рассмотрев равновесие вала, получим условие прочности соединения в виде

$$T \leq [T] \approx Nad = \sigma_1 blad, \quad (4.5)$$

где σ_1 по рекомендации (4.4).

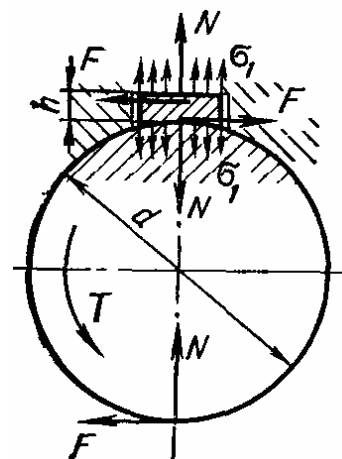


Рис. 4.3

Соединения призматическими шпонками

Это соединение ненапряженное и требует изготовления вала и отверстия в ступице с большой точностью. Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом. Момент передается с вала на ступицу шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении шпонки – напряжение сдвига τ (рис. 4.4).

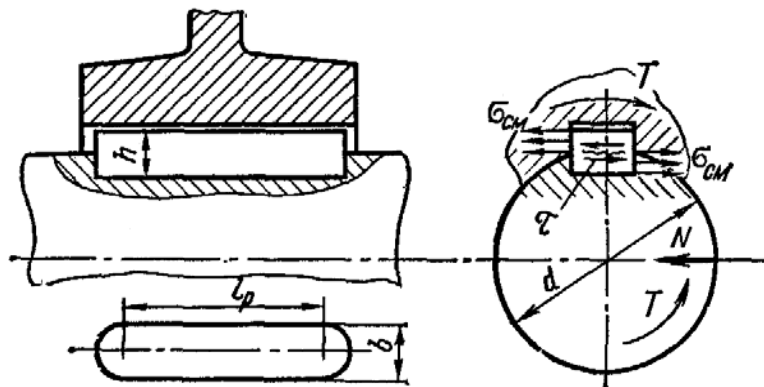


Рис. 4.4

Для простоты расчета допускают, что шпонка врезана в вал на половину своей высоты, напряжения $\sigma_{см}$ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $d/2^*$.

Рассматривая равновесие вала или ступицы при таких допущениях, получим условия прочности в виде:

$$\sigma_{см} = 4T/(h l_p d) \leq [\sigma_{см}], \quad (4.6)$$

$$\tau = 2T/(b l_p) \leq [\tau]. \quad (4.7)$$

У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивает не напряжение сдвига, а напряжение смятия. Поэтому при расчетах обычно используют только формулу (4.6).

Параллельность граней призматической шпонки позволяет осуществлять подвижные в осевом направлении соединения ступицы с валом (коробки скоростей и др.). Силы трения, возникающие при перемещении ступицы в подвижном соединении, могут нарушить правильное положение шпонки, поэтому её рекомендуют крепить к валу винтами (рис. 4.5, а).

В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице (рис. 4.5, б).

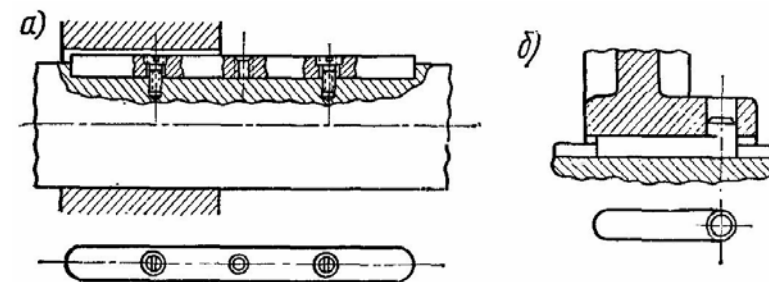


Рис. 4.5

Сегментная и цилиндрическая шпонки являются разновидностью призматической шпонки, т.к. принцип работы этих шпонок подобен принципу работы призматической шпонки.

Конструкция соединения с помощью сегментной шпонки показана на рис. 4.6. Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устой-

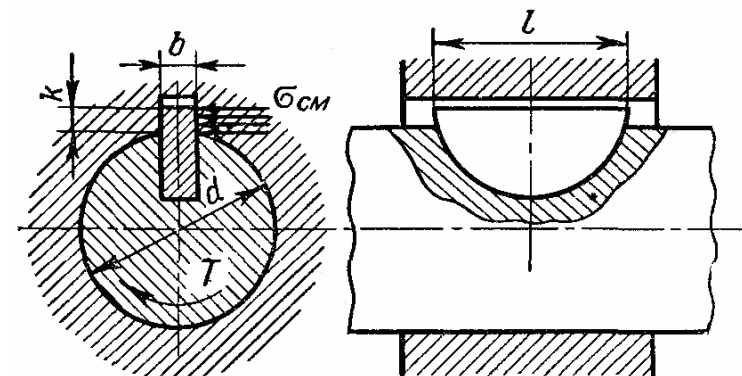


Рис. 4.6

чивое положение, чем у простой призматической шпонки. Это предохраняет шпонку от перекоса (выворачивания) под нагрузкой. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например на концах валов. Аналогично соединению с призматической шпонкой для сегментной шпонки получим

$$\sigma_{см} \approx 2T / (k l d) \leq [\sigma_{см}]. \quad (4.8)$$

При длинных ступицах можно ставить в ряд по оси вала две сегментные шпонки.

Конструкция соединения с цилиндрической шпонкой (штифтом) показана на рис. 4.7. Цилиндрическая шпонка может использоваться для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120° . Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают конечную форму.

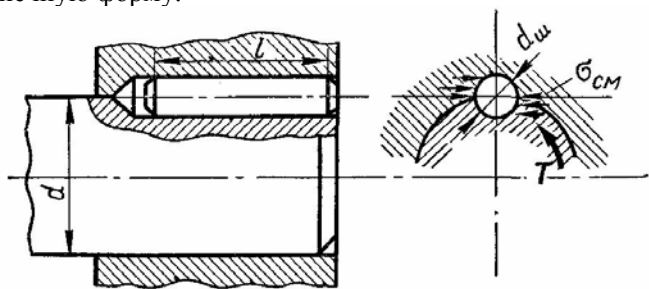


Рис. 4.7

Условие прочности соединения цилиндрической шпонкой по напряжению смятия аналогично формуле

$$\sigma_{см} \approx 4T / (d_{ш} l d) \leq [\sigma_{см}]. \quad (4.9)$$

Материал шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_b не ниже 50 кгс/мм^2 . Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки, типа посадки втулки на вал.

Для неподвижных соединений допускают:

при переходных посадках $[\sigma_{см}] = 800 \div 1500 \text{ кгс/см}^2 \approx 80 \div 150 \text{ МПа}$;
при прессовых посадках $[\sigma_{см}] = 1100 \div 2000 \text{ кгс/см}^2 \approx 110 \div 200 \text{ МПа}$.

Меньшие значения для чугунных ступиц и при резких изменениях нагрузки.

В подвижных соединениях допускаемые напряжения значительно снижают в целях предупреждения задира и ограничения износа.

При этом принимают $[\sigma_{см}] \approx 200 \div 300 \text{ кгс/см}^2 \approx 20 \div 30 \text{ МПа}$.

Оценка соединений призматическими шпонками и их применение

В настоящее время призматические шпонки широко применяют во всех отраслях машиностроения. Простота конструкции и сравнительно низкая стоимость являются главными достоинствами этого вида соединений.

Отрицательные свойства: соединение ослабляет вал и ступицу шпоночными пазами; концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает усталостную прочность вала; прочность соединения, как правило, ниже прочности вала и ступицы и в особенности при переходных посадках или посадках с зазором.

Технологическим недостатком призматических шпонок является трудность обеспечения их взаимозаменяемости, т.е. необходимость пригонки или подбора шпонки по пазу, что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производствах.

Пригонкой стремятся обеспечить устойчивое положение шпонки в пазах, т.к. перекося (выворачивание) шпонки значительно ослабляет соединение. Сегментная шпонка с глубоким пазом в этом отношении обладает преимуществом перед простой призматической шпонкой. Её предпочитают применять при массовом производстве.

Общие замечания по расчету шпоночных соединений

Все размеры шпонок и допуски на них стандартизированы. Стандарт предусматривает для каждого размера вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры b и h берут по справочнику и определяют l . Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего стандартного размера.

Полученные выше расчетные формулы не учитывают влияния сил трения, которые образуются в соединении при посадках с натягом. Эти силы трения частично разгружают шпонку и учитываются при выборе величины допускаемых напряжений.

В тех случаях, когда одна шпонка не может передать заданного момента, устанавливают две или три шпонки. При этом призматические шпонки обычно располагают под углом 180° . При расчете прочности многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Следует учитывать, что постановка нескольких шпонок связана с технологическими затруднениями, а также ослабляет вал и ступицу. Поэтому в настоящее время многошпоночные соединения почти не применяют. Их заменяют зубчатыми соединениями.

4.2. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Конструкции и классификация

Зубчатые соединения образуются при наличии нагруженных зубьев на валу и внутренних зубьев в отверстии ступицы (рис. 4.8).

Все размеры зубчатых соединений, а также допуски на них стандартизованы. По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямоточные, эвольвентные, треугольные.

Соединения с прямоточными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням зубьев (рис. 4.9, а), по нагруженному (рис. 4.9, б) или внутреннему (рис. 4.9, в) диаметру вала. Стандартом предусмотрены три серии соединений (легкая, средняя и тяжелая), которые отличаются высотой и количеством зубьев. Число зубьев изменяется в пределах от 6 до 20. У соединений тяжелой серии зубья выше, а их количество больше, чем у соединений средней и легкой серии.

При выборе способа центрирования руководствуются следующим.

Центрирование по диаметрам (D или d) обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням. Обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Поэтому его применяют при тяжелых условиях работы (большие напряжения, ударные и реверсивные нагрузки и т. п.).

Диаметр центрирования (нагруженный или внутренний) выбирают исходя из технологических условий. Если твердость материала втулки позволяет обработку протяжкой (350), рекомендуют центрирование по наружному диаметру. При этом центрирующие поверхности втулки калибруют протяжкой, а центрирующие поверхности вала – шлифованием. При высокой твердости втулки рекомен-

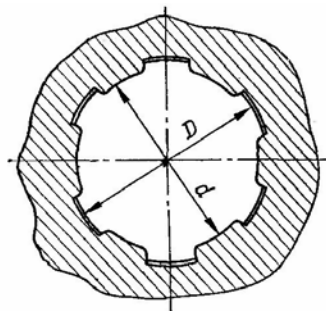


Рис. 4.8

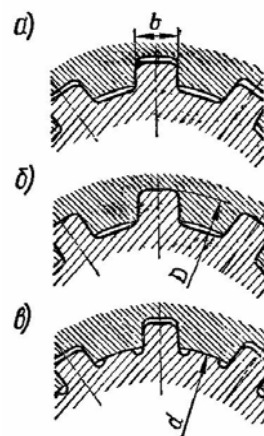


Рис. 4.9

дуют центрирование по внутреннему диаметру. В этом случае центрирующие поверхности отверстия и вала можно обработать шлифованием.

Соединения с эвольвентными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням (рис. 4.10, а) или по наружному диаметру вала (рис. 4.10, б). Наиболее распространен первый способ центрирования. Эвольвентные зубья протяжки или самого соединения можно изготавливать на зуборезных станках и получать при этом высокую точность. Технологические преимущества этих соединений обеспечивают им все более широкое применение. Эвольвентные зубья, так же как и прямоточные, можно применить в подвижных и неподвижных соединениях.

Соединения с треугольными зубьями (рис. 4.11) не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных втулках и стесненных габаритах по диаметру. Это соединение имеет большое число мелких зубьев (до 70), что позволяет применить его в тех случаях, когда требуется регулировать положение ступицы на валу в окружном направлении. Вследствие технологических трудностей треугольные зубья часто заменяют мелкими эвольвентами.

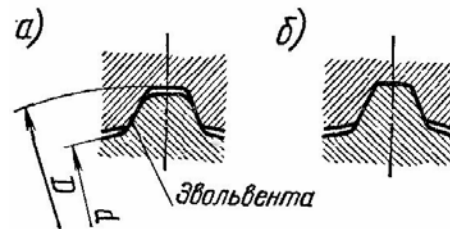


Рис. 4.10

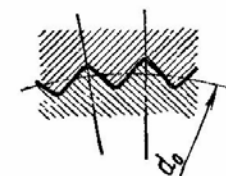


Рис. 4.11

Расчет зубчатых соединений

Размеры зубьев, аналогично шпонкам, выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала. Боковые поверхности зубьев испытывают напряжения смятия, а в сечениях у их оснований возникают напряжения среза и изгиба (рис. 4.12).

Для зубьев стандартного профиля решающее значение имеют напряжения смятия, которые определяют по формуле

$$\sigma_{см} = T / (Kzh\{r_{cp}) \leq [\sigma_{см}], \quad (4.10)$$

где $K \approx 0,7 \div 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий между зубьями; z – число зубьев; r_{cp} – средний

радиус поверхности контакта; $h = \frac{D-d}{2} - 2a$; $r_{cp} = (D+d)/2$ – для

прямоточных зубьев (a – см. рис. 4.12); $h \approx m$; $r_{cp} = m z/2$ – для эвольвентных зубьев (m – модуль).

Рекомендации по выбору величины допускаемых напряжений приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Допускаемые напряжения для зубчатых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	[σ_{cm}], кгс/см ²	
		Поверхность шлицев	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Тяжелые (с ударами)	350—500	400—700
	Средние	600—1000	1000—1400
	Легкие	800—1200	1200—2000
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые (с ударами)	—	30—100
	Средние	—	50—150
	Легкие	—	100—200

Примечание. При переводе в систему СИ (МПа) данные уменьшить в ≈ 10 раз.

Оценка и применение зубчатых соединений

Зубчатые соединения по сравнению со шпоночными обладают рядом преимуществ, главными из которых являются следующие: а) детали лучше центрируются на валах и имеют лучшее направление при осевом перемещении; б) прочность соединения, особенно при динамических нагрузках, повышается за счет увеличения суммарной рабочей поверхности зубьев по сравнению с поверхностью шпонки, а также за счет уменьшения глубины пазов и равномерного распределения нагрузки по окружности вала.

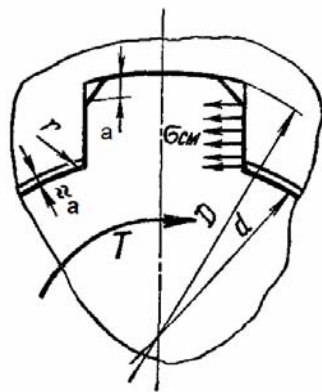


Рис. 4.12

Преимущества шлицевого соединения перед шпоночными обусловили его широкое применение в высоконапряженных машинах (автотракторная промышленность, станкостроение, авиастроение и т.д.).

4.3. ПРОФИЛЬНОЕ (БЕСШПОНОЧНОЕ) СОЕДИНЕНИЕ

Профильным соединением называется такое, у которого втулка сажается не на круглую поверхность вала. Простейшим профильным соединением является соединение с квадратным валом (рис. 4.13). Недостатки этого соединения – сложность изготовления отверстия и концентрация напряжений в углах.

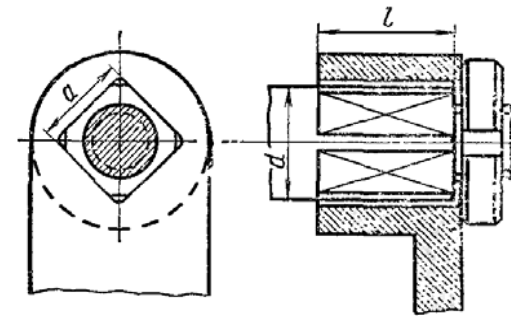


Рис. 4.13

Технологические трудности не позволяют изготовить соединение с точностью, достаточной для передачи больших крутящих моментов.

В практике соединения выполняют с ходовой посадкой типа А4/Х4 или А5/Х5 и применяют в

основном для посадки маховичков, рукояток и т.п.

Соединение рассчитывают приближенно по напряжениям смятия, возникающим на рабочих гранях. При выводе расчетных формул полагают, что зазор в соединении равен нулю. При этом напряжения смятия распределяются по схеме, представленной на рис 4.14, а расчетным уравнением будет:

$$T = 4 \frac{\sigma_{cm}}{2} \cdot \frac{a}{2} l \cdot \frac{a}{3} = \sigma_{cm} \frac{la^2}{3} \text{ или } \sigma_{cm} = \frac{3T}{la^2}. \quad (4.11)$$

Размер стороны квадрата рекомендуется принимать $a \approx 0,75d$.

Более совершенными являются профильные соединения с овальным контуром поперечного сечения, обладающим свойством равноосности – неизменности расстояния между двумя параллельными касательными (рис. 4. 15). В этом случае вал можно обрабатывать на токарных станках с копировальным устройством или специальных станках для точения валов некруглого сечения, а также на зуборезных станках, работающих по методу обкатки. Окончательную обработку отверстия выполняют фасонными протяжками.

По сравнению со шпоночными и зубчатыми соединениями профильные соединения обладают рядом преимуществ: они обеспечивают лучшее центрирование деталей, не имеют острых углов и резких переходов сечения, вследствие чего здесь нет концентрации напряжений и опасности возникновения трещин при термообработке.

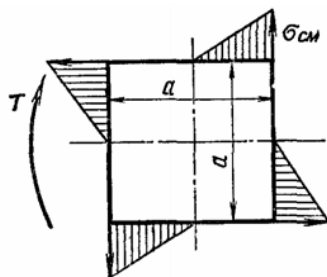


Рис. 4.14

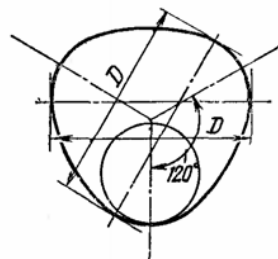


Рис. 4.15

Можно ожидать, что этот сравнительно новый способ соединения будет развиваться по мере совершенствования технологии обработки и точности изготовления деталей с фасонными поверхностями.

5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия и классификация

Схема ременной передачи изображена на рис. 5.1. Передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: плоскоременную (рис 5.1, а), клиноременную (рис. 5.1, б) и круглоременную (рис. 5.1, в) передачи.

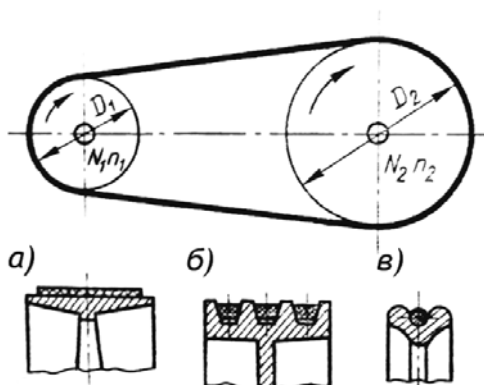


Рис. 5.1

Оценка и применение

Ременная передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение до последнего времени. Она применяется почти во всех отраслях машиностроения.

По сравнению с другими типами передач ременная обладает рядом специфических особенностей, которые определяют целесообразность ее применения. Для оценки ременной передачи сравним ее с зубчатой передачей как наиболее распространенной. При этом можно отметить следующие основные преимущества ременной передачи: возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 м и более); плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать при высоких скоростях; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня (ременная передача устраняет необходимость применения специальных предохранительных муфт); простота конструкции и эксплуатации.

Основными недостатками ременной передачи являются: невозможность выполнения малогабаритных передач (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров зубчатых колес); некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки; повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня (увеличение нагрузки на валы в 2—3 раза по сравнению с зубчатой передачей); низкая долговечность ремней (в пределах от 1000 до 5000 ч).

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях или высокие скорости не позволяют применять другие виды передач. Мощность современных передач не превышает обычно 50 кВт. При больших мощностях ременная передача получается громоздкой и невыгодной. В комбинации с зубчатой передачей ременную передачу устанавливают обычно на быстроходную ступень как менее нагруженную.

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиновые ремни. Применение плоских ремней старой конструкции значительно сократилось. Плоские ремни новой конструкции (пленочные ремни из пластмасс) получают распространение в высокоскоростных передачах. Круглые ремни применяют только для малых мощностей: в приборах, машинах домашнего обихода и т. п.

5.2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Теоретические основы расчета являются общими для всех типов ременных передач.

Критерии работоспособности и расчета

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность, определяемая силой трения между ремнем и шкивом; долговечность ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

В настоящее время *основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности*. Долговечность ремня учитывают при расчете путем выбора основных параметров передачи в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

Кинематика передачи

Окружные скорости на шкивах м/с (рис. 5.1):

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}; v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (5.1)$$

где D - мм; n - об/мин.

Учитывая неизбежное упругое скольжение ремня, можно записать

$$v_1 < v_2 \text{ или } v_2 = v_1(1 - \varepsilon), \quad (5.2)$$

где ε — коэффициент скольжения (причины скольжения рассматриваются ниже).

При этом передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 D_2}{v_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}. \quad (5.3)$$

В дальнейшем будет показано, что величина ε зависит от величины нагрузки, поэтому в ременной передаче передаточное отношение не является строго постоянным. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01 \div 0,02$.

Небольшая величина ε позволяет приближенно принимать:

$$i \approx \frac{D_2}{D_1}. \quad (5.4)$$

Геометрия передачи

На рис. 5.2 обозначено: α — межосевое расстояние; β — угол между ветвями ремня; α — угол обхвата ремнем малого шкива.

При геометрическом расчете известными обычно являются D_1, D_2 и a , определяются угол α и длина ремня l . Вследствие вытяжки и провисания ремня величины α и l не являются строгими, а поэтому могут определяться приближенно.

$$\alpha = 180^\circ - \beta \quad (\text{см. рис. 5.2})$$

Из условного построения, выполненного штриховой линией,

$$\sin \beta/2 = (D_2 - D_1)/2a$$

Учитывая, что $\beta/2$ практически не превышает 15° , приближенно принимаем значение синуса равным аргументу и запишем

$$\beta \approx \frac{D_2 - D_1}{a} \text{ рад} \approx \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ$$

При этом

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ, \\ \alpha &= 180^\circ - \frac{D_1(1 - i)}{a} 57^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

или

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$l = 2a \cos \beta/2 + \frac{D_1}{2}(\pi - \beta) + \frac{D_2}{2}(\pi + \beta) = 2a \cos \beta/2 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{\beta}{2}(D_2 - D_1)$$

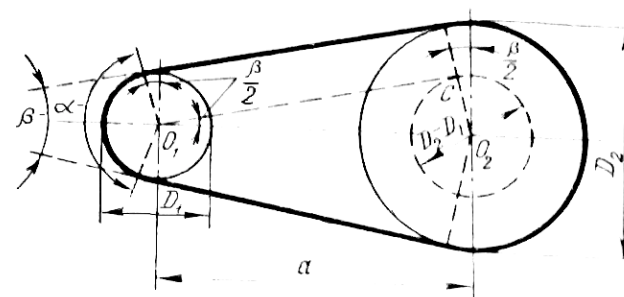


Рис. 5.2

Используя приближенную зависимость (здесь взяты два первых члена из разложения косинуса в ряд) $\cos \beta/2 \approx 1 - 1/2(\beta/2)^2$ и заменяя β , после несложных преобразований получаем

$$l \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad (5.6)$$

При заданной длине ремня, используя формулу (5.6), можно определить необходимое межосевое расстояние

$$a = \frac{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (5.7)$$

Силы и силовые зависимости

На рис. 5.3 показано нагружение ветвей ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ (рис. 5.3, а) и под нагрузкой $T_1 > 0$ (рис. 5.3, б). Здесь обозначено: S_0 — предварительное натяжение ремня (без учета центробежных сил); S_2 — натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче; $F_t = 2T_1/D_1$ — окружная сила передачи.

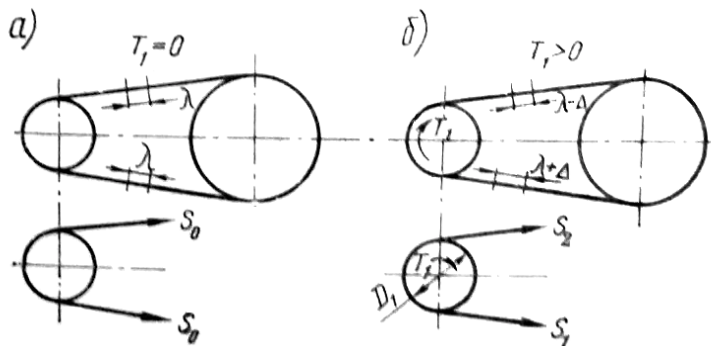


Рис. 5.3

По условию равновесия шкива имеем:

$$T_1 = \frac{D_1}{2}(S_1 - S_2)$$

или

$$(S_1 - S_2) = F_t \quad (5.8)$$

Связь между S_0, S_1 и S_2 можно установить на основе следующих рассуждений.

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви (рис. 5.3). Запишем:

$$S_1 = S_0 + \Delta S$$

$$S_2 = S_0 - \Delta S$$

или

$$S_1 + S_2 = 2S_0 \quad (5.9)$$

Из равенств (5.8) и (5.9) следует:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= S_0 \frac{F_t}{2} \\ S_2 &= S_0 \frac{F_t}{2} \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

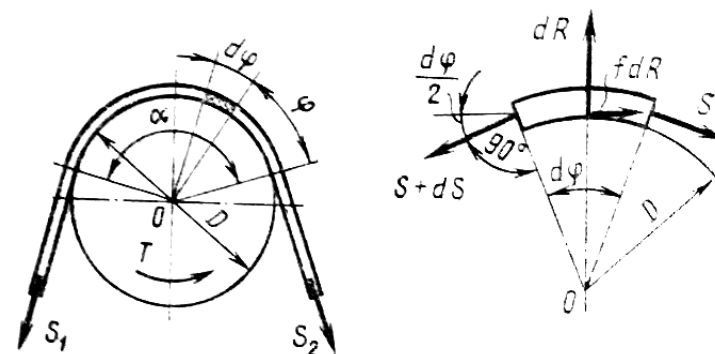


Рис. 5.4

Получили систему двух уравнений с тремя неизвестными S_0, S_1 и S_2 . Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t и предварительного натяжения S_0 , но не вскрывают тяговой способности передачи, которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Эта связь установлена Эйлером.

Эйлер установил зависимость между S_1 и S_2 на границе буксования, т. е. определил максимально допустимую величину F_t в зависимости от S_0 при условии полного использования запаса сил трения.

На рис. 5.4 обозначено: S — текущее значение натяжения ремня в сечении под углом φ ; dR — нормальная реакция шкива на элемент ремня, ограниченный углом $d\varphi$; fdR — элементарная сила трения.

По условиям равновесия

$$S \frac{D}{2} + fdR \frac{D}{2} - (S + dS) \frac{D}{2} = 0 \quad (\text{сумма моментов}),$$

или $fdR = dS$ (a)

$$dR - S \sin \frac{d\varphi}{2} - (S + dS) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (\text{сумма проекций})$$

Отбрасывая члены второго порядка малости и принимая $\sin d\varphi / 2 \approx d\varphi / 2$, получаем

$$dR = S d\varphi. \quad (\text{б})$$

Из формул (a) и (б) следует

$$dS / S = f d\varphi. \quad (\text{в})$$

Интегрируя, получаем:

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \int_0^\alpha f d\varphi, \quad \ln \frac{S_1}{S_2} = f\alpha, \quad \frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha}.$$

или

$$S_1 = S_2 e^{f\alpha} \quad (5.11)$$

где e — основание натурального логарифма.

Решая совместно уравнения (5.8) и (5.11) с учетом уравнения (5.9), находим:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \\ S_2 &= F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \\ S_0 &= \frac{F_t e^{f\alpha} + 1}{2 e^{f\alpha} - 1} \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

Формулы (5.12) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с величиной нагрузки F_t и факторами трения (f и α). Они позволяют также определить минимально необходимую величину предварительного натяжения ремня S_0 , при которой еще возможна передача заданной нагрузки F_t .

Если

$$S_0 < \frac{F_t e^{f\alpha} + 1}{2 e^{f\alpha} - 1},$$

в передаче начнется буксование ремня (Если в формулы (5.12) подставить не полный угол α , а лишь часть его, соответствующую углу упругого скольжения (см. ниже), то получим не предельные, а рабочие величины натяжений ремня).

Нетрудно установить (см. формулу (5.12)), что увеличение значений f и α благоприятно отражается на работе передачи. Так, например, если $f\alpha \rightarrow 0$, то S_1, S_2 и $S_0 \rightarrow \infty$, т. е. передача нагрузки становится невозможной при сколь угодно большом натяжении ремня.

Эти выводы приняты за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом.

В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения за счет заклинивания ремня в пазах шкива. Во второй — увеличивается угол обхвата α за счет натяжного ролика.

В передачах без натяжного ролика величина угла обхвата зависит от межосевого расстояния a и передаточного отношения i . С уменьшением a и с увеличением i уменьшается α [см. формулу (5.5)] или нагрузочная способность передачи. Поэтому в практике расчета ременных передач введены ограничения для значений α, a, i (см. ниже).

При круговом движении ремня со скоростью v (рис. 5.5) на каждый его элемент массой dm , расположенной в пределах угла обхвата, действуют элементарные центробежные силы dC . Действие этих сил вызывает дополнительное натяжение S_v во всех сечениях ремня. Элементарная центробежная сила

$$dC = dm \frac{v^2}{D/2} = \frac{\gamma}{g} (d\varphi \frac{D}{2} b\delta) \frac{v^2}{D/2} = \frac{\gamma}{g} b\delta v^2 d\varphi,$$

где γ — удельный вес ремня; g — ускорение силы тяжести. Из условий равновесия элемента ремня

$$dC \approx 2S_v \sin \frac{d\varphi}{2} \approx S_v d\varphi.$$

Подставляя, получаем

$$S_v = \frac{\gamma b\delta}{g} v^2. \quad (5.13)$$

Формула (5.13) позволяет отметить, что дополнительное натяжение ветвей ремня центробежными силами пропорционально квадрату окружной скорости v и массе ремня q . Натяжение S_v ослабляет полезное действие предварительного натяжения S_0 . Оно уменьшает величину сил трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

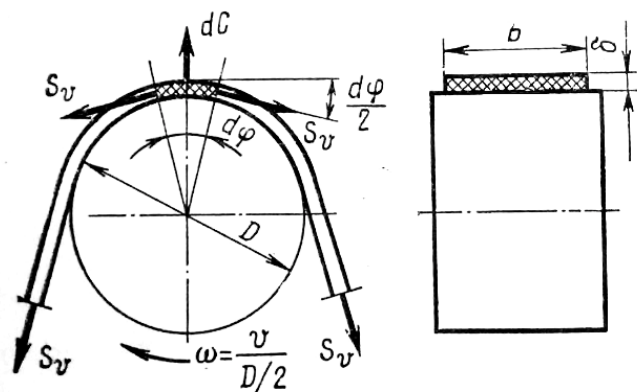


Рис. 5.5

Как показывают расчеты (см. ниже), влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно сказывается только при больших скоростях $v > 25$ м/с.

Напряжения в ремне

Наибольшие напряжения действуют в ведущей ветви ремня. Они складываются из σ_1 , σ_v и σ и значения которых следующие:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= S_1 / A, \\ \sigma_v &= S_v / A = (\gamma / g) v^2, \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

где $A = b\delta$ - площадь поперечного сечения ремня.

Учитывая формулу (5.10), напряжение ремня σ_1 можно представить в виде

$$\sigma_1 = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2a} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}, \quad (5.15)$$

где $\sigma_F = F_t / A$ — так называемое полезное напряжение, σ_0 — напряжение от предварительного натяжения.

Согласно формуле (5.8) полезное напряжение можно представить как разность напряжений ведущей и ведомой ветвей: $\sigma_F = \sigma_1 - \sigma_2$.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба $\sigma_{\text{и}}$ (рис. 5.6). По закону Гука

$$\sigma_{\text{и}} = \varepsilon E,$$

где ε — относительное удлинение наружных волокон; E — модуль упругости.

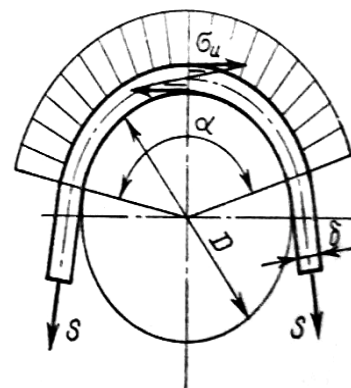


Рис. 5.6

Известно, что при чистом изгибе $\varepsilon = y/r$. Здесь y — расстояние от нейтрального слоя; r — радиус кривизны нейтрального слоя. Для ремня, огибающего шкив, $y = \delta/2$, $r \approx D/2$. При этом $\varepsilon = \delta/D$,

$$\sigma_{\text{и}} = (\delta/D)E. \quad (5.17)$$

Формула (5.17) позволяет отметить, что основным фактором, определяющим величину напряжений изгиба, является отношение толщины ремня к диаметру шкива. Чем меньше это отношение, тем меньше напряжение изгиба в ремне.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_v + \sigma_{\text{и}} \quad (5.18)$$

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис. 5.7

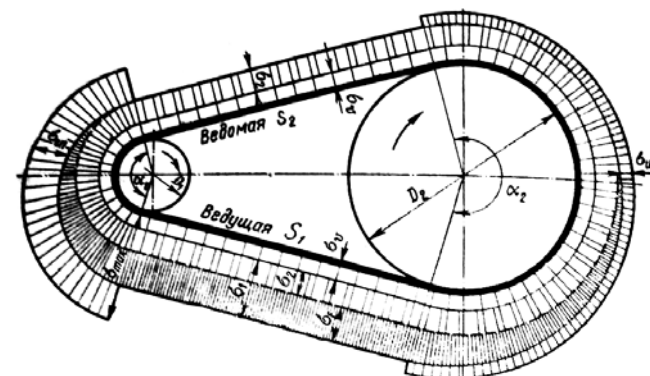


Рис. 5.7

**Влияние отдельных составляющих суммарного напряжения на тяговую способность передачи и долговечность ремня.
Рекомендации по выбору основных параметров передачи**

Тяговая способность передачи характеризуется величиной максимально допустимой окружной силы F_t или полезного напряжения σ_F .

Учитывая формулу (5.12), нетрудно убедиться, что допустимое по условию отсутствия буксования σ_F возрастает с увеличением напряжения от предварительного натяжения σ_0

$$\sigma_F = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (5.19)$$

Однако практика показывает значительное снижение долговечности ремня с увеличением σ_0 . Так, например, для клиновых ремней см. табл. 5.1.

Таблица 5.1

σ_0 , кгс/см ² (МПа)	9(0,9)	10(1)	12(1,2)	15(1,5)	18(1,8)
Относительная долговечность, %	420	250	100	33	13

Поэтому рекомендуют принимать:

для клиновых ремней $\sigma_0 \leq 15$ кгс/см² (1,5 МПа),

для плоских ремней $\sigma_0 \leq 18$ кгс/см² (1,8 МПа),

Величина полезного напряжения σ_F (величина нагрузки) влияет на долговечность примерно так же, как и σ_0 .

При указанных значениях σ_0 допустимое значение σ_F не превышает 20-25 кгс/см² (2,0 ÷ 2,5 МПа) (см. табл. 5.1 и 5.2).

Оценивая величину напряжений от центробежных сил по формуле (5.14), приближенно примем $g \approx 10$ м/с²; $\gamma \approx 1000$ кгс/м³ (для хлопчатобумажных, шерстяных и кожаных ремней $\gamma \approx 1000$ кгс/м³; для прорезиненных и клиновых $\gamma \approx 1100 \div 1200$ кгс/м³).

Сохраняя для v размерность м/с, получаем

$$\sigma_v \approx v^2 / 100 \text{ кгс/м}^3 (\approx v^2 / 1000 \text{ МПа}),$$

или

$$\text{при } v=10 \text{ м/с} \quad \sigma_v = 1 \text{ кгс/см}^2 (0,1 \text{ МПа}),$$

$$\text{при } v=20 \text{ м/с} \quad \sigma_v = 4 \text{ кгс/см}^2 (0,1 \text{ МПа}),$$

$$\text{при } v=40 \text{ м/с} \quad \sigma_v = 16 \text{ кгс/см}^2 (0,1 \text{ МПа}).$$

Таким образом, для наиболее распространенных на практике среднескоростных ($v < 25$ м/с) и тихоходных ($v < 10$ м/с) ременных передач влияние центробежных воздействий несущественно.

Оценивая значения напряжений от изгиба ремня по формуле (5.17), примем среднее значение модуля упругости $E = 2000$ кгс/см² (200 МПа).

(Величина E для различных материалов ремней колеблется в пределах от 1000 до 3500 кгс/см²).

Тогда

$$\text{при } D/\delta = 200 \quad \sigma_{\text{и}} = 10 \text{ кгс/см}^2 (1 \text{ МПа}),$$

$$\text{при } D/\delta = 100 \quad \sigma_{\text{и}} = 20 \text{ кгс/см}^2 (2 \text{ МПа}),$$

$$\text{при } D/\delta = 50 \quad \sigma_{\text{и}} = 40 \text{ кгс/см}^2 (4 \text{ МПа}),$$

$$\text{при } D/\delta = 25 \quad \sigma_{\text{и}} = 800 \text{ кгс/см}^2 (8 \text{ МПа}).$$

Сопоставляя величины различных составляющих суммарного напряжения в ремне и учитывая, что по соображениям компактности в передачах стремятся принимать низкие значения D/δ , можно отметить напряжения изгиба как наибольшие. Часто эти напряжения в несколько раз превышают все другие составляющие суммарного напряжения в ремне.

В отличие от σ_0 и σ_F увеличение $\sigma_{\text{и}}$ не способствует повышению тяговой способности передачи. Более того, напряжения изгиба как периодически изменяющиеся являются главной причиной усталостного разрушения ремней.

Для иллюстрации влияния величины напряжений изгиба на долговечность в табл. 5.2 приведены результаты испытаний клинового ремня (тип В) при различных диаметрах шкива:

Таблица 5.2

D, мм	160	180	200	225	250	280
Долговечность %	30	56	100	200	375	600

Поэтому на практике величину $\sigma_{\text{и}}$ ограничивают минимально пускаемыми значениями отношения D/δ (см. (5.25)).

Долговечность ремня зависит не только от величины напряжения, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений (рис. 5.8).

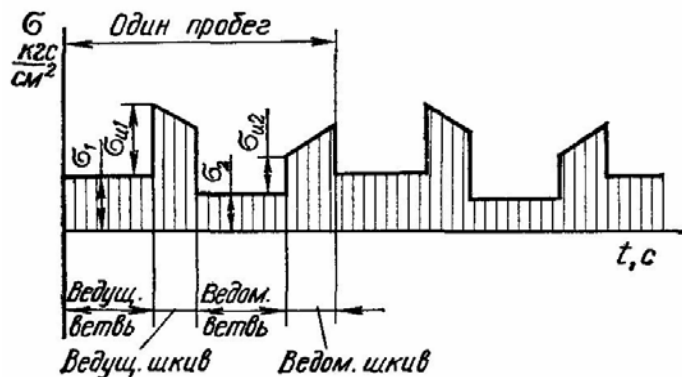


Рис. 5.8

Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня

$$U = v/l, \quad (5.20)$$

где v — окружная скорость; l — длина ремня.

Чем больше U , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения на частоту пробегов ремня:

- для плоских ремней $U \leq 3 \div 5$,
- для клиновых $U \leq 10 \div 20$.

(5.21)

Ограничение U косвенно ограничивает минимальную длину ремня (5.20) или межосевое расстояние (5.7).

Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью, но и с термостойкостью ремня. В результате гистерезисных потерь при деформации ремень нагревается тем больше, чем больше частота пробегов. Перегрев ремня приводит к снижению его прочности. Практика эксплуатации позволила установить, что при соблюдении указанных рекомендаций по выбору основных параметров передачи средняя долговечность ремней исчисляется 2000 - 3000 ч.

Скольжение в передаче

Исследования Н. Е. Жуковского показали, что в ременных передачах следует различать два вида скольжения ремня по шкиву: упругое скольжение и буксование. Упругое скольжение наблюдается при любой нагрузке передачи, а буксование — только при перегрузке.

Природа упругого скольжения может быть установлена на основе описанного ниже опыта.

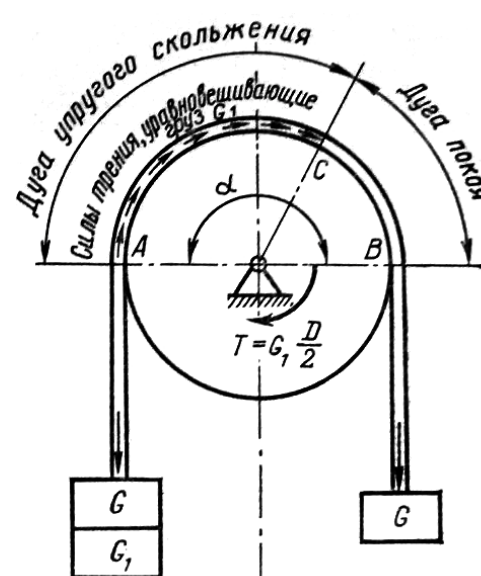


Рис. 5.9

На рис. 5.9 изображен ремень, расположенный на заторможенном шкиве (момент торможения T). В начале опыта к концам р подвешиваются равные грузы G . Под действием этих грузов G между шкивом и ремнем возникает некоторое давление и соответствующие ему силы трения.

В этом состоянии левая ветвь ремня нагружается добавочным грузом G_1 . Если величина груза G_1 будет больше сил трения между ремнем и шкивом, равновесие нарушится и ремень со-

скользнет со шкива. В противном случае состояние равновесия будет сохраняться. Однако при любой малой величине груза G_1 левая ветвь ремня получит некоторое дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения, постоянная для свободной ветви ремня, будет постепенно уменьшаться на дуге обхвата и станет равной нулю в некоторой точке C . Положение точки C определится по условию равенства веса груза G_1 и суммарной силы трения, приложенной к ремню на дуге AC . Дополнительное упругое удлинение ремня будет сопровождаться его скольжением по шкиву, это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC — дугой упругого скольжения. На дуге BC ремень останется в покое. Эту дугу называют дугой покоя. Сумма дуг упругого скольжения и покоя равна дуге обхвата, определяемой углом α . Чем больше G_1 , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя. При увеличении G_1 до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на весь угол обхвата — равновесие нарушится (буксование). По аналогии с этим в работающей ременной передаче роль грузов G выполняет сила натяжения ведомой ветви S_2 , а роль дополнительного груза G_1 — окружная сила F_t .

Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей, создаваемая нагрузкой, вызывает упругое скольжение в ременной передаче. При этом дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегаю-

щей ветви (рис. 5.10) (здесь нагрузка ведомого шкива аналогична показанной на рис. 5.9).

Отметим некоторый участок ремня длиной λ , в ненагруженной передаче и затем дадим нагрузку (рис. 5.10). При прохождении ведущей ветви отмеченный участок удлинится до $(\lambda + \Delta)$, а на ведомой сократится до $(\lambda - \Delta)$.

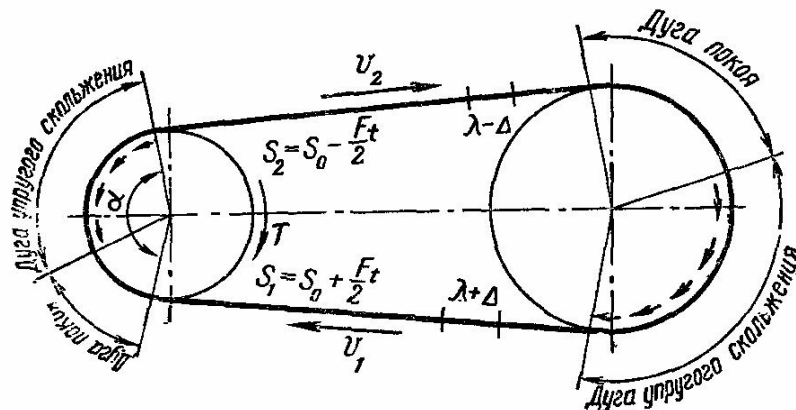


Рис. 5.10

Определяя окружные скорости шкивов по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получаем:

$$\text{для ведущего шкива } v_1 = (\lambda + \Delta) / \Delta t;$$

$$\text{для ведомого шкива } v_2 = (\lambda - \Delta) / \Delta t;$$

или

$$v_2 < v_1,$$

где Δt – время набегания отмеченного участка ремня на шкивы.

Разность скоростей v_1 и v_2 учитывается в формулах (5.2) и (5.3) коэффициентом скольжения ε .

По мере увеличения нагрузки (увеличивается Δ) разность окружных скоростей возрастает, а передаточное отношение изменяется. Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного отношения в ременных передачах.

При перегрузке передачи дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по всей поверхности соприкосновения со шкивом. Такое скольжение получило название буксования. При буксовании ведомый шкив останавливается, а к. п. д. передачи становится равным нулю.

Потери в передаче и к.п.д.

Потери мощности в ременной передаче складываются из: потерь в опорах валов; потерь от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением, деформаций, и в основном с деформациями изгиба (см. рис. 5.8), потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, а поэтому к. п. д. передачи определяют экспериментально или оценивают приближенно на основе практики. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение к. п. д. обычно принимают для плоскоремennых передач $\eta \approx 0,97$, а для клиноремennых $\eta \approx 0,96$.

Кривые скольжения и к.п.д.

В настоящее время работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и к. п. д. (рис. 5.11) Такие кривые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов (плоских, клиновых, кожаных, прорезиненных и др.).

На графике по оси ординат отсчитывают относительное скольжение ε и к. п. д. η в процентах, а по оси абсцисс — нагрузку передачи, которую выражают через коэффициент тяги,

$$\varphi = F_t / 2S_0 = \sigma_F / 2\sigma_0.$$

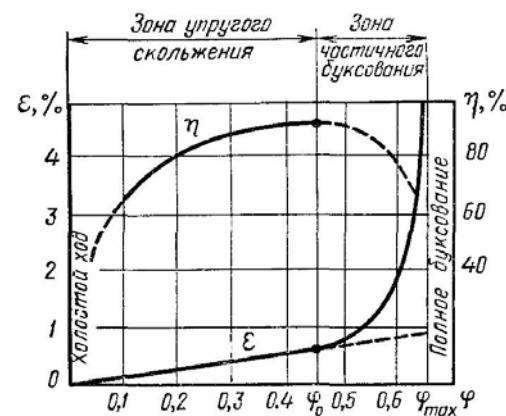


Рис. 5.11

Коэффициент тяги φ позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня S_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т. е. характеризует степень загруженности передачи. Целесообразность выражения нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и к.п.д.

связаны именно со степенью загруженности передачи, а не с абсолютной величиной нагрузки.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямоли-

нейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию.

В зоне от φ_0 до φ_{max} наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. Они разделяются продолжением прямой ε штриховой линией. Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от нее. Этому значению соответствует также и максимальное значение к. п. д.

Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне к. п. д. резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Отношение φ_0/φ_{max} для ремней:

плоских кожаных и шерстяных	$\approx 1,35 \div 1,5$
прорезиненных	$\approx 1,15 \div 1,3$
хлопчатобумажных	$\approx 1,25 \div 1,4$
клиновых	$\approx 1,5 \div 1,6$

В зоне упругого скольжения к. п. д. падает с уменьшением нагрузки. В передачах с постоянным предварительным натяжением ремня это снижение связано в основном с увеличением относительных потерь в опорах валов (при холостом ходе $\eta = 0$).

Максимальное значение к. п. д. зависит в основном от потерь на внутреннее трение в ремне и потому уменьшается с уменьшением диаметра шкива. При отношениях D_1/δ , меньше рекомендуемых, к.п.д. снижается примерно до 0,85 вместо 0,96 - 0,97 при нормальных условиях.

Допускаемые полезные напряжения в ремне σ_F

Анализ многочисленных кривых скольжения позволил установить зависимость для определения величины допускаемых полезных напряжений в ремне

$$[\sigma_F]_0 = c - \omega \frac{\delta}{D_1}, \quad (5.22)$$

где c и ω — постоянные коэффициенты, зависящие от типа и материала ремня, а коэффициент c также и от σ_0 .

Значения этих коэффициентов устанавливают при испытаниях ремней в стандартных условиях: $\alpha = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, нагрузка равномерная, передача горизонтальная. Так, например, при $\sigma_0 = 18$ кгс/см² (1,8 МПа) получено:

для кожаных ремней

$$[\sigma_F]_0 = 29 - 300 \frac{\delta}{D_1} \text{ кгс/см}^2 = 2,9 - 30 \frac{\sigma}{D_1} \text{ МПа};$$

для прорезиненных ремней

$$[\sigma_F]_0 = 26 - 100 \frac{\delta}{D_1} \text{ кгс/см}^2 = 2,6 - 10 \frac{\sigma}{D_1} \text{ МПа}.$$

Значения $[\sigma_F]_0$, подсчитанные по таким формулам, приводятся в табл. 5.3 и 5.4.

Таблица 5.3

Допускаемые полезные напряжения в ремнях $[\sigma_F]_0$, кгс/см² Плоские ремни при $\sigma_0 = 18$ кгс/см² (1,8 МПа)

Тип ремня	D_1/δ									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Прорезиненные	—	(21)	21,7	22,1	22,5	22,8	3	23,3	23,7	24
Кожаные	(14)	17	19	20,4	21,5	22,3	23	24	25	26
Хлопчатобумажные	(13,5)	15	16	16,7	17,2	17,7	18	18,5	19	19,5
Шерстяные	(10,5)	12	13	13,7	14,7	14,7	16	15,5	16	16,5

Примечания:

1. В СИ (МПа) данные таблицы уменьшить в ≈ 10 раз.
2. При $\sigma_0 = 20$ кгс/см² табличные значения $[\sigma_F]_0$ следует повышать, а при $\sigma_0 = 16$ кгс/см² — понижать на 10%.
3. При шкивах из пластмасс и дерева $[\sigma_F]_0$ повышают примерно на 20%.
4. При работе в сырых и пыльных помещениях $[\sigma_F]_0$ понижают на 10 ÷ 30%.

Зависимость $[\sigma_F]_0$ от δ/D_1 объясняется тем, что коэффициент трения между ремнем и шкивом связан с величиной нормального давления между ними или при прочих равных условиях - с величиной D и δ .

Переход от значений $[\sigma_F]_0$ для типовой передачи к допускаемым полезным напряжениям $[\sigma_F]$ для проектируемой передачи производится с помощью корректирующих коэффициентов:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_\alpha K_v K_H K_0, \quad (5.23)$$

где K_α — коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата (табл. 5.5 и 5.6);

K_0 – скоростной коэффициент, вводимый только для передач без автоматического регулирования натяжения (см. ниже) и учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил (табл. 5.7); K_H – коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня (табл. 5.8); K_0 – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линий центров передачи к горизонту (у вертикальных передач собственный вес ремня уменьшает его прижатие к нижнему шкиву) – табл. 5.9.

Таблица 5.4

Тип ремня	О			А			Б			В			
D_1 , мм	70	80	≥ 90	100	112	≥ 125	140	160	≥ 180	200	225	250	≥ 280
$[\sigma_F]_{0,2}$ кгс/см ²	14,5	15,7	16,5	15,1	16,1	17,0	15,1	16,7	17,4	15,1	16,9	18,4	19,1

Тип ремня	Г				Д			Е		
D_1 , мм	320	360	400	≥ 450	500	560	≥ 630	800	900	≥ 1000
$[\sigma_F]_{0,2}$ кгс/см ²	15,1	17,2	19,1	19,2	15,1	17,2	19,2	15,1	17,3	19,2

Примечания:

- В СИ (МПа) данные таблицы уменьшить в ≈ 10 раз.
- При $\sigma_0 = 15$ кгс/см² табличные значения $[\sigma_F]_0$ повышают на 12%, а при $\sigma_0 = 9$ кгс/см² — понижать на 20%.

Таблица 5.5

Коэффициент угла обхвата K_α для плоских ремней

α°	150	160	170	180	200	220
K_α	0,91	0,94	0,97	1,0	1,1	1,2

Таблица 5.6

Коэффициент угла обхвата K_α для клиновых ремней

α°	180	170	160	150	140	130
K_α	1,0	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87
α°	120	110	100	90	80	70
K_α	0,83	0,79	0,74	0,68	0,62	0,56

Таблица 5.7

Скоростной коэффициент K_v

v , м/с		5	10	15	20	25	30
K_v	Плоские ремни	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68
	Клиновые	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60

Для самонатяжных передач коэффициент K_v принимают равным 1 при всех скоростях.

Таблица 5.8

Коэффициент режима нагрузки K_H

Характер нагрузки	Равномерная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко переменная
K_H	1	0,9-0,8	0,8-0,7	0,7-0,6

Таблица 5.9

Коэффициент способа натяжения и расположения передач K_0

Угол наклона линии центров передачи к горизонту, град		0-60	60-80	80-90
K_0	Передача с автоматическим натяжением	1	1	1
	Передача с периодическим подтягиванием, передвижением вала или перешивкой ремня	1	0,9	0,8

Способы натяжения ремней

Выше было показано, что значение натяжения ремня S_0 оказывает значительное влияние на долговечность, тяговую способность и к. п. д. передачи. Наиболее экономичными и долговечными являются передачи с малым запасом трения (с малым запасом S_0).

На практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, а расчет передачи выполняют по максимальной из возможных нагрузок. При этом в передачах с постоянным предварительным натяжением S_0 в периоды недогрузок излишнее натяжение снижает долговечность и к. п. д. С этих позиций целесообразна конструкция передачи, у которой натяжение ремня автоматически изменяется с изменением нагрузки, т. е. отношение F_t/S_0 остается постоянным.

Пример такой передачи показан на рис. 5.12. Здесь ременная передача сочетается с зубчатой. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге 2, который является одновременно осью ведомого колеса 3 зубчатой передачи. Натяжение ремня $2S_0$ равно окружной силе в зацеплении зубчатой передачи, т. е. пропорционально моменту нагрузки.

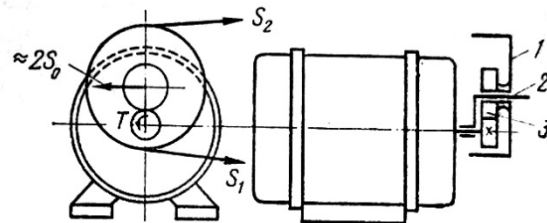


Рис. 5.12

Преимуществом передачи является также то, что центробежные силы не влияют на тяговую способность (передача может работать при больших скоростях). Недостатки такой передачи: сравнительная сложность конструкции и потеря свойств самопредохранения от перегрузки. Схема передачи является сравнительно новой и еще не получила широкого распространения.

На рис. 5.13 показан пример схемы передачи, в которой натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным. Здесь натяжение осуществляется за счет массы электродвигателя G , установленного на качающейся плите. Постоянное натяжение получают также с помощью пружин в передачах с натяжным роликом (см. рис. 5.16,е). Третьим способом натяжения является способ периодического подтягивания ремня (по мере его вытяжки) с помощью винта или другого подобного устройства (рис. 5.14), где двигатель может передвигаться по салазкам плиты. Периодическое регулирование натяжения требует

систематического наблюдения за передачей и, в случае недосмотра, приводит к буксованию и быстрому износу ремня.

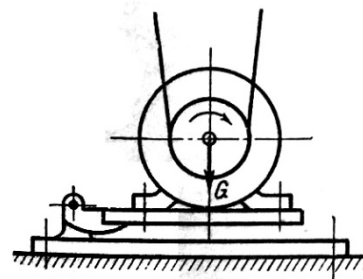


Рис. 5.13

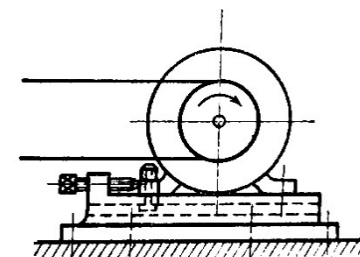


Рис. 5.14

При четвертом способе осуществляется установка ремня на шкивы с натягом. При этом оси шкивов закрепляются неподвижно, а ремень периодически перешивается по мере вытяжки. Этот способ простой, но имеет целый ряд недостатков. Он широко применялся раньше в передачах с большими межосевыми расстояниями и тяжелыми ремнями, в которых собственная масса ремня обеспечивала его натяжение.

Нагрузка на валы и опоры

Силы натяжения ветвей ремня (за исключением S_t) передаются на валы и опоры (рис. 5.15). Равнодействующая нагрузка

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \beta} \approx 2S_0 \beta / 2. \quad (5.24)$$

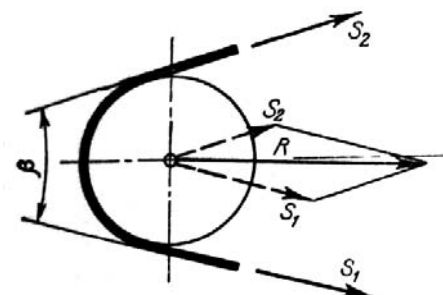


Рис. 5.15

Обычно R в два, три раза больше окружной силы F_t (см. пример расчета) и это, как указывалось выше, относится к недостаткам ременной передачи (в зубчатой передаче $R \approx F_t$).

5.3. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

До появления клиноременной передачи плоскоременная имела преимущественное распространение. Она проста, может работать при высоких скоростях и вследствие большой гибкости ремня обладает сравнительно высокими долговечностью и к. п. д.

Разновидности плоскоременных передач

На практике применяют большое число различных схем передач плоским ремнем. Из этих схем здесь рассматриваются только наиболее типичные: открытая передача (рис. 5.16,а) применяется при параллельном расположении валов и одинаковом направлении вращения шкивов; перекрестная передача (рис. 5.16,б), в которой ветви ремня перекрещиваются, а шкивы вращаются в обратных направлениях; полуперекрестная передача (рис. 5.16,в), в которой оси валов перекрещиваются под некоторым углом; угловая передача (рис. 5.16,г), в которой оси валов пересекаются под некоторым углом.

Из этих схем передач на практике чаще всего применяется простая открытая передача. В сравнении с другими она обладает повышенной работоспособностью и долговечностью. В перекрестных и угловых передачах ремень быстро изнашивается вследствие дополнительных перегибов, закручивания и взаимного трения ведущих и ведомой ветвей. Нагрузку этих передач принимают не более 70—80% от нагрузки открытой передачи.

Регулируемая передача со ступенчатыми шкивами (рис. 5.16,д) применяется в тех случаях, когда требуется регулировка передаточного отношения.

Передача с натяжным роликом (рис. 5.16,е) применяется при малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях и автоматически обеспечивает постоянное натяжение ремня. В этой передаче угол обхвата α , а следовательно, и тяговая способность ремня становятся независимыми от межосевого расстояния и передаточного отношения. При любых практически выполнимых значениях a и i можно получить $\alpha > 180^\circ$.

Натяжной ролик рекомендуют устанавливать на ведомой ветви ремня. При этом уменьшается потребная сила нажатия ролика на ремень, а дополнительный перегиб ремня на ролике меньше влияет на долговечность ремня, так как ведомая ветвь слабее нагружена. Основным недостатком такой передачи является понижение долговечности ремня вследствие дополнительного перегиба обратного знака.

Применение передачи с натяжным роликом сократилось после изобретения клиноременной передачи, которая также позволила уменьшить a и увеличить i .

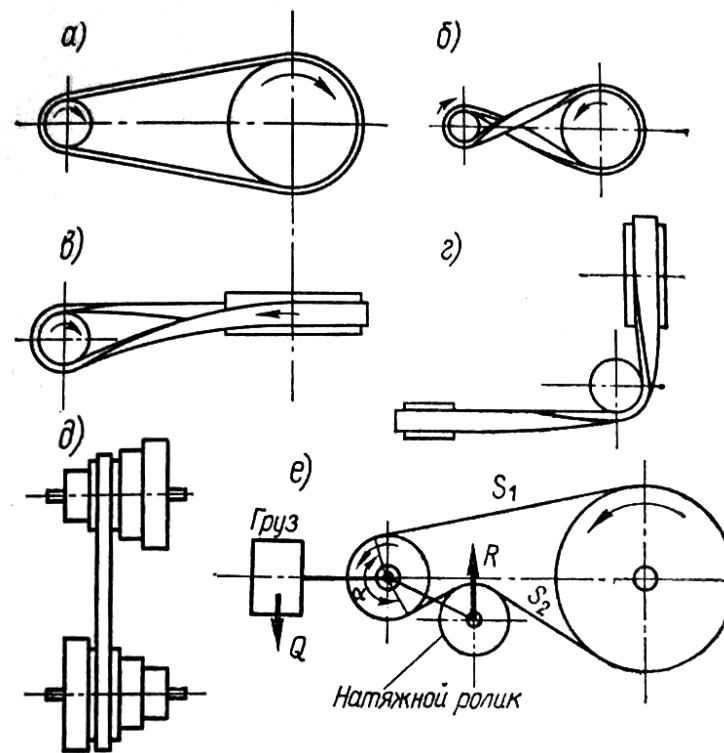


Рис. 5.16

Основные типы плоских ремней

В машиностроении применяются следующие основные типы стандартных ремней [1].

Кожанные ремни обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью, хорошо переносят колебания нагрузки. Высокая стоимость и дефицитность кожаных ремней значительно ограничивают их применение.

Прорезиненные ремни состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина обеспечивает работу ремня как

единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает коэффициент трения. Будучи прочными, эластичными, малочувствительными к влаге и колебаниям температуры, эти ремни успешно заменяют кожаные. Прорезиненные ремни следует оберегать от попадания масла, бензина и щелочей, которые разрушают резину. Эти ремни в настоящее время широко распространены.

Хлопчатобумажные ремни изготавливают как цельную ткань с несколькими слоями основы и утка, пропитанными специальным составом (битум, озокерит). Такие ремни, легкие и гибкие, могут работать на шкивах сравнительно малых диаметров с большими скоростями. Тяговая способность и долговечность у этих ремней меньше, чем у прорезиненных.

Шерстяные ремни - ткань с многослойной шерстяной основой и хлопчатобумажным утком, пропитанная специальным составом (сурик на олифе). Обладая значительной упругостью, они могут работать при резких колебаниях нагрузки и при малых диаметрах шкивов.

Шерстяные ремни менее чувствительны к температуре, влажности, кислотам и т. п., однако их тяговые свойства ниже, чем у других типов ремней.

Пленочные ремни - новый тип ремней из пластмасс на основе полиамидных смол, армированных кордом из капрона, лавсана или энанта. Эти ремни обладают высокой статической и усталостной прочностью. При малой толщине (от 0,4 до 1,2 мм) они передают значительные нагрузки (до 15 кВт), могут работать при малых диаметрах шкивов и с высокой быстроходностью (до 50 000 об/мин).

Соединение концов ремней оказывает большое влияние на работу передачи, особенно при значительных скоростях.

Недоброкачественное соединение концов ремня приводит его к преждевременному разрушению и снижает тяговую способность передачи. Существует много различных способов соединения концов ремней. Все эти способы можно разделить на три основные группы: сшивка, склеивание, металлическое скрепление. Выбирая тот или иной способ соединения концов ремня, следует учитывать рекомендации специальной литературы.

В последнее время промышленность начинает выпускать плоские ремни (например, пленочные) в виде замкнутой ленты определенной длины. Это значительно повышает долговечность ремней и допустимые скорости.

Методика расчета плоскоременной передачи

Расчет плоскоременной передачи базируется на рассмотренной выше общей теории ременных передач и экспериментальных данных. В этом расчете формулу Эйлера, определяющую тяговую способность передачи, и формулу (5.18) для суммарного напряжения в ремне, определяющую его прочность и долговечность, непосредственно не используют. Их учитывают в тех рекомендациях по выбору геометрических параметров (a , D , α и пр.) и допускаемых напряжений $[\sigma_F]_0$, $[\sigma_F]$, которые используют при расчете.

Для проектного расчета задают: мощность N_1 , кВт, частоту вращения n_1 , об/мин, передаточное отношение i (в некоторых случаях задают a , D_1 и тип ремня). Определяют: D_1 и D_2 , тип и размеры ремня (b , δ , l).

Для плоскоременных передач рекомендуют $\alpha \geq 150^\circ$; $i \leq 5$ – открытая передача; $i \leq 10$ – передача с натяжным роликом; $a \geq 2(D_1 + D_2)$ – открытая; $a \geq 2(D_1 + D_2)$ – с натяжным роликом; $U \leq 3(5)1/c$ – открытая; $U \leq 3(5)1/c$ – с натяжным роликом; $D_1 / \delta \geq 25$ – ремни кожаные, шерстяные, хлопчатобумажные; $D_1 / \delta \geq 30$ – ремни прорезиненные. (5.25)

При предварительном расчете, когда D_1 и b еще неизвестны, размер малого шкива можно приближенно оценить по формуле М. А. Саверина

$$D_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{N_1 / n_1}, \quad (5.26)$$

где N_1 – кВт, n_1 – об/мин, D_1 – мм.

После оценки D_1 , ориентируясь на рекомендации (5.25) и стандарты на размеры ремня, выбирают толщину ремня δ . Затем из расчета тяговой способности определяют ширину ремня b .

5.4. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Клиноременная передача применяется при сравнительно малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях. В этом случае простая плоскоременная передача работает неудовлетворительно.

Принципиальные основы конструкции

В этой передаче (см. рис. 5.1 и 5.17) ремень имеет трапециевидную (клиновую) форму поперечного сечения и располагается в соответствующих канавках шкива. В передаче обычно работает не-

сколько ремней, но может быть и один. Несколько тонких ремней применяют взамен одного толстого с целью уменьшения напряжений изгиба.

Форма канавки шкива выполняется так, чтобы между ее основанием и ремнем был гарантирован зазор Δ . При этом рабочими являются боковые поверхности ремня. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива D_H , так как в этом случае кромки канавок будут быстро разрушать ремень.

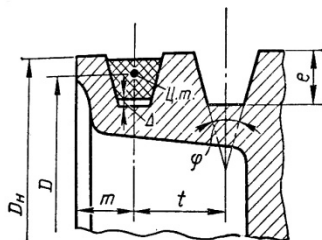


Рис. 5.17

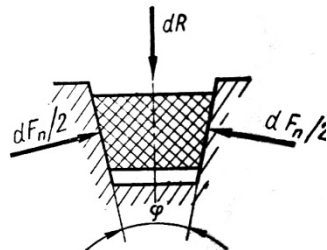


Рис. 5.18

Расчетным диаметром D шкива является диаметр, соответствующий окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня. Все размеры, определяющие форму обода шкива (e, m, t, D_H, D), выбирают по соответствующим таблицам стандартов в зависимости от размеров поперечного сечения ремня, которые также стандартизованы [12].

Применение клинового ремня позволило увеличить тяговую способность передачи за счет повышения трения.

Положим, что вследствие натяжения ветвей ремня его длиной dl прижимается к шкиву силой dR (рис. 5.18). При этом элементарная сила трения, действующая в направлении окружной силы,

$$dF = 2 \frac{dF_n}{2} f = dR \frac{f}{\sin \varphi / 2}.$$

В аналогичных условиях для плоскоременной передачи $dF = dRf$.

Сравнивая эти формулы, можно отметить, что в клиноременной передаче трение увеличивается с уменьшением угла клина φ .

Величину

$$\frac{f}{\sin \varphi / 2} = f' \quad (5.27)$$

называют *приведенным коэффициентом трения*. Для стандартных ремней угол φ принят равным 40° . При этом

$$f' = f / \sin 20^\circ \approx 3f.$$

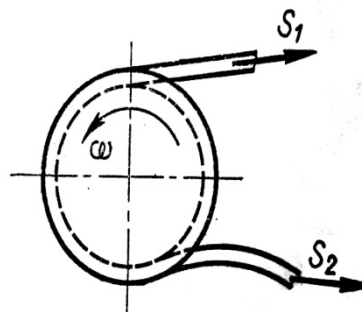


Рис. 5.19

При самозаклинивании ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающих ветвях (рис. 5.19) и быстрее разрушается от усталости.

Величину угла профиля канавки шкива определяют на основе нижеследующих соображений. При изгибе на шкиве профиль ремня искажается: ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия — увеличивается. При этом угол профиля ремня уменьшается. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление на его боковые грани распределится неравномерно (рис. 5.20). Долговечность ремня в этом случае уменьшится. В целях выравнивания давления углы канавок делают меньше угла профиля ремня: чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки. По стандарту на размеры шкивов клиноременных передач канавки изготавливают с углами от 34 до 40° .

Значительное увеличение трения позволяет сохранить нагрузочную способность клиноременной передачи при значительно меньших углах обхвата по сравнению с плоскоременной передачей.

В соответствии с формулами (5.12) при $S_0 = const$ тяговая способность этих передач (или величина силы F_d) будет оставаться постоянной при условии

$$\alpha_k f' = \alpha_n f,$$

где α_k и f' — угол обхвата и коэффициент трения клиноременной передачи; α_n и f — то же, для плоскоременной передачи. Имея в виду, что $f' \approx 3f$, а по условию (5.25) $\alpha_n \geq 150^\circ$, получим

$$\alpha_k = \frac{1}{3} \alpha_n \text{ или } \alpha_k \geq 50^\circ.$$

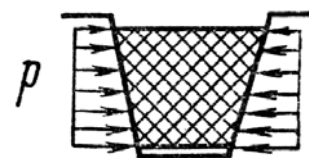


Рис. 5.20

С целью лучшего использования возможностей клиноременной передачи на практике рекомендуется принимать $\alpha_k \geq 120^\circ$ и в редких случаях до 70° . Малая величина допускаемых углов охвата α позволяет строить клиноременные передачи с малыми межосевыми расстояниями a и большими передаточными отношениями i , а также передавать работу с одного ведущего шкива ведомым (рис. 5.21).

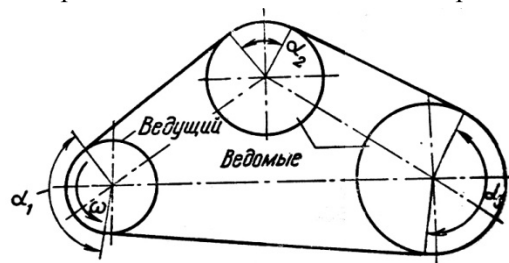


Рис. 5.21

Конструкция клинового ремня должна обладать достаточной гибкостью для уменьшения напряжений изгиба и в то же время иметь значительную поперечную жесткость во избежание глубокого заклинивания в канавках шкивов.

В настоящее время применяют ремни с различной структурой поперечного сечения. Одно из типичных и наиболее распространенных сечений изображено на рис. 5.22. Слои шнурового корда 1 являются основным несущим элементом ремня. Они расположены в нейтральной зоне (по изгибу) для повышения гибкости ремня. Тканевая обертка 3 увеличивает прочность ремня и предохраняет его от износа. Резина 2 как наполнитель объединяет ремень в единое целое и придает ему эластичность. Клиноременные ремни изготавливают в виде замкнутой бесконечной ленты.

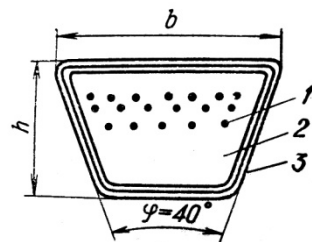


Рис. 5.22

Для передач общего назначения по ГОСТ 1284—68 изготавливают семь типов клиновых ремней О, А, Б, В, Г, Д, Е, отличающихся размерами поперечного сечения. Размеры сечения соответственно увеличиваются от типа О и Е.

Методика расчета клиноременных передач

Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых ремней позволило определить допускаемую нагрузку для каждого типоразмера ремня, а расчет передачи свести к подбору типа и числа ремней по таблицам или графикам.

Тип и число ремней выбирают и рассчитывают, используя формулу (5.28) и графики рис. 5.23 - 5.25.

$$N = N_0 K_\alpha K_n z, \quad (5.28)$$

где N — мощность передачи; N_0 — мощность, передаваемая одним ремнем в условиях типовой передачи ($\alpha=180^\circ$, нагрузка равномерная) — по графикам на рис. 5.23—5.25; K_α — коэффициент угла охвата — по табл. 5.6; K_n — коэффициент режима нагрузки — по табл. 5.8; z — число ремней.

Значения мощностей на графиках (рис. 5.23 - 5.25) даны применительно к ремням с кордом на основе искусствен-

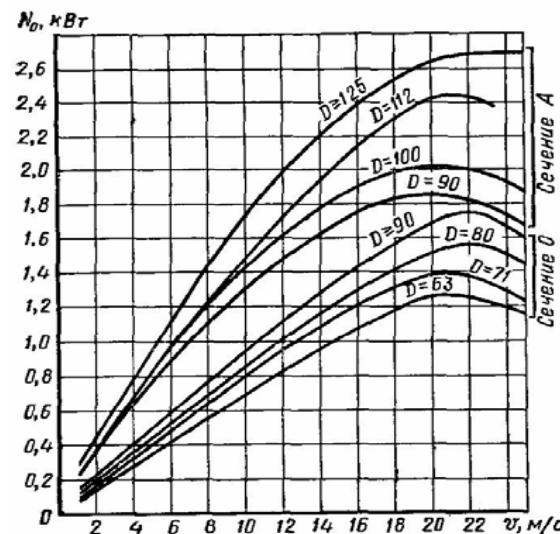


Рис. 5.23

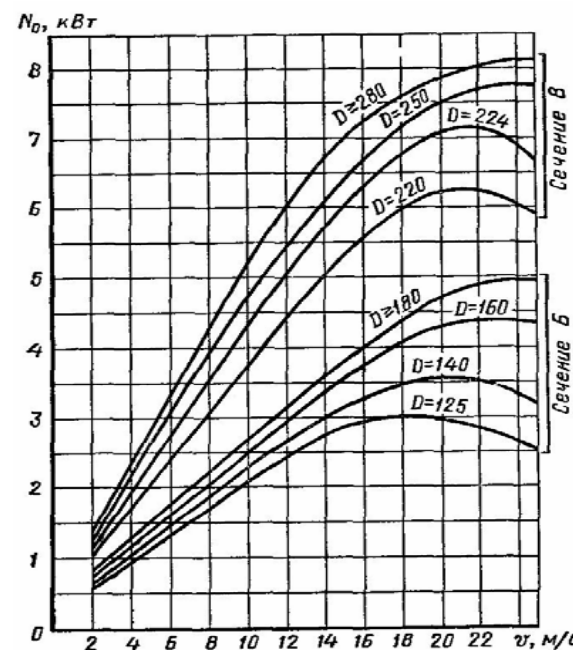


Рис. 5.24

ных волокон: рис. 5.23 – для сечений ремней *O* и *A*, рис. 5.24 – для сечений *B* и *B*, рис. 5.25 – для сечений *Г*, *Д* и *Е*.

В случае применения синтетических волокон значения мощностей можно увеличить примерно на 10%. Расчет выполняют по диаметру малого шкива D_1 . При выборе диаметров шкивов из числа указанных из графиков следует учитывать, что при меньших диаметрах уменьшаются габариты передачи, но увеличивается число ремней. Расчетные диаметры обоих шкивов рекомендуют выбирать из числа.

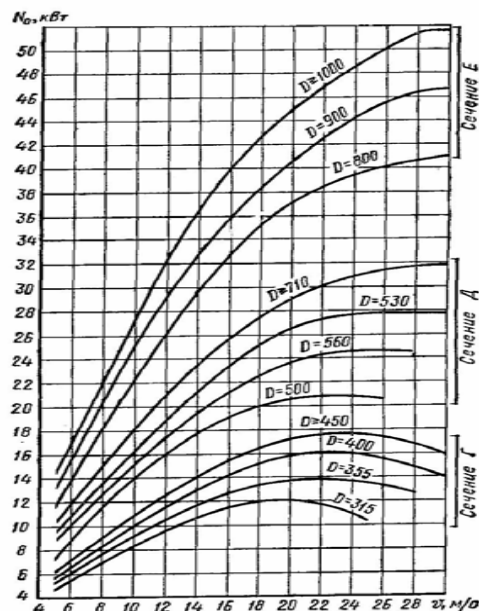


Рис. 5.25

Таблица 5.10

Рекомендуемые значения межосевого расстояния

i	1	2	3	4	5	6
a	$1,5 D_2$	$1,2 D_2$	D_2	$0,95 D_2$	$0,9 D_2$	$0,85 D_2$

В формуле (5.28) предполагается равномерное распределение нагрузки между всеми ремнями передачи.

Таблица 5.11

Рекомендуемое общее натяжение ремня $2S_0$

Сечение ремня	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>
$2S_0$, кгс	11—17	20—30	35—50	60—85	130—180	190—270	320—450

Однако из-за отклонений в размерах ремней и канавок шкивов это условие не соблюдается. Чем больше число ремней, тем труднее по-

лучить их равномерную загрузку. Поэтому рекомендуют ограничивать число ремней по условию

$$z \leq 8. \quad (5.29)$$

В передачах с несколькими ремнями срок службы ремней в значительной степени зависит от точности упомянутых размеров. При неодинаковых размерах канавок шкивов и ремней ремни располагают на разных диаметрах, вследствие чего появляется дополнительное скольжение и дополнительная потеря мощности.

Выполняя расчет, необходимо учитывать следующие рекомендации:

$$\alpha \geq 120^\circ (90^\circ);$$

$$i \leq 7 (10); \quad (5.30)$$

$$U \leq 10 (20) \text{ с}^{-1};$$

$$2(D_1 + D_2) \geq a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h,$$

где h – высота поперечного сечения ремня.

В указанных пределах рекомендуемое межосевое расстояние можно выбирать по табл. 5.10 в зависимости от i и D_2 .

Предварительное натяжение ремня — по рекомендации табл. 5.11.

5.5. ПЕРЕДАЧА ЗУБЧАТЫМИ РЕМНЯМИ

В этой передаче на внутренней стороне плоского ремня образованы выступы (зубья) трапецевидальной формы (рис. 5.26), а на шкиве — соответствующие впадины. Таким образом, передача работает по принципу зацепления, а не трения. К ремненным передачам она относится условно только по названию и конструкции тягового органа. По принципу работы она относится к цепным передачам. Принцип зацепления устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении, что повышает к. п. д. передачи. Здесь уменьшается влияние угла обхвата и межосевого расстояния на тяговую способность, что позволяет значительно снизить габариты передачи и увеличить передаточное отношение. Эластичная связь и упругость зубьев (вместо жестких шарнирных связей цепи) устраняет шум и динамические нагрузки.



Рис. 5.26

Использование принципа зубчатого ремня было предложено давно, но его практическое применение оказалось возможным только с появлением новых материалов — пластмасс. Ремень изготавливают из эластичных малостойких резины или пластмассы и армируют стальными проволоочными тросами или полиамидным кордом.

В настоящее время передача зубчатыми ремнями находится в стадии изучения и освоения. Первое применение они получают в станкостроении. Этой отраслью промышленности разработаны стандарт на конструкцию ремней и шкивов, а также рекомендации по расчету передачи.

6. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В разделе «Детали машин» изучают методы расчета зубчатых передач на прочность. При этом предполагается, что из «Теории механизмов» изучающим известны расчеты геометрии зацепления и способы изготовления зубчатых колес. Некоторые сведения по этим вопросам излагаются в разделе «Детали машин» в том объеме, какой необходим для уяснения основных положений расчета на прочность.

Принцип действия и классификация

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес (рис. 6.1, где а – внешнее; б – внутреннее зацепление, в – реечная передача).

По расположению осей валов различают: передачи с параллельными осями и с цилиндрическими зубчатыми колесами внешнего или внутреннего зацепления (см. рис 6.1); передачи с пересекающимися осями (конические зубчатые колеса); передачи с перекрещивающимися осями – цилиндрические винтовые, конические гипоидные, червячные (см. рис. 7.1). Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой (см.рис.6.1. в).

Эти передачи являются частным случаем передачи с цилиндрическими колесами, у которой диаметр одного из колес равен бесконечности. Они служат для преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот.

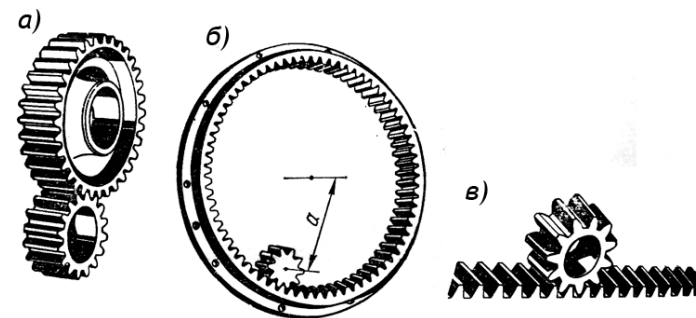


Рис. 6.1

По расположению зубьев на колесах различают: прямозубые – (рис. 6.1), косозубые (рис. 6.4) передачи и передачи с круговым зубом (рис. 6.31).

По форме профиля зуба различают: эвольвентные и круговые передачи. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 г. Он обладает целым рядом существенных технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М.Л. Новиковым в 1954 г. По сравнению с эвольвентным он позволяет повысить нагрузочную способность зубчатых передач.

Оценка и применение

Основные преимущества зубчатых передач: а) высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты (рис. 6.2, где а – зубчатая, б – ременная, в – клиноременная, г – цепная передачи с одинаковыми характеристиками);

б) *большая долговечность и надежность работы* (большинство зубчатых передач имеет практически неограниченный срок службы);

в) *высокий к. п. д.* (до 0,97 - 0,98 в одной ступени);

г) *постоянство передаточного отношения* (отсутствие проскальзывания);

д) *возможность применения в широком диапазоне скоростей* (до 150 м/с), *мощностей* (до десятков тысяч кВт) и *передаточных отношений* (до нескольких сот).

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки.

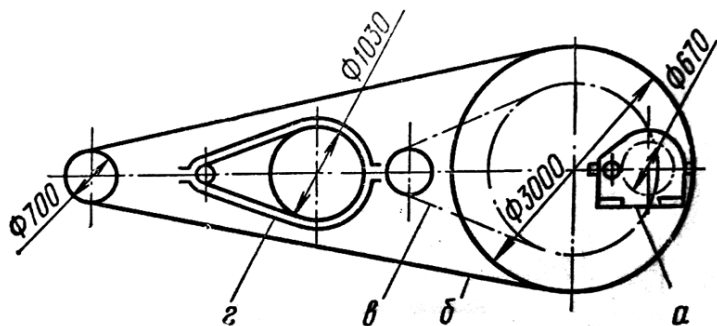


Рис. 6.2

Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи имеют широкое распространение во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

Из всех перечисленных выше разновидностей зубчатых передач большее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические, винтовые и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

6.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКЕ

Все понятия и параметры, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы. Стандарты устанавливают термины, определения и обозначения, а также методы расчета геометрических параметров.

Основные параметры

Меньшее из пары зубчатых колес называют *шестерней*, а большее – *колесом*. Термин *зубчатое колесо* является общим.

Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – 2 (Рис 6.3). Кроме того, различают индексы, относящиеся: ω – к начальной поверхности или окружности; b – основной поверхности или окружности; a – к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; f – к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев.

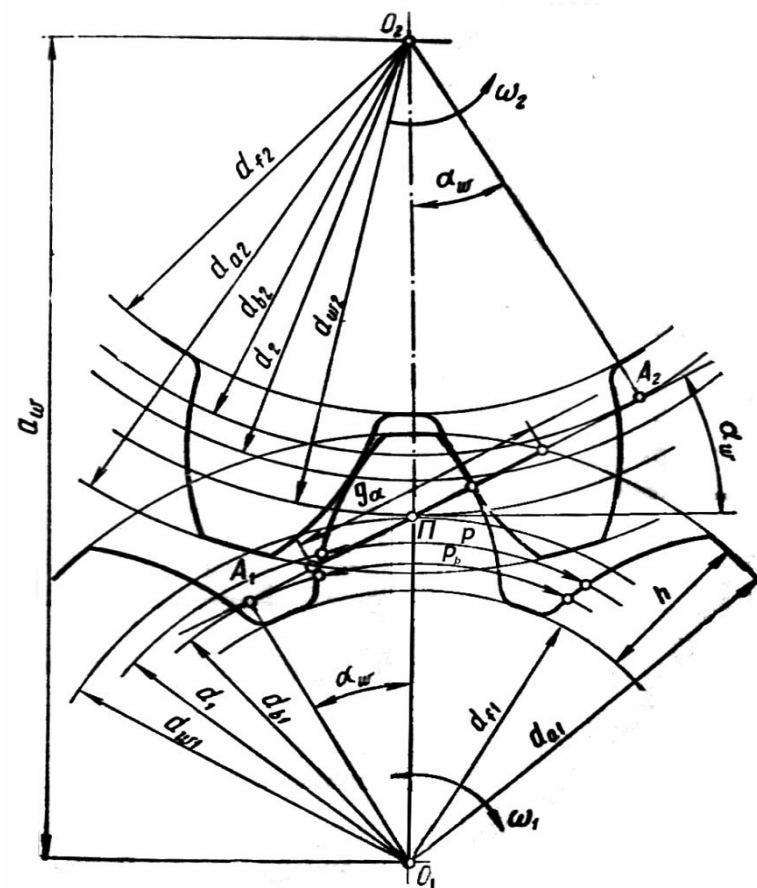


Рис. 6.3

Параметрам, относящимся к длительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

Общие понятия о параметрах пары зубьев колес и их взаимосвязи проще всего уяснить, рассматривая прямозубые колеса. При этом особенности косозубых колес рассматриваются дополнительно.

Z_1 и Z_2 – число зубьев шестерни и колеса; $u = Z_2/Z_1$ – передаточное число (отношение большего числа зубьев к меньшему – используется наряду с передаточным отношением $i = n_1/n_2$, как удобное при расчете на контактную прочность); p – окружной шаг по делительной окружности (равный шагу исходной зубчатой рейки); $p_b = p \cos \alpha$ – окружной шаг по основной окружности; α – угол

профиля делительный (равный углу профиля исходного контура по ГОСТ 13755-68 $\alpha = 20^\circ$); α_ω – угол зацепления или угол профиля начальный

$$\cos \alpha_\omega = \frac{(z_1 + z_2)m \cos \alpha}{2a_\omega},$$

$m = p/\pi$ – окружной модуль зубьев (является основной характеристикой размеров зубьев). Значения модулей стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм (табл. 6.1); $d = pz/\pi = mz$ – диаметр делительной окружности (по которой обкатывается инструмент при нарезании); $d_b = d \cos \alpha$ – диаметр основной окружности (разверткой которой являются эвольвенты зубьев); d_{w1} и d_{w2} – диаметры начальных окружностей (по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения);

$$d_{w1} = 2a_w / (u + 1); d_{w2} = 2a_w - d_{w1}.$$

Таблица 6.1

Ряд модулей в наиболее употребительном диапазоне из ГОСТ 9563—60 (следует предпочитать 1-й ряд)

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,135; 1,175; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

У передач без смещения и при суммарном смещении $X_\Sigma = 0$ (см. ниже) начальные и делительные окружности совпадают:

$$d_{w1} = d_1 = mz_1; d_{w2} = d_2 = mz_2.$$

При нарезании колес со смещением делительная плоскость рейки (делительная окружность инструмента) смещается к центру или от центра заготовки на величину xm (см. рис. 10.12); x – коэффициент смещения исходного контура. Смещение от центра считается положительным ($x > 0$), а к центру – отрицательным ($x < 0$).

$$a_w = (d_{w1} + d_{w2}) / 2 - \text{межосевое расстояние};$$

$$a_\omega = m(0,5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y),$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$; $x_\Sigma = x_1 + x_2$; Δy – коэффициент уравнивающего смещения при $x_\Sigma \neq 0$ (определяется по ГОСТ 16532—70 или [24]).

Для передач без смещения и при $x_1 = -x_2$ или $x_\Sigma = 0$

$$\Delta y = 0; a_\omega = a = m(z_1 - z_2) / 2.$$

$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y)$ – высота зуба;

$d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$ – диаметр вершин зубьев;

$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$ – диаметр впадин;

h_a^* – коэффициент высоты головки зуба (по ГОСТ 13755—68 $h_a^* = 1$);

c^* – коэффициент радиального зазора (по ГОСТ 13755—68 $c^* = 0,25$).

Для колес без смещения $h = 2,25m$; $d_a = d + 2m$; $d_f = d - 2,5m$.

A_1A_2 – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям); g_α – длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями вершин зубьев); P – полюс зацепления (точка касания начальных окружностей и одновременно точка пересечения линии центров колес O_1O_2 с линией зацепления).

Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β (рис. 6.4, где a – косозубая передача; b – шевронная, и рис. 6.5). Оси колес при этом остаются параллельными.

Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же профиля, как и для нарезания прямых. Наклон зуба образуют соответствующим поворотом инструмента относительно заготовки на угол β . Поэтому профиль косого зуба в нормальном сечении n – л совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным (см. табл. 6.1).

В торцевом сечении t – t или в окружном направлении параметры зуба изменяются в зависимости от угла β :

$$\text{окружной шаг } p_t = p_n / \cos \beta,$$

$$\text{окружной модуль } m_t = m_n / \cos \beta,$$

$$\text{диаметр делительной окружности } d = m_t z = m_n z / \cos \beta.$$

Индексы n и t приписываются параметрам в нормальном и торцевом сечениях соответственно.

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму косого зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 6.6).

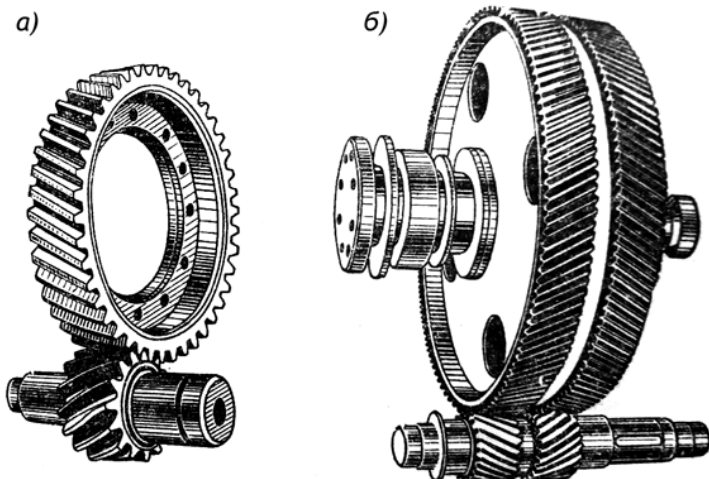


Рис. 6.4

Нормальное к зубу сечение образует эллипс с полуосями

$$c = d/2; e = d/2 \cos \beta.$$

Радиус кривизны эллипса (см. геометрию эллипса)

$$r_v = e^2 / c = d / (2 \cos^2 \beta).$$

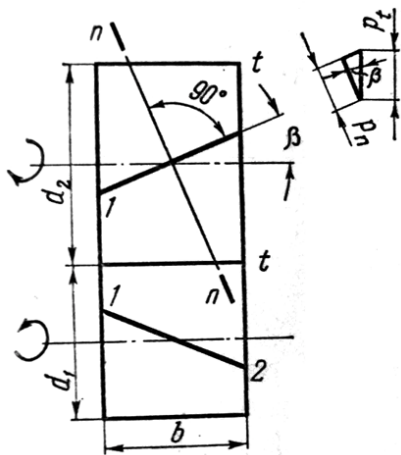


Рис. 6.5

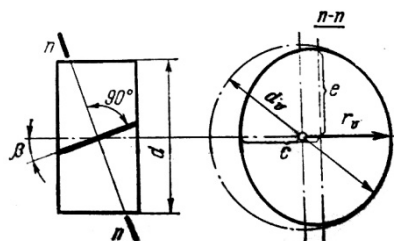


Рис. 6.6

В соответствии с этим форма косо́го зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого

$$d_v = 2r_v = d / \cos^2 \beta. \quad (6.1)$$

И число зубьев

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta}$$

или

$$z_v = z / \cos^3 \beta. \quad (6.2)$$

Пример: При $\beta = 20^\circ$ $d_v = 1,13d$; $z_v = 1,2z$

Увеличение эквивалентных параметров (d_v и z_v) с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубых передач. За счет наклона зубьев мы как бы получаем колесо больших размеров или при той же нагрузке можем уменьшить габариты передачи. Ниже будет показано, что косозубые передачи по сравнению с прямозубыми обладают еще и другими преимуществами: многопарность зацепления, уменьшение шума и пр. Поэтому в современных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение.

Коэффициент торцевого перекрытия ϵ_α и распределение нагрузки по рабочей поверхности зуба

При вращении колес (рис. 6.3) линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рис. 6.7), у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления g_a , а другая – рабочей ширине зубчатого венца b_w . Рассмотрим сначала прямозубую передачу – рис. 6.7, а

Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $r_b < g_a$ в поле зацепления будет находиться еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1' – 2 будет зацепляться только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Переходя от поля зацепления к поверхности зуба (рис. 6.7, б), можно отметить, что зона однопарного зацепления 1' – 2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления (см. также рис 6.3).

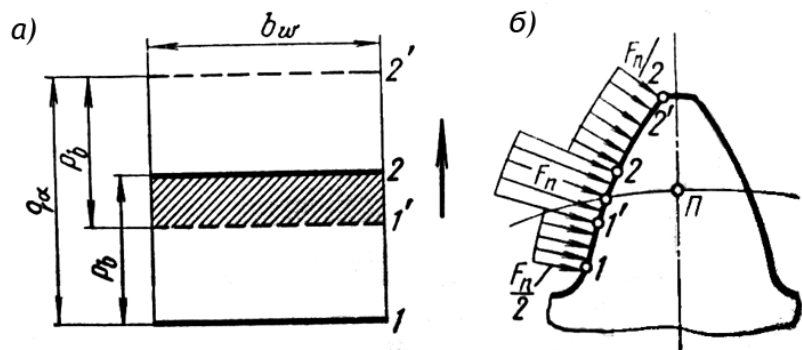


Рис. 6.7

В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления (1 — 1' и 2 — 2') — только половину нагрузки. Величина зоны однопарного зацепления зависит от величины торцевого коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b.$$

По условиям непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_\alpha > 1$.

В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей своей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2 (см. рис. 6.5). Расположение контактных линий в поле косозубого зацепления изображено на рис. 6.8, а, б (см. рис. 6.7 - прямоугольное зацепление). При вращении колес линии контакта перемещаются в поле зацепления в направлении, показанном стрелкой.

В рассматриваемый момент времени в зацеплении находятся три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине зубьев, а пара 1 и 3 лишь частично. В следующий момент времени пара 1 вышла из зацепления и находится в положении 1'. Однако в зацеплении еще остались две пары 2 и 3. В отличие от прямоугольного косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. В прямоугольном зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом.

В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары.

Плавность косозубого зацепления значительно снижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Отмеченное преимущество косозубого зацепления становится особенно значительным в быстроходных передачах, так как динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости.

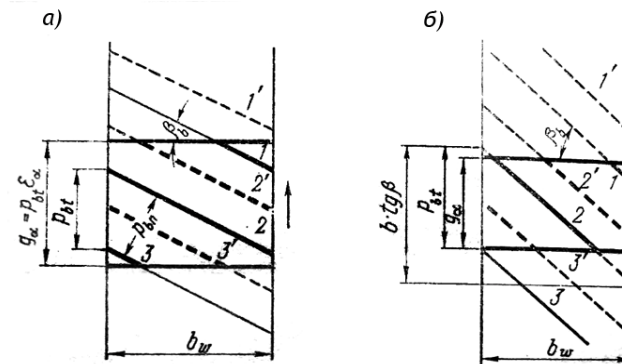


Рис. 6.8

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha < 1$, если будет обеспечено осевое перекрытие $p_\omega > p_{bt} / \tan \beta_b$ (рис. 6.8, б). Отношение

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_\omega \tan \beta_b}{p_{bt}} \approx \frac{b_\omega \sin \beta}{\pi m_n} \quad (6.3)$$

называют коэффициентом осевого перекрытия.

В косозубом зацеплении нагрузка между зубьями распределяется пропорционально длинам контактных линий 1, 2, 3 (см. рис. 6.8). Очевидно, что удельная нагрузка на зубья уменьшается с увеличением суммарной длины контактных линий l_Σ . С помощью рис. 6.8 нетрудно установить, что при ε_α , равном целому числу,

$$l_\Sigma = \frac{b_\omega}{\cos \beta_b} \varepsilon_\alpha$$

и l_Σ не изменяется при движении, так как уменьшению линии 1 всегда соответствует равное приращение линии 3. Точно так же l_Σ будет постоянной и при любом значении ε_α , но при ε_β , равном целому числу. Если отмеченные условия не соблюдаются, величина l_Σ будет периодически изменяться при движении. Определяя минимальное значение l_Σ , запишем

$$l_{\Sigma \min} = K_\varepsilon \frac{b_\omega}{\cos \beta_b} \varepsilon_\alpha. \quad (6.4)$$

Для распространенных на практике зацеплений величина K_ε предполагается в пределах $0,9 - 1,0$. В среднем можно принимать $K_\varepsilon = 0,95$.

Очевидно, что благоприятным для работы передачи является $l_\Sigma = \text{const}$, при этом нагрузка на зубья в процессе зацепления не изменится, а шум и динамические нагрузки уменьшатся. В большинстве случаев ε_α не является целым числом, поэтому рекомендуют соблюдать условие, при котором ε_β равен или близок (с отклонениями до $\pm 0,05$) к целому числу (1, 2 ...). Это можно получить путем подбора величин β и b_w по формуле (6.3). При этом $K_\varepsilon \approx 1$.

Во избежание больших осевых сил в зацеплении (см. ниже) рекомендуют принимать $\beta = 8 - 20^\circ$. Для шевронных колес допускают β до 30° и даже до 40° .

На боковой поверхности косоугого зуба линия контакта располагается под некоторым углом λ (рис. 6.9, а). Угол λ увеличивается с увеличением β .

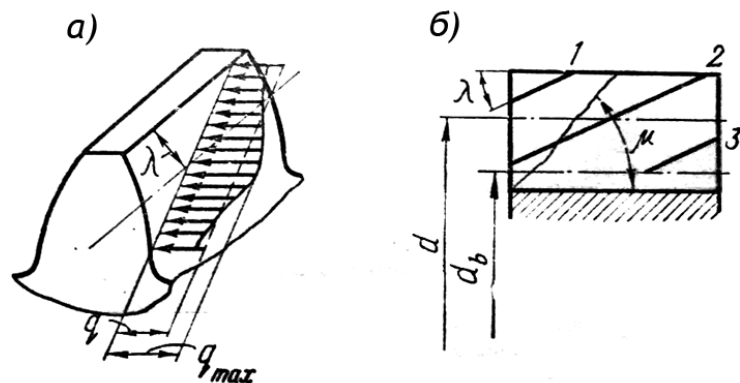


Рис. 6.9

По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно. Она имеет максимум на средней линии зуба, так как при зацеплении середины зубья имеют максимальную суммарную жесткость. Приближенно

$$q_{\max}/q_{\min} \approx 1,2. \quad (6.5)$$

При движении зуба в плоскости зацепления линия контакта перемещается в направлении от 1 к 3 (рис. 6.9, б). При этом опасным для прочности может оказаться положение 1, в котором у зуба отламывается угол. Трещина усталости образуется у корня зуба в месте концентрации напряжений и затем распространяется под некоторым уг-

лом μ . Вероятность косоугого излома отражается на прочности зубьев по напряжениям изгиба, а концентрация нагрузки q — на прочности по контактными напряжениям.

С наклонным расположением контактной линии связана целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокопрочного), чем у колеса. Это объясняется следующим. Ножки зуба обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них неблагоприятно сочетание направления скольжения и перекашивания зубьев. Следовательно, ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. При этом вследствие наклона контактной линии нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Слабая ножка зуба колеса разгружается и выкрашивание прекращается. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не опасна, так как она изготовлена из более стойкого материала. Применение высокопрочной шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач до 25—30%.

Расчет коэффициента торцевого перекрытия ε_α

Для нефланкированных передач без смещения

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2})] \cos \beta. \quad (6.6)$$

Знак (+) для внешнего, (—) для внутреннего зацепления.

Для прямозубых передач рекомендуют $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, для косозубых $\varepsilon_\alpha \leq 1$. Величина ε_α зависит от числа зубьев z и угла наклона зубьев β . С увеличением z увеличивается ε_α . Поэтому выгодно применять колеса с большими z или, при заданном диаметре d , колеса с малым модулем m . С увеличением β растет окружной шаг p_{bb} , а рабочая длина линии зацепления g_α остается неизменной (см. выше). При этом ε_α уменьшается. Уменьшение ε_α является одной из причин ограничения больших β .

Скольжение и трение в зацеплении

В точке контакта С (рис. 6.10, а) наблюдается перекашивание и скольжение зубьев. Скорость скольжения U_s как относительную скорость можно определить, используя известное правило механики. Для этого сообщим всей системе угловую скорость ω_1 с обратным

знаком. При этом шестерня остановится, а колесо будет поворачиваться вокруг полюса зацепления P как мгновенного центра с угловой скоростью, равной $(\omega_1 + \omega_2)$.

Скорость относительного движения (скольжения) в точке C

$$v_s = e(\omega_1 - \omega_2) .$$

Итак, скорость скольжения пропорциональна расстоянию точки контакта от полюса, в полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняется знак.

Переходя от линии зацепления к поверхности зубьев (рис. 6.10 б), отметим, что максимальное скольжение наблюдается на ножках и ковках зубьев, на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной потерь в зацеплении и износа зубьев.

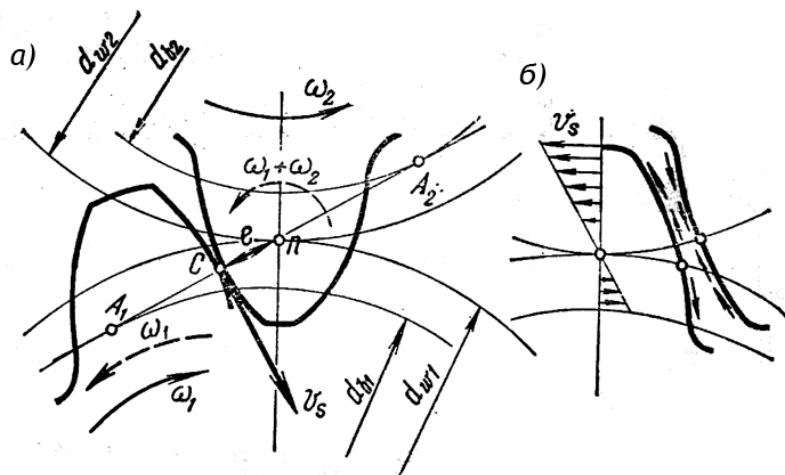


Рис. 6.10

У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых — наоборот. При постоянных диаметрах колес расстояние точек начала и конца зацепления от полюса, а следовательно, и скорость скольжения увеличиваются с увеличением высоты зуба или модуля зацепления. У мелкозубчатых колес с большим числом зубьев скольжение меньше, а к. п. д. выше, чем у крупномодульных с малым числом зубьев.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев

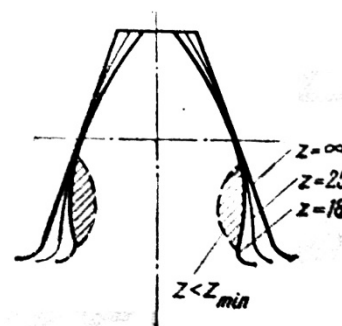


Рис. 6.11

На рис. 6.11 показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колеса без смещения с постоянным модулем. При $z \rightarrow \infty$ колесо превращается в рейку и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением z уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба.

При дальнейшем уменьшении z появляется подрезание ножки зуба (штриховая линия на рис. 6.11), прочность зуба снижается. По границе подрезания устанавливается минимально допустимое число зубьев. При нарезании инструментом реечного типа $Z_{\min} = 17$.

Рассмотренное влияние числа зубьев на прочность справедливо при постоянном модуле, когда с увеличением z увеличиваются и диаметры колес.

При постоянных диаметрах можно изменять z , сохраняя постоянным произведение mz . В этом случае зуб изменяется не только по форме, но и по размерам. С увеличением z форма улучшается, а размеры уменьшаются (уменьшается m). Уменьшение модуля снижает прочность зуба на изгиб. При постоянном mz контактные напряжения не изменяются, так как кривизна эвольвенты в полюсе зацепления зависит только от диаметра.

Смещение инструмента при нарезании зубьев и его влияние на прочность

На рис. 6.12 изображено два положения инструмента (рейки) при нарезании зубьев: 1 — делительная плоскость рейки ($ДП$) совпадает с начальной плоскостью ($НП$) — нарезание без смещения; 2 — инструменту дано положительное смещение xm .

При этом диаметры основной d_b и делительной d окружности, изменяются, так как не изменяется z .

Как видно по чертежу, смещение инструмента вызвало значительное изменение формы зуба. Толщина зуба у основания увеличилась, увеличилась и прочность зуба по напряжениям изгиба. Одновременно с этим заострилась головка зуба. Заострение является одной из при-

чин, ограничивающих величину смещения инструмента. Отрицательное смещение инструмента сопровождается явлениями обратного характера.

Применяют два типа передач со смещением:

1. Шестерню изготовляют с положительным смещением $X_1 > 0$, а колесо с отрицательным $X_2 < 0$, но так, что $|X_1| = |X_2|$ или $X_\Sigma = X_1 + X_2 = 0$.

При любом смещении сумма ширины впадины и толщины зуба по делительной окружности равна шагу p . Одинаковые по величине, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. Поэтому в зацеплении зубчатой пары при $X_\Sigma = 0$ делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения. Не изменяются также межосевое расстояние a_ω и угол зацепления α_ω :

$$a_\omega = a = (d_1 + d_2) / 2; \quad \alpha_\omega = \alpha.$$

Изменяется только соотношение высот головок и ножек зубьев.

2. Суммарное смещение X_Σ не равно нулю. Обычно $X_\Sigma > 0$, а также $X_1 > 0$ и $X_2 > 0$. При положительных X_1 и X_2 делительная толщина зубьев шестерен и колеса больше $p/2$, а ширина впадин меньше $p/2$. Поэтому делительные окружности не могут соприкасаться. Начальными становятся новые окружности, большие, чем делительные, ($d_{\omega 1} > d_1, d_{\omega 2} > d_2$, см. рис. 10.3). Межосевое расстояние увеличивается

$$a_\omega = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2} > a = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления как общей касательной к основным окружностям, т. е. увеличивается угол зацепления, $a_\omega > \alpha$.

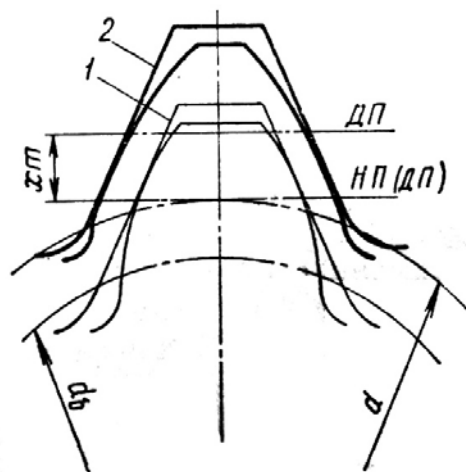


Рис. 6.12

Увеличение α_ω сопровождается уменьшением коэффициента перекрытия ϵ_α , что является отрицательным и служит одной из причин, ограничивающих применение больших смещений.

Нарезание со смещением позволяет во многих случаях повысить качество зубчатого зацепления. Применяя смещение, необходимо помнить:

1. Положительное смещение повышает прочность зубьев на изгиб и устраняет подрезание при малом числе зубьев (понижает $z_{\min}$). Можно увеличить допускаемую нагрузку по изгибу на 100% и понизить $z_{\min}$ до 7-8.

2. Увеличение α_ω при $X_\Sigma > 0$ повышает контактную прочность — см. формулу (10.17). Можно увеличить α_ω с 20 до $\sim 25^\circ$ и поднять допускаемую нагрузку приблизительно на 20%.

3. При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещение малоэффективно, так как форма зуба даже при значительных смещениях почти не изменяется.

(У рейки $z \rightarrow \infty$ — смещение совершенно не изменяет форму зуба.)

Передачи со смещением при $X_\Sigma = 0$ применяют при больших i и малых Z_1 . В этих условиях смещения $X_1 > 0$ и $X_2 < 0$ выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и приближают их к равнопрочности по изгибу.

Смещения при $X_\Sigma \neq 0$ могут влиять на большее число параметров зацепления. Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны в ГОСТ 16532—70. Некоторые из этих рекомендаций приведены в таблице 6.2.

Точность изготовления и ее влияние на качество передачи

Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей, определяющих их взаимное расположение в передаче (корпусов, подшипников и валов). Деформация деталей под нагрузкой также влияет на качество передачи.

Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются: ошибки шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Ошибки шага и профиля нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи. В передаче сохраняется постоянным только среднее значение передаточного отношения i . Мгновенные значения i в процессе вращения периодически изменяются. Колебания передаточного отношения особенно нежелательны в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции (станки, приборы и др.).

Таблица 6.2

Рекомендуемые коэффициенты смещения

Коэффициент смещения		Область применения	
Шестерни X_1	Колеса X_2	Прямозубые передачи	Косозубые и шевронные передачи
0	0	$Z_1 \geq 21$	$Z_1 \geq Z_{min} + 2^*$
0,3	-0,3	$14 \leq Z_1 \leq 20$ и $u \geq 3,5$	$Z_1 \geq Z_{min} + 2$, но не менее 10 и $u \geq 3,5^{**}$ Рекомендация не распространяется на передачи, у которых при твердости колеса до HB320 твердость шестерни превышает ее более чем на HB70
0,5	0,5	$10 \leq Z_1 \leq 30^{***}$	

Примечания:

* Ограничения по подрезанию.

β , град	до 12	св. 12 до 17	св. 17 до 21	св. 21 до 24	св. 24 до 28	св. 28 до 31
Z_{min}	17	16	15	14	13	12

** Ограничения по подрезанию.

β , град	до 10	св. 10 до 15	св. 15 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 30
Z_{min}	12	11	10	9	8

*** Нижние предельные значения Z_1 , определяемые минимумом $\varepsilon_\alpha = 1,2$ в зависимости от Z_2 .

Z_2	16	18-19	20-21	22-24	25-28	29 и более
Z_1	16	14	13	12	11	10

В силовых быстроходных передачах с ошибками шага и профиля связаны дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСТами, которые предусматривают двенадцать степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1. Норма кинематической точности регламентирует наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом).

2. Норма плавности работы регламентирует многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота.

3. Норма контакта зубьев регламентирует ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (на распределение нагрузки по длине зубьев).

Пятном контакта называют часть боковой поверхности зуба, на которой полагаются следы прилеганий к зубу парного колеса (которое при испытаниях обычно намазывают краской) после вращения собранной передачи при легком торможении.

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6, 7 и 8-я степени Точности (табл. 6.3).

ГОСТ допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам. Например, для тихоходных высоконагруженных передач можно принять повышенную норму контакта зубьев по сравнению с другими нормами, а для быстроходных малонагруженных — повышенную норму плавности и т.п.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть гарантированный боковой зазор. Величина зазора регламентируется видом сопряжения зубчатых колес.

Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения: H — нулевой зазор; E — малый зазор; C и D — уменьшенный зазор; B — нормальный зазор; A — увеличенный зазор.

При сопряжениях H , E и C требуется повышенная точность изготовления. Их применяют для реверсируемых передач при высоких требованиях к кинематической точности, а также при наличии крутильных колебаний валов.

Стандарт устанавливает также допуски на межосевые расстояния, на перекос валов и некоторые другие параметры.

Таблица 6.3

**Оrientировочные рекомендации по выбору степени
точности передачи**

Степень точности не ниже	Окружная скорость, м/с		Примечание
	не более		
	прямозубая	косозубая	
6 (высокоточные)	15	25	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи—дели-тельные, отсчетные и т. п.
7 (точные)	10	17	Передачи при повы-шенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умерен-ных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего ма-шиностроения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	3,5	Тихоходные передачи с пониженными тре-бованиями к точности

6.3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Прямозубая цилиндрическая передача (рис. 6.13). На рис. 6.13 F_n - нормальная сила, направленная по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев. Силы, действующие в зацеплении, принято прикладывать в полюсе зацепления. При этом силу F_n переносят в полюс и раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r .

Такое разложение удобно при расчете валов и опор. По заданным T и d определяют

$$F_t = 2T_1 / d_1 \quad (6.7)$$

и через нее выражают все другие составляющие

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega}$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha_{\omega} \quad (6.8)$$

Косозубая и шевронная цилиндрические передачи

(рис. 6.14, а, б).

Силу F_n раскладывают на три составляющие:

окружную силу $F_t = 2T_1 / d_1$,

осевую силу $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$,

радиальную силу

$$F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{\cos \beta},$$

В свою очередь сила

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_{\omega}} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{\omega} \cos \beta}. \quad (6.9)$$

Наличие в зацеплении осевых сил, которыми дополнительно нагружаются опоры валов, является недостатком косозубых колес.

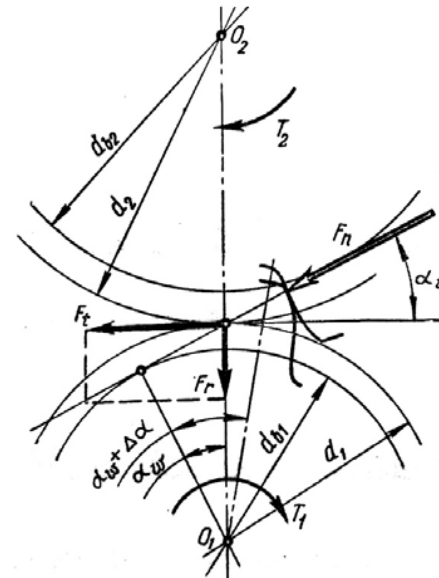


Рис. 6.13

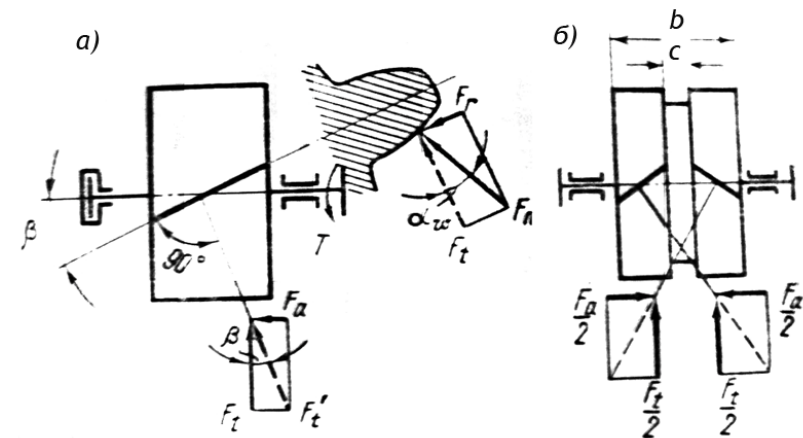


Рис. 6.14

Этот недостаток устраняется в шевронной передаче (см, рис. 6.14, б и 6.4) которая подобна сдвоенной косозубой передаче с противоположным направлением зубьев. Осевые силы здесь уравниваются на самом зубчатом колесе.

6.4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Работоспособность зубчатых передач в значительной мере определяется величиной контактных напряжений. Поэтому, прежде чем приступить к изучению расчетов на прочность, необходимо восстановить в памяти то, что сказано о контактных напряжениях.

Условия работы зуба в зацеплении

При передаче крутящего момента (рис. 6.15) в зацеплении, кроме нормальной силы F_n действует сила трения, равная $F_n f$, связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии (рис. 6.16).

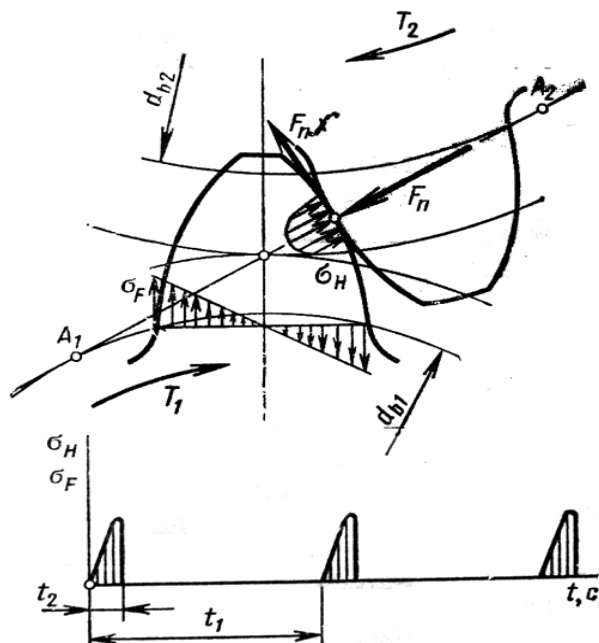


Рис. 6.15

Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому (пульсирующему) циклу (см. рис. 6.15). Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба



Рис. 6.16

(t_2). Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений.

С трением в зацеплении связаны износ и заедание поверхностей зубьев.

Ниже рассматриваются все виды разрушения зубьев и основные меры их предупреждения.

Поломка зубьев

Поломка зубьев (рис. 6.17) связана с напряжениями изгиба. На практике чаще всего наблюдается выламывание углов зубьев, связанное с концентрацией нагрузки. Различают два вида поломки зубьев:

- поломка от больших перегрузок ударного или даже статического действия — предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете;
- усталостная поломка, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длинного срока службы — предупреждают расчетом на выносливость.

Особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин и трещин в отливках, микро-трещин от термообработки и т. п.).

Общие меры предупреждения поломки зубьев — увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезанными углами — (рис. 6.19), бочкообразные зубья (рис 6.20, в) и пр.

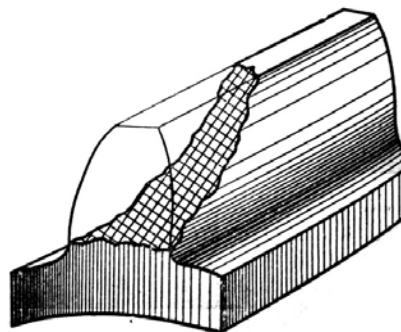


Рис. 6.17

Повреждение поверхности зубьев

Все виды повреждения поверхности зубьев (рис. 6.18) связаны с контактными напряжениями и трением.

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений (рис. 10.18, а) является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают закрытые передачи, защищенные от пыли и грязи). Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые потом растут и превращаются в раковины.

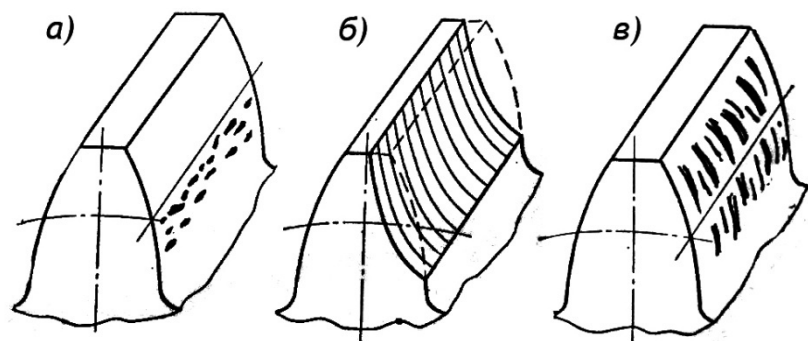


Рис. 6.18

Выкрашивание начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует выкрашиванию частиц металла (см. рис. 2). При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности.

Образование первых усталостных раковин не всегда служит признаком близкого полного разрушения зубьев. В передачах, зубья которых имеют невысокую твердость ($HB < 350$), наблюдаются случаи так называемого ограниченного или начального выкрашивания. Начальное выкрашивание связано с приработкой зубьев недостаточно точно изготовленных передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки после непродолжительной работы и затем приостанавливается. При этом образовавшиеся раковины не развиваются и даже совершенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего выкрашивания в этом случае объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает ее распределение по поверхности зуба.

При высокой твердости зубьев ($HB > 350$) явление ограниченного выкрашивания обычно не наблюдается. Здесь образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краев.

В передачах, работающих со значительным износом, выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои снимаются раньше, чем появляются трещины усталости.

Основные меры предупреждения выкрашивания: расчет на выносливость по контактным напряжениям; повышение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности и в особенности по норме контакта зубьев.

Абразивный износ (рис. 6.18, в) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся прежде всего открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.). Такие передачи можно встретить в сельскохозяйственных и транспортных машинах, в горнорудном оборудовании, в грузоподъемных машинах и т. п.

У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум (удары), возрастают динамические нагрузки. В то же время прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения его поперечного сечения. Все это может привести к поломке зубьев, если зубчатые колеса своевременно не будут забракованы и заменены новыми.

Расчет по износу до сего времени не разработан, так как интенсивность износа зависит от многих случайных факторов и в первую очередь от интенсивности загрязнения смазки.

Основные меры предупреждения износа — повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение масел с повышенной вязкостью.

Заедание (рис. 6.18, в) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения. Кромочный удар (см. ниже) способствует заеданию. *Меры предупреждения заедания* — те же, что и против износа. Эффективно азотирование или цинирование зубьев. Желательно фланкирование зубьев и интенсивное охлаждение смазки. Эффективно применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками. Правильным выбором сорта масла можно поднять допускаемую нагрузку по заеданию над допускаемыми нагрузками по другим критериям.

Пластические сдвиги наблюдаются у тяжелонагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали.

При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластинки деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения (см. рис. 6.10). В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего — соответствующая канавка. Образование хребта нарушает правильность зацепления и приводит к разрушению зубьев. Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости рабочих поверхностей зубьев, а также вязкости масла.

Отслаивание твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементирование, закалка т. в. ч. и т. п.). Этот вид разрушения наблюдается при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпускком или когда хрупкая корка зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины. Отслаиванию способствует действие больших перегрузок.

Из всех перечисленных видов разрушения поверхности зубьев наиболее изученным к настоящему времени является выкрашивание. Это позволило выработать нормы допускаемых контактных напряжений, устраняющих выкрашивание в течение заданного срока службы.

Расчеты по контактным напряжениям, предупреждающие выкрашивание, получили широкое распространение.

Специальные методы расчета для предупреждения других видов разрушения поверхности зубьев или еще не разработаны (при пластическом сдвиге, отслаивании), или недостаточно обоснованы (при износе, заедании), а поэтому здесь не рассматриваются.

Поскольку упомянутые нормы допускаемых контактных напряжений проверяют опытом эксплуатации передач, приближенно можно полагать, что эти нормы учитывают, кроме выкрашивания, и другие виды повреждения поверхности зубьев. При этом рекомендуют выполнять указанные меры предупреждения повреждений.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать, увеличивая модуль.

6.5. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев,

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} K_\beta K_v = \frac{F_t}{b_\omega K_{\varepsilon\alpha} \cos \alpha_\omega} K_\beta K_v, \quad (6.10)$$

где F_n и l_Σ по формулам (6.9) и (6.4) (для прямозубых передач при условии однопарного зацепления $l_\Sigma = b_\omega$ или $K_{\varepsilon\alpha} = 1$); K_β — коэффициент неравномерности нагрузки по ширине колеса; K_v — коэффициент динамической нагрузки. Обозначим

$$\omega_t = \frac{F_t}{b_\omega} K_\beta K_v. \quad (6.11)$$

Параметр ω_t называют *удельной расчетной окружной силой*. При этом

$$q = \frac{\omega_t}{K_{\varepsilon\alpha} \cos \alpha_\omega}. \quad (6.12)$$

При постоянном или приближенно постоянном режиме нагрузки, а также в тех случаях, когда режим нагрузки неопределен (неизвестен), величину ω_t определяют исходя из номинальной мощности двигателя. При заданном режиме нагрузки, см., например циклограмму нагружения на рис. 6.20, величину ω_t определяют по максимальному моменту из числа тех, при которых за полный срок службы передачи число циклов перемены напряжений $\geq 5 \cdot 10^4$.

Коэффициент неравномерности нагрузки K_β .

Неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления передачи. Поясним это сложное явление на примере, учитывающем только прогиб валов.

На рис. 6.19 изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных валах в случаях: симметричного (рис. 6.19,а), несимметричного (рис. 6.19,б) и консольного (рис. 6.19,в) расположения колес относительно опор. Валы прогибаются в противоположные стороны под действием сил в зацеплении.

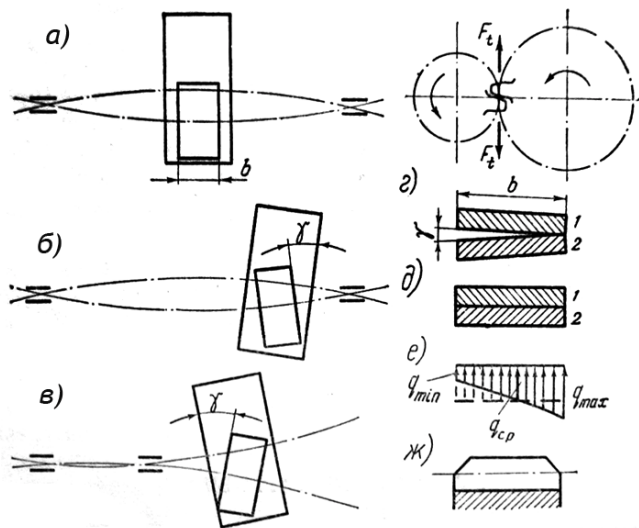


Рис. 6.19

При симметричном расположении опор прогиб вала не вызывает перекаса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Это самый благоприятный случай. При несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются на угол γ , что приводит к нарушению правильного касания зубьев. Если бы зубья были абсолютно жесткими, они соприкасались бы только своими концами (рис. 6.19, з). Деформация зубьев уменьшает влияние перекасов и в большинстве случаев сохраняет их соприкосновение по всей длине (рис. 6.19, д). Однако при этом на-

грузка перераспределяется в соответствии с величиной деформации отдельных участков зубьев (рис. 6.19, е).

Отношение

$$q_{\max}/q_{cp} = K_\beta,$$

где q_{cp} - средняя интенсивность нагрузки.

При прочих равных условиях влияние перекаса зубьев увеличивается с увеличением ширины колес b_ω , поэтому величину последней ограничивают (см. ниже).

Неравномерность нагрузки увеличивает контактные напряжения и напряжения изгиба у краев зубьев. Для уменьшения опасности выламывания углов зубьев на практике применяют колеса со срезанными углами (рис. 6.19, ж).

Если колеса изготовлены из прирабатывающихся материалов (например, стали твердостью $HB \leq 350$), то неравномерность нагрузки постепенно уменьшается вследствие повышенного местного износа.

При постоянной по величине нагрузке передачи приработка зубьев может полностью устранить неравномерность распределения нагрузки. Переменная нагрузка (рис. 6.20, а) сопровождается ступенчатой приработкой зубьев (см. продольное сечение зуба, изображенное на рис. 6.20, б). При ступенчатой приработке неравномерность нагрузки снижается лишь частично. Ступенчатая приработка, или огранка зубьев, связана с изменением деформации валов и угла перекаса колес в зависимости от величины нагрузки. Каждому углу перекаса соответствует своя площадка соприкосновения зубьев, образовавшаяся от приработки при данной нагрузке.

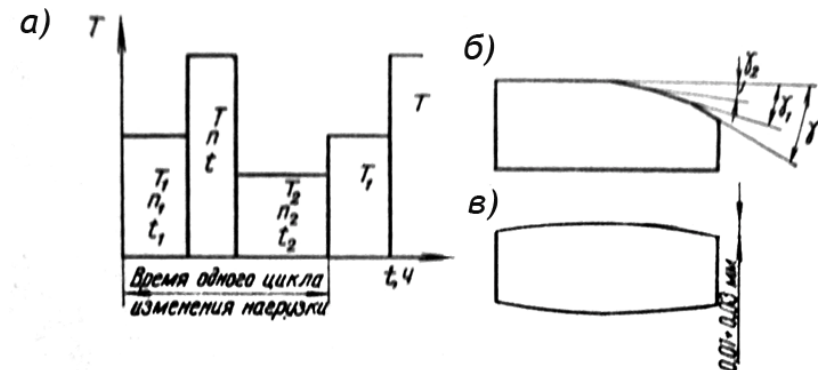
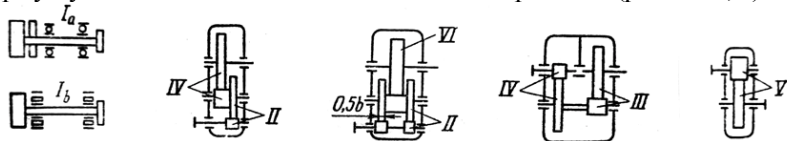


Рис. 6.20

Благоприятное влияние приработки зубьев на уменьшение неравномерности нагрузки проявляется в значительно меньшей степени при высокой твердости поверхности зубьев ($HB > 350$), а также в передачах с высокими окружными скоростями ($v > 15$ м/с). При больших скоростях между зубьями образуется постоянный масляный слой, защищающий их от износа.

Для уменьшения неравномерности нагрузки при высокой твердости зубьев и высоких окружных скоростях рекомендуют применять относительно неширокие колеса или придавать зубьям бочкообразную форму путем специальной дополнительной обработки (рис. 6.20, в).



При конструировании передачи необходимо учитывать все факторы, влияющие на величину неравномерности нагрузки, и в первую очередь не применять нежестких валов, опор и корпусов.

Расчет величины коэффициента K_β связан с определением угла перекоса γ . При этом следует учитывать не только деформацию валов, опор и самих колес, но также и ошибки монтажа и приработку зубьев. Все это затрудняет точное решение задачи.

Для приближенной оценки величины K_β рекомендуют графики, составленные на основе расчетов и практики эксплуатации (рис. 6.21). Графики рекомендуют для передач, жесткость деталей которых удовлетворяет нормам, принятым в редукторостроении.

Неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса влияет различно на прочность зубьев по контактным и изгибным напряжениям (коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ на рис. 6.21). Кривые на графиках соответствуют различным случаям расположения колес относительно опор, изображенных на схемах рис. 6.21 (схема I а — шариковые опоры, I б — роликовые опоры). Влияние ширины колеса на графиках учитывается коэффициентом $\psi_{bd} = b_w / d_1$. Влияние приработки зубьев учитывается тем, что для различной твердости материалов даны различные графики. Графики разработаны для распространенного на практике режима работы с переменной нагрузкой и окружной скоростью $v < 15$ м/с. При постоянной нагрузке, при $HB < 350$ и $v < 15$ м/с, можно принимать $K_\beta = 1$.

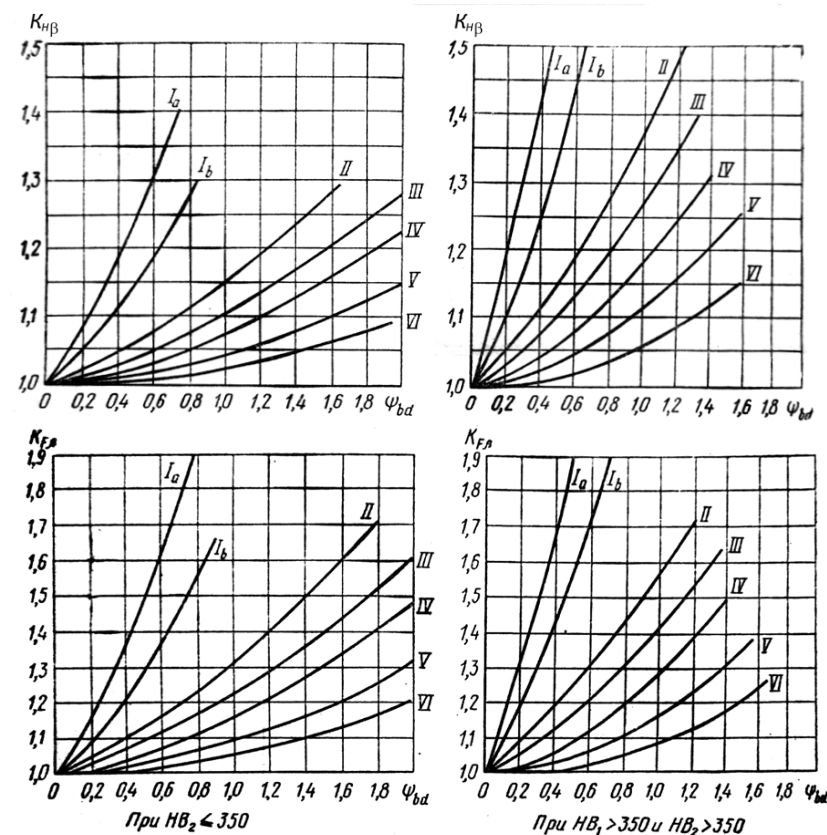


Рис. 6.21

Коэффициент динамической нагрузки K_v

Выше было указано, что погрешности нарезания зубьев являются причиной непостоянства мгновенных значений передаточного отношения. Это значит, что при $\omega_1 = const$

$$\omega_2 \neq const \text{ и } d\omega_2 / dt \neq 0.$$

В зацеплении появляется дополнительный динамический момент

$$T_d = J \frac{d\omega_2}{dt}, \text{ где } J - \text{ момент инерции вращающихся ведомых масс.}$$

Основное влияние на величину динамических нагрузок имеют ошибки основного шага p_{b_2} . На рис. 6.22 изображен случай зацепления, при котором шаг колеса больше шага шестерни, т. е. $p_{b2} > p_{b1}$.

По закону эвольвентного зацепления $i = d_{w2} / d_{w1} = \text{const}$ при постоянном положении полюса зацепления или при положении всех точек зацепления на линии зацепления A_1A_2 . Если $p_{b2} > p_{b1}$, вторая пара зубьев вступает в зацепление в точке b' до выхода на линию зацепления в точку b . При этом изменяется мгновенное значение передаточного отношения.

В точке b' происходит так называемый кромочный удар (при $p_{b2} < p_{b1}$ появляется срединный удар). Кромочный удар не только увеличивает динамическую нагрузку, но также способствует задиру поверхности зубьев. Для уменьшения эффекта кромочного удара применяют фланкированные зубья, у которых верхний участок эвольвенты выполняют с отклонением в тело зуба (на рис. 6.22 показан штриховой линией).

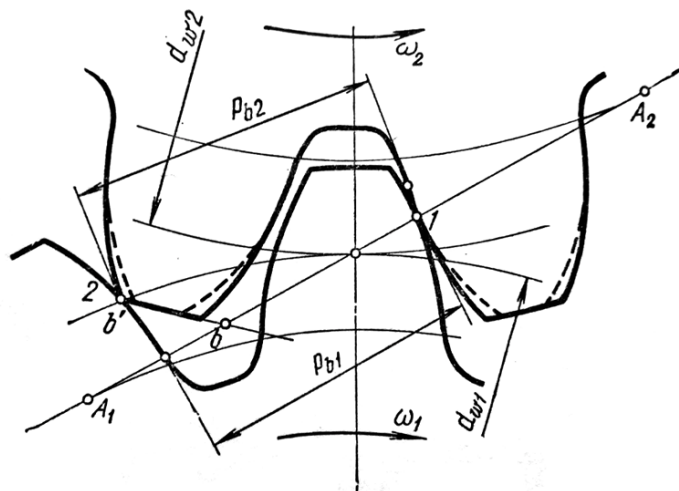


Рис. 6.22

Таблица 6.4

Значение коэффициента q_0

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
до 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
св. 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
св.10	4,8	6,4	7,3	10

Величина дополнительных динамических нагрузок зависит от величины шага, окружной скорости, присоединенных масс, упругости зубьев и других деталей передачи и пр.

Расчет коэффициента K_v не менее сложен, чем расчет K_β . Для приближенной оценки рекомендуют

$$K_v = 1 + (w_v / w_{ip}), \quad (6.13)$$

где w_v – удельная окружная динамическая сила; w_{ip} – удельная расчетная окружная сила в зоне с наибольшей концентрацией.

$$w_{ip} = \frac{F_t}{b_w} K_\beta. \quad (6.14)$$

$$w_v = \delta q_0 v \sqrt{a_w / u}, \quad (6.15)$$

(если значение w_v превышает величину $w_{t \max}$ (табл. 6.7), то принимают $w_v = w_{t \max}$), где w_v – кгс/мм; v – м/с; q_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса (см. табл. 6.4); δ – коэффициент, учитывающий проявление погрешностей зацепления на динамическую нагрузку.

Значение δ различно при расчетах на контактные (табл. 10.5) и изгибные (табл. 6.6) напряжения.

Примечание. Если значение w_v превышает величину $w_{t \max}$ (табл. 6.7), то принимают $w_v = w_{t \max}$.

Таблица 6.5

Значения коэффициента δ_n при расчете контактной прочности

Твердость поверхности зубьев	Вид зубьев	δ_n
При $HB \leq 350$ хотя бы одного из зубчатых колес пары	Прямые без модификации	0,006
	Прямые с модификацией	0,004
	Косые	0,002
При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	Прямые без модификацией	0,014
	Прямые с модификацией	0,010
	Косые	0,004

Таблица 6.6

Значения коэффициента δ_F при расчете изгибной прочности

Вид передачи	δ_F
Косозубые и шевронные	0,006
Прямозубые с модификацией	0,011
Прямозубые без модификации	0,016

Таблица 6.7

Значения $W_{t_{\max}}$

Степень точности по нормали плавности	6	7	8	9
$W_{t_{\max}}$, кгс/мм	18,5	33	52,5	82,5

6.6. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354—75. В курсе деталей машин изучают основы такого расчета. При этом вводятся некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов для большинства случаев практики. Например, расчет ведется по β , d , α_w , а не по β_b , d_w , α_{wt} и т. п.

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям

Исследованиями установлено, что наименьшей контактной выносливостью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев. Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления (рис. 6.23).

Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 . При этом контактные напряжения определяют по формуле (1)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}. \quad (6.16)$$

Для нашего случая по формуле (6.12) $q = \frac{W_{Ht}}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha_w}$, а по

формуле (6.11) $w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\beta} K_{H\alpha}$.

Решая задачу в общем виде, рассматриваем косозубую передачу и определяем радиусы кривизны (рис 6.23) по диаметрам эквивалентных прямозубых колес см. формулу (6.1):

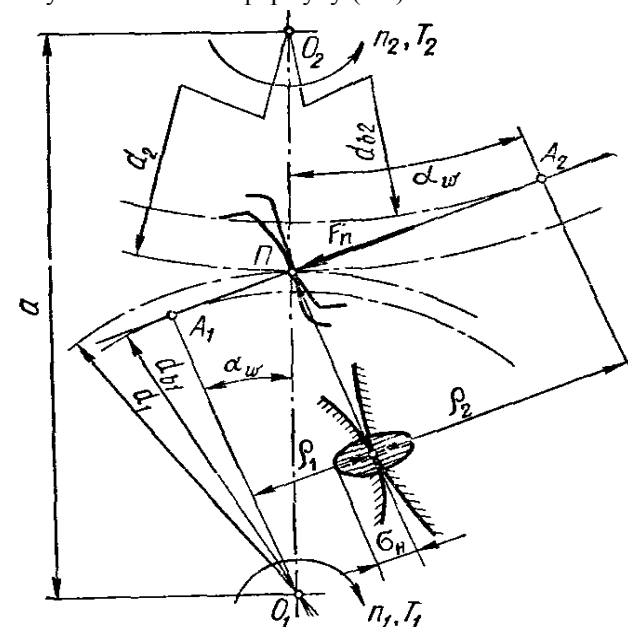


Рис. 6.23

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = \frac{d_{v2}}{2} \sin \alpha_w$$

При этом

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha_w} \pm \frac{2 \cos^2 \beta}{d_2 \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2(u \pm 1) \cos^2 \beta}{d_1 u \sin \alpha_w} \end{aligned}$$

Знак (+) для наружного, а (-) для внутреннего зацепления.

Подставляя все значения в формулу (6.16) и заменяя $\cos \alpha_w \sin \alpha_w = \frac{1}{2} \sin 2\alpha_w$, получаем

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht} 4(u \pm 1) \cos^2 \beta}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha d_1 u \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}.$$

Обозначим: $z_H = \sqrt{2 \cos^2 \beta / \sin 2\alpha_w}$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (напомним, что при $x = 0$ и $x_\Sigma = 0$; $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ и $z_H = 1,77 \cos \beta$); $z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных зубчатых колес $z_M = 866$ (кгс/см²)^{1/2} (275 МПа^{1/2}); z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; $z_\varepsilon = \sqrt{1/(K_\varepsilon \varepsilon_\alpha)}$ – для косозубых и $z_\varepsilon = 1$ – для прямозубых передач. При этом

$$\sigma_H = z_H z_M z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht} (u \pm 1)}{d_1 u}} \leq [\sigma_H] \quad (6.17)$$

Величина расчетных контактных напряжений одинакова для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колес пары, у которого меньше допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ – см. ниже (чаще это бывает колесо, а не шестерня).

Формула (6.17) удобна для проверочных расчетов, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданным основным характеристикам: крутящему моменту T_1 (или T_2) и передаточному числу u .

С этой целью формулу (6.17) решают относительно d_1 или a . При этом в формуле оставляют только те из неизвестных параметров, которые можно определить или выбрать по рекомендациям на основе накопленного опыта. Другие неизвестные параметры включают в некоторый обобщенный коэффициент, которому дают приближенную оценку. В нашем случае, обозначив $\psi_{bd} = b_w/d_1$ – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, найдем

$$\frac{w_{Ht}}{d_1} = \frac{F_t}{d_1 b_w} K_{H\beta} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

Подставляя в формулу (6.17), получаем

$$\sigma_H = z_H z_M z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (6.17a)$$

Решая относительно d_1 , запишем

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}. \quad (6.18)$$

Здесь

$$K_d = \sqrt[3]{(z_H z_M z_\varepsilon)^2 2 K_{H\alpha}}.$$

Решая относительно межосевого расстояния a , заменяем $T_1 = T_2/u$; $d_1 = 2a/(u \pm 1)$ и вводим $\psi_{bd} = b_w/a$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. После преобразований получим

$$a = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}. \quad (6.19)$$

Здесь

$$K_a = \sqrt[3]{(z_H z_M z_\varepsilon)^2 0,5 K_{H\alpha}}.$$

Формулы (6.18) и (6.19) равноправны. При расчете по этим формулам приходится задаваться значениями коэффициентов ψ_{bd} или ψ_{ba} . Коэффициент ψ_{bd} нагляднее отражает конструкцию колес, его проще правильно оценить, поэтому формула (6.18) предпочтительна.

Значение $K_{H\alpha}$ обычно невелико и для предварительных расчетов принимают $K_{H\alpha} = 1$.

Тогда $K_d = 167$ (кгс/см²)^{1/3} (780 МПа^{1/3}) и $K_a = 105$ (кгс/см²)^{1/3} (490 МПа^{1/3}) для *стальных прямозубых колес*.

Оценивая в среднем нагрузочную способность косозубых передач в $\sim 1,5$ раза выше, чем у прямозубых, для предварительных расчетов рекомендуют $K_d = 144$ (кгс/см²)^{1/3} (680 МПа^{1/3}) и $K_a = 91$ (кгс/см²)^{1/3} (430 МПа^{1/3}) для *стальных косозубых колес*.

При таких значениях K_d и K_a в формулах (6.18) и (6.19) T в кг·см (Н·м), $[\sigma_H]$ в кгс/см² (МПа), d_1 и a в см (мм).

Определение величины допускаемого напряжения $[\sigma_H]$ см. в 6.11.

Величину $K_{H\beta}$ оценивают по рис. 6.21 в соответствии с заданной (или выбранной) схемой передачи. Величину ψ_{bd} или $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u \pm 1)$ выбирают по рекомендациям табл. 6.8. При этом учитывают следующее. Увеличение ψ_{bd} или относительной ширины колес позволяет уменьшить габариты и массу передачи, но вместе с этим требует повышенной жесткости и точности конструкции. В противном случае появится значительная неравномерность распределения нагрузки по

ширине зубчатого венца. Может оказаться, что положительное влияние увеличения ширины колес не компенсирует вредного влияния увеличения неравномерности нагрузки. Влияние различных факторов на неравномерность нагрузки рассмотрено в пункте 6.5 и учтено в рекомендациях таблицы 6.8.

Таблица 6.8

Рекомендуемые значения $\psi_{bd} = b_w/d_1$ [24]

Расположение колеса относительно опор (см. рис. 6.19)	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_2 \leq 350$ или HB_1 и $HB_2 \leq 350$	HB_2 и $HB_1 > 350$
Симметричное	0,8 – 1,4	0,4 – 0,9
Несимметричное	0,6 – 1,2	0,3 – 0,6
Консольное	0,3 – 0,4	0,2 – 0,25

Примечания: 1. Большие значения для постоянных и близких к ним нагрузок; для жестких конструкций валов и опор. 2. Для шевронных передач при b_w , равной сумме полушевронов, ψ_{bd} можно увеличить в 1,3 — 1,4 раза.

Для многоступенчатых редукторов, у которых нагрузка увеличивается от ступени к ступени, в каждой последующей ступени значение ψ_{bd} принимают больше, чем в предыдущей. Это способствует хорошему соотношению размеров колес по ступеням — см. 6.8.

Выбор модуля и числа зубьев

В формулах (6.18) и (6.19) модуль и число зубьев не участвуют непосредственно. Они входят в эти формулы косвенно через d_1 или a (или d_1 и u), которые определяются произведениями mz .

Из этого следует, что величина контактных напряжений σ_H не зависит от модуля или числа зубьев в отдельности, а определяется только их произведениями или диаметрами колес.

По условиям контактной прочности при данных d_1 или a модуль передачи может быть сколь угодно малым, лишь бы соблюдались равенства $mz_1 = d_1$ и $m(z_1 \pm z_2) = 2a$.

Минимально допускаемую величину модуля можно определить из условий прочности зубьев на изгиб по формуле (6.28). Однако при таком расчете в большинстве случаев получают зацепления с очень мелкими зубьями, применение которых практически ограничено.

Поэтому величину m обычно выбирают, ориентируясь на рекомендации, выработанные практикой, и затем проверяют на изгиб. В этих рекомендациях учитывают следующие основные соображения.

Мелкомодульные колеса с большим числом зубьев предпочтительны по условиям плавности хода передачи (увеличивается ϵ_a) и по экономическим соображениям. При малых m уменьшаются потери на трение (уменьшается скольжение), сокращается расход материала (уменьшается наружный диаметр $d_a = d + 2h_a^*m$) и экономится станочное время нарезания зубьев (уменьшается объем срезаемого материала).

Крупномодульные колеса с большим объемом зубьев дольше противостоят износу, могут работать длительное время после начала выкрашивания, менее чувствительны к перегрузкам и неоднородности материала (дефекты литья и т. п.).

При мелком модуле возрастают требования к точности и жесткости передачи, так как увеличивается возможность поломки зубьев вследствие концентрации нагрузки, в особенности при перегрузках. При ориентировочной оценке величины m можно использовать рекомендации табл. 6.9.

Выбрав ψ_m , определяют

$$m = b_w / \psi_m, \quad (6.20)$$

где

$$b_w = \psi_{bd} d_1. \quad (6.21)$$

Величина m согласуется со стандартом (см. табл. 6.1).

По изложенным выше соображениям, для силовых передач обычно рекомендуют принимать $m \geq 1,5$ мм.

При известном модуле определяют все остальные параметры передачи:

$$z_1 = (d_1 \cos \beta) / m; z_2 = z_1 u \text{ и } d_2 = (mz_2) / \cos \beta. \quad (6.22)$$

Должно быть $z_1 \geq z_{\min}$, где $z_{\min}$ — по табл. 6.2.

С целью уменьшения шума в быстроходных передачах рекомендуют брать $z_1 \geq 25$. Для окончательного утверждения выбранной величины модуля необходимо проверить прочность зубьев по напряжениям изгиба по формулам (6.25) или (6.26).

В случае неудовлетворительного результата изменяют m и определяют новые значения z .

Отметим, что при проверке можно получить σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, и это не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Таблица 6.9

Выбор величины модуля

Конструкция	$\psi_m = b/m$
	не бо- лее
Высоконагруженные точные передачи, валы, опоры и корпуса повышенной жесткости:	
HB ≤ 350	45–30
HB > 350	30–20
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами (и другие аналогичные):	
HB ≤ 350	30–25
HB > 350	20–15
Грубые передачи, например с опорами на стальных конструкциях (крановые и т. п.) или с плохо обработанными колесами (литые), а также открытые передачи, передачи с консольными валами (конические), подвижные колеса коробок скоростей	15–10

Примечание. Нижние значения ψ_m для повторно-кратковременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей; верхние значения для длительных режимов работы, небольших перегрузок и высоких скоростей.

Если расчетное значение σ_F превышает допускаемое при принятых значениях d и m , применяют колеса со смещением или увеличивают m . Это значит, что в данной передаче (при данных материалах) решающее значение имеет не контактная прочность, а прочность на изгиб. На практике такие случаи встречаются у колес с высокотвердыми зубьями при $HRC > 50 - 60$ (например, цементированные зубья).

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба

Зуб имеет сложное напряженное состояние (рис. 6.16). Наибольшие напряжения изгиба имеют место у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений.

Для того чтобы по возможности просто получить основные расчетные зависимости (принятые в стандарте) и уяснить влияние основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале прямо-зубое зацепление и допустим следующее (рис. 6.24):

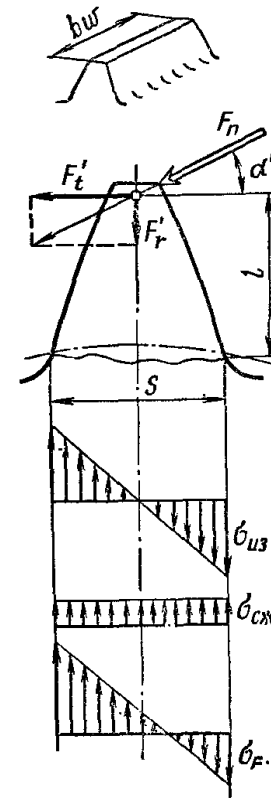


Рис. 6.24

Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов. Фактически зуб подобен зубообразному выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с размерами высоты. Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости [32]. Мы используем результаты этого расчета для исправления приближенных расчетов путем введения теоретического коэффициента концентрации напряжений. На расчетной схеме (см. рис. 6.24):

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w \text{ [см. формулу (6.8)],}$$

где F_t – окружная сила; α' – угол направления нормальной силы F_n , приложенной у вершины зуба, к оси симметрии зуба. Угол α' несколько больше угла зацепления α_w . Связь между ними поясняется рис. 6.13, где $\alpha' = \alpha_w + \Delta\alpha$.

Силу F_n переносят по линии действия на ось симметрии зуба и раскладывают на составляющие

$$F_t' = F_n \cos \alpha' = F_t \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w}$$

и

$$F_r' = F_n \sin \alpha' = F_t \frac{\sin \alpha'}{\cos \alpha_w}. \quad (a)$$

Напряжение изгиба в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,

$$\sigma_F = \left(\frac{F_t' l}{W} - \frac{F_r'}{A} \right) K_t, \quad (б)$$

где $W = b_w s^2 / 6$ – момент сопротивления по изгибу; $A = b_w s$ – площадь; b_w , s и l указаны на рис. 6.24; K_T – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Знак (–) в формуле (б) указывает, что за расчетные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев практики именно здесь возникают трещины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

Размерные величины l и s неудобны для расчетов. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, эти величины выражают через безразмерные коэффициенты:

$$l' = l/m \quad \text{и} \quad s' = s/m, \quad (в)$$

где m – модуль зубьев.

С учетом выражений (а) и (в) и введением коэффициентов расчетной нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{Fv} (см 6.5) формула (б) преобразуется к виду

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(s')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\cos \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_T.$$

Далее, используя формулу (6.11), вводят параметр

$$W_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w} \quad (6.23)$$

– удельная расчетная окружная сила и обозначают

$$Y_F = \left[\frac{6l'}{(s')^2} \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_T \quad (6.24)$$

коэффициент формы зуба (см. график на рис. 6.25).

При этом для *прямозубых передач* расчетную формулу записывают в виде

$$\sigma_F = Y_F \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F] \quad (6.25)$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение по изгибу (см. 6.11).

У *косозубых передач* суммарная длина контактной линии l_Σ больше ширины колеса b_w в $K_\epsilon \epsilon_\alpha / \cos \beta$ раз (см. формулу (6.4)).

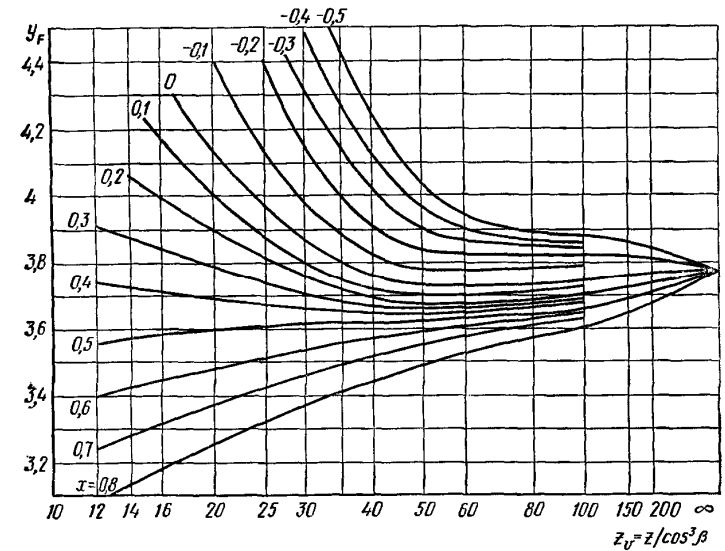


Рис. 6.25

Исследования подтверждают, что увеличение длины контактной линии уменьшает напряжения изгиба приблизительно так же, как увеличение ширины колеса.

Для *косозубых передач*

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F] \quad (6.26)$$

где $Y_\epsilon = 1 / (K_\epsilon \epsilon_\alpha)$ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; $Y_\beta \approx \cos \beta$ – коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Влияние угла β выражается через $\cos \beta$ недостаточно точно. На основании исследований рекомендуют $Y_\beta \approx 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$ и при $\beta > 42^\circ$ $Y_\beta \approx 0,7$ (отклонения от значений $\cos \beta$ составляют не более 9%).

Из формулы (6.24) следует, что Y_F – безразмерный коэффициент, величина которого зависит только от формы зуба (размеры l' , s' , α') и в том числе от формы его галтели (коэффициент K_T).

Ранее (см. 6.2) было показано, что форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит в основном от числа зубьев колеса z и коэффициента смещения инструмента x . Эта зависимость отражена на графике рис. 6.25.

Для колес с внутренними зубьями Y_F можно определять приближенно по формуле

$$Y_F \approx K_T \frac{2z}{(z+20)}, \quad (6.27)$$

где K_T можно принимать равным примерно двум.

Для проектных расчетов по напряжениям изгиба формулы (6.25) и (6.26) решают относительно модуля путем замены и последующих преобразований

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{mb_w} = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{d_1 m \psi_{bd} d_1} \leq [\sigma_F]$$

Затем заменим $d_1^2 = \frac{m^2}{\cos^2 \beta} z_1^2$ и запишем

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} Y_F. \quad (6.28)$$

При некоторых средних значениях K_{Fv} , Y_ε и Y_β коэффициент $K_m \approx 1,4$ — для прямозубых передач, $K_m \approx 1,12$ — для косозубых и шевронных передач.

Порядок проектного расчета передачи

1. На основе приближенной формулы (6.18) определяют геометрические параметры (d , z , m , b_w , a_w).
2. Выполняют проверочный расчет передачи на выносливость по контактным напряжениям — формула (6.17).
3. Выполняют проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба — формула (6.25) или (6.26).
Подробнее — см. примеры расчета.

]

6.7. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Общие сведения и характеристика

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ (рис. 6.26 и 6.27). Наиболее распространены передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент. Кроме допусков на размеры зубчатых венцов, здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности значительно труднее, чем цилиндрическое.

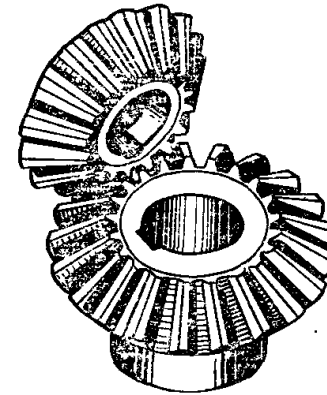


Рис. 6.26

Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно (рис. 6.27). При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (см. рис. 6.19). В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным *нагрузочная способность конической передачи составляет лишь около 0,85 по сравнению с цилиндрической* [23]. Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют довольно широкое применение, поскольку конструкция машин часто вынуждает располагать валы под углом.

Передаточное отношение

Углы делительных (начальных) конусов δ_1 и δ_2 связаны с передаточным отношением так же, как и у конических фрикционных передач,

$$\left. \begin{array}{l} \text{и при} \\ \text{Кроме того,} \end{array} \right\} \begin{array}{l} i = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \\ \Sigma = 90^\circ \\ i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \\ i = d_2/d_1 = z_2/z_1. \end{array} \quad (6.29)$$

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

В зацеплении конической передачи действуют силы: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a . Зависимость между этими силами нетрудно установить с помощью рис. 6.27, где силы изображены приложенными к шестерне.

По нормали к зубу действует сила F_n , которая раскладывается на F_t и F'_r . В свою очередь F'_r раскладывается на F_a и F_r .

Здесь

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T_1/d_{m1}, \quad F_n = F_t/\cos \alpha, \\ F'_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_a &= F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (6.30)$$

Для колеса направление сил противоположно. При этом F_a является радиальной силой, а F_r – осевой.

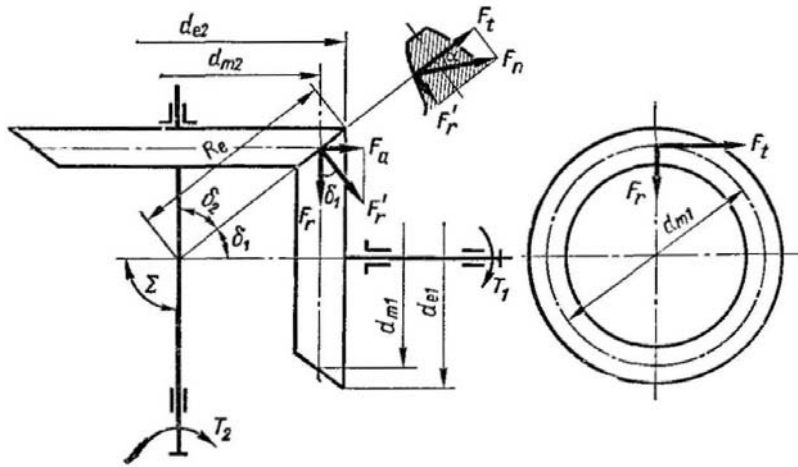


Рис. 6.27

Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому

Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом ϕ_1 (рис. 6.28) будет такой же, как у цилиндрического колеса, образованного разверткой ϕ_2 дополнительного конуса.

Диаметр эквивалентного колеса

$$\left. \begin{aligned} d_{vt1} &= d_{e1}/\cos \delta_1; \\ d_{vt2} &= d_{e2}/\cos \delta_2. \end{aligned} \right\} \quad (6.31)$$

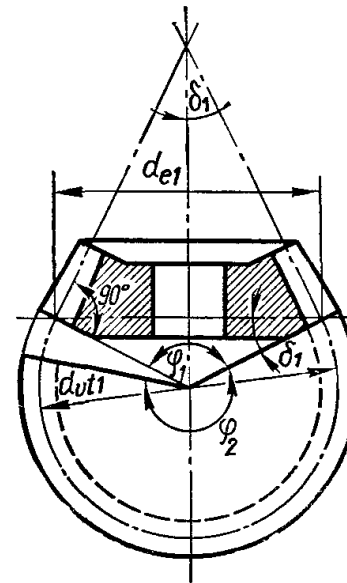


Рис. 6.28

Выражая диаметры через z и m , запишем $z_{vt1}m = z_1m/\cos \delta_1$ или числа зубьев эквивалентных колес

$$\left. \begin{aligned} z_{vt1} &= z_1/\cos \delta_1; \\ z_{vt2} &= z_2/\cos \delta_2. \end{aligned} \right\} \quad (6.32)$$

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба

Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рис. 6.29).

Все поперечные сечения зуба геометрически подобны. При этом удельная нагрузка q распределяется неравномерно по длине зуба. Они изменяются в зависимости от величины деформации и жесткости зуба в различных сечениях.

сечениях.

Можно доказать, что нагрузка q распределяется по закону треугольника, вершина которого совпадает с вершиной делительного конуса, и что напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба.

Это позволяет вести расчет по любому из сечений. Практически удобно принять за расчетное сечение среднее сечение зуба с нагрузкой q_{cp} . По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей (формула (6.25)) запишем

$$\sigma_F = Y_F \frac{w_{Ft}}{0,85m_{tm}} \leq [\sigma_F], \quad (6.33)$$

где 0,85 - опытный коэффициент; m_{tm} - модуль в среднем нормальном сечении зуба.

Параметр w_{Ft} определяют по формуле (6.23) при окружной силе, рассчитанной по среднему диаметру (см. рис. 6.27).

$$F_t = 2T_1/d_{m1}. \quad (6.34)$$

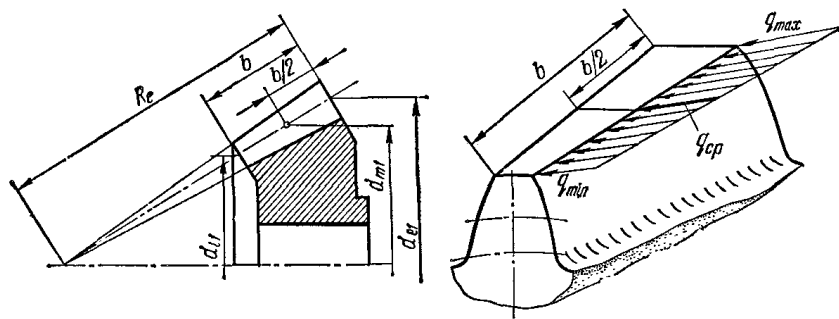


Рис. 6.29

Производственными и чертежными размерами конического колеса являются размеры в нормальном сечении по большому торцу. Обозначая модуль в этом сечении m_{te} , получаем

$$\left. \begin{aligned} m_{te} &= m_{tm} \frac{R_e}{R_e - 0,5b_w}, \\ d_{e1} &= m_{te} z_1. \end{aligned} \right\} \quad (6.35)$$

Величину m_{te} обычно округляют до ближайшего стандартного значения (см. табл. 6.1).

Коэффициент формы зуба Y_F определяют по графику рис. 6.25 в соответствии с эквивалентным числом зубьев z_o (формула (6.32)).

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям

Для конического зацепления ρ_{np} в формуле (6.16) определяют по диаметрам эквивалентных колес. Согласно формулам (6.31) для среднего сечения зуба получим

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Учитывая связь тригонометрических функций и формулу (10.29) с заменой i на u находим

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}} \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}}.$$

После подстановки и несложных преобразований запишем

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2\sqrt{u^2 + 1}}{d_{m1} u \sin \alpha}. \quad (6.36)$$

На основании формулы (6.36) можно отметить, что приведенный радиус кривизны в различных сечениях зуба конического колеса изменяется пропорционально диаметрам этих сечений или расстоянию от вершины начального конуса.

Ранее было сказано, что удельная нагрузка q также пропорциональна этим расстояниям. Следовательно, отношение q/ρ_{np} постоянно для всех сечений зуба. При этом постоянными будут оставаться и контактные напряжения по всей длине зуба, что позволяет производить расчет по любому сечению (в данном случае по среднему). Удельная нагрузка в этом сечении (см. рис. 10.29)

$$q_{cp} = \frac{q_{max} + q_{min}}{2} = \frac{F_t K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b_w \cos \alpha_w}. \quad (6.37)$$

Сравнивая формулы (6.36) и (6.37) с аналогичными формулами (6.10) и (6.16) * для прямозубых цилиндрических передач, отмечаем, что формулы для q совпадают, а для $1/\rho_{np}$ различаются только числителями: $\sqrt{u^2 + 1}$ вместо $(u^2 + 1)$. Учитывая это различие, переписываем формулу (6.17) для прямозубых конических передач в виде:

$$\sigma_H = z_H z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H], \quad (6.38)$$

где 0,85 — опытный коэффициент.

Аналогично из формулы (6.18) получим формулу для проектного расчета прямозубой конической передачи при стальных колесах

$$d_{m1} = 167^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}, \quad (6.39)$$

где $\psi_{bd} = b_w/d_{m1}$ — коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра. Рекомендуют

$$\left. \begin{aligned} \psi_{bd} &\approx 0,3 - 0,6 \\ \text{при соблюдении условий } \frac{b_w}{R_e} &\leq 0,3 \text{ и } b_w \leq 10 m_{te} \end{aligned} \right\} \quad (6.40)$$

Меньшие значения ψ_{bd} для неприрабатывающихся зубьев ($H_B > 350$) и при резко переменных нагрузках. Проверкой правильности выбора ψ_{bd} служит второе условие в рекомендации (6.40). Проверку

выполняют после предварительной оценки размеров передачи по формуле (6.39).

Методика определения модуля, числа зубьев и других исполнительных размеров передачи аналогична методике определения этих параметров для цилиндрических колес (см. также пример расчета). При этом учитывают рекомендации табл. 6.9.

Конические передачи с непрямыми зубьями

Из различных типов конических колес с непрямыми зубьями на практике получили распространение колеса с косыми или тангенциальными зубьями (рис. 6.30) и колеса с круговыми зубьями (рис. 6.31).

Преимущественное применение получили колеса с круговыми зубьями. Они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще и производится на специальных станках для нарезания и шлифования этих колес в условиях как массового, так и мелкосерийного производства. Назначение непрямого зуба в конических передачах то же, что и косого зуба у цилиндрических передач.

Тангенциальные зубья направлены по касательной к некоторой воображаемой окружности радиусом e и составляют с образующей конуса угол β .

Круговой зуб располагается по дуге окружности, по которой движется инструмент при нарезке зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса (см. рис. 6.31).

Величины углов β выполняют до $25^\circ - 30^\circ$ — для колес с тангенциальным зубом и $\beta_{\text{ср}} \approx 35^\circ$ — для колес с круговым зубом.

Силы в зацеплении определяют по формулам:

окружная сила $F_t = 2T_1 / d_{m1}$,

радиальная сила $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta \sin \delta_1);$

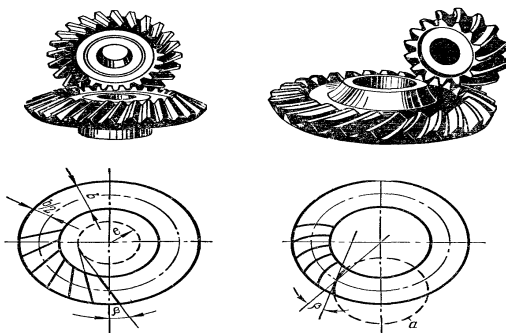


Рис. 6.30

Рис. 6.31

$$\text{осевая сила} \quad F_a = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1).$$

В последних двух формулах знак зависит от направления внешнего момента, приложенного к валу шестерни, и линии наклона зуба как винтовой линии (табл. 6.10).

Таблица 6.10

T_1	Линия наклона зуба	знак	
		формула (6.42)	формула (6.43)
По часовой стрелке	Правая	+	—
Против часовой стрелки	Левая	—	+
	Правая	—	+
	Левая	+	—

Примечание. Направление T_1 определяется при наблюдении со стороны большого торца шестерни.

Расчет прочности конических колес с непрямыми зубьями выполняют по параметрам биэквивалентных цилиндрических прямозубых колес.

Используя зависимости (6.31), (6.32) для конических прямозубых колес и (6.1), (6.2) для цилиндрических косозубых колес, можно записать:

диаметр биэквивалентного колеса

$$d_{\text{вн}} = d_e / (\cos \delta \cos^2 \beta), \quad (6.44)$$

число зубьев биэквивалентного колеса

$$z_{\text{вн}} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta). \quad (6.45)$$

По аналогии с зависимостями (6.33) и (6.26) изгибная прочность оценивается по формуле

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{0,85 m_{nm}} \leq [\sigma_F] \quad (6.46)$$

где Y_F определяют по графику рис. 6.25 в зависимости от $z_{\text{вн}}$ (см. формулу (6.45)); Y_ϵ , Y_β определяют по тем же зависимостям, что и в формуле (6.26); m_{nm} — нормальный модуль в среднем сечении.

Кроме того,

$$d_m = m_{im} z; \quad d_e = d_m \frac{R_e}{R_e - 0,5b}; \quad m_{te} = d_e / z.$$

По аналогии с зависимостями (6.38), (6.39), (6.17) и (6.18) контактная прочность оценивается по формулам:
для проверочного расчета

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H] \quad (6.47)$$

для проектного расчета

$$d_{m1} = 144 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}} \quad (6.48)$$

Все параметры в формулах (6.47) и (6.48) имеют прежние обозначения.

6.8. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ И МНОГУСТУПЕНЧАТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

По массе и габаритам передачи невыгодно выполнять большие передаточные отношения в одной ступени (рис. 6.32).

Практикой выработаны следующие рекомендации:
одноступенчатые цилиндрические i до 8; одноступенчатые конические i до 4 (в коническо-цилиндрических редукторах i конической < цилиндрической); двухступенчатые цилиндрические i до 45 (максимум до 60);

трехступенчатые » i до 200 (максимум до 300);
многоступенчатые » $i = i_1 i_2 \dots$

Масса и габариты редуктора в значительной степени зависят от того, как распределено общее передаточное отношение по ступеням передачи. Лучшие показатели имеют редукторы, у которых диаметры колес (а не шестерен) всех ступеней близки между собой.

При этом также выполняются и условия смазки погружением колес в общую масляную ванну. Для уменьшения потерь на перемешивание и разбрызгивание масла быстроходные колеса желательно погружать в масло на меньшую глубину, чем тихоходные (рис. 6.32). Обычно рекомендуют погружать быстроходные колеса не более чем на двойную высоту зуба, а тихоходные не более одной трети радиуса.

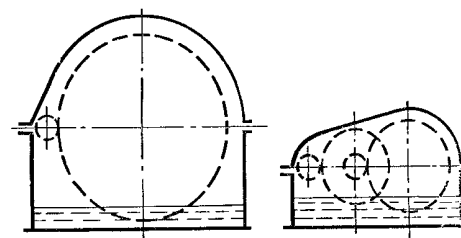


Рис. 6.32

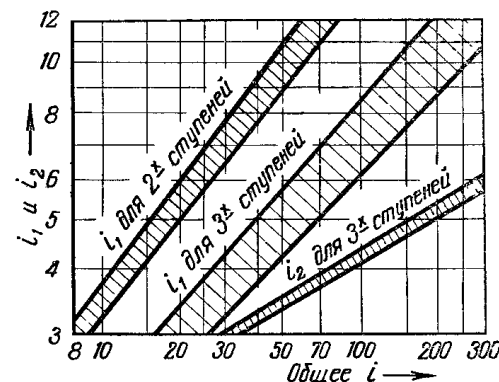


Рис. 6.33

Так как быстроходная ступень нагружена меньше, чем тихоходная, то для получения близких диаметров колес передаточное отношение первой (быстроходной) ступени рекомендуют брать больше, чем второй, при одновременном увеличении коэффициента ширины колес ψ_{bd} от быстроходной к тихоходной ступени. Ориентировочные рекомендации по распределению передаточных отношений приведены на рис. 6.33. График построен по условию минимальной массы зубчатых колес при одинаковых или близких допускаемых напряжениях во всех ступенях передачи.

В первом приближении передаточные отношения выбирают в пределах заштрихованных зон. Окончательное решение принимают после оценки результатов расчета и вычерчивания конструктивной схемы редуктора.

6.9. К.П.Д., ОХЛАЖДЕНИЕ И СМАЗКА

К.П.Д. зубчатой передачи

$$\eta = 1 - \frac{N_r}{N_1},$$

где N_1 - мощность на входе; N_r - мощность, потерянная в передаче. В свою очередь

$$N_r = N_3 + N_{\Pi} + N_{\Gamma}.$$

Здесь N_3 , N_{Π} , N_{Γ} - соответственно мощности, потерянные на трение в зацеплении, на трение в подшипниках, на разбрызгивание и перемешивание масла (так называемые гидравлические потери).

Обозначив $\psi_3 = N_3/N_1$ - коэффициент потерь в зацеплении, $\psi_n = N_n/N_1$ - коэффициент потерь в подшипниках, $\psi_r = N_r/N_1$ - коэффициент гидравлических потерь, можно записать

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_n + \psi_r) \quad (6.49)$$

Потери в зацеплении составляют обычно главную часть потерь передачи. Величину для некорригированных зацеплений можно оценить приближенно по формуле

$$\psi_3 = 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (6.50)$$

где $f \approx 0,06 - 0,1$ - коэффициент трения в зацеплении; знак (+) для наружного, (-) для внутреннего зацепления. Средние ориентировочные значения $\psi_3 \approx 0,015 - 0,03$. Сумма $(\psi_n + \psi_r) \approx (0,15 - 0,03)$.

Раздельное измерение потерь связано с большими трудностями. Поэтому на практике обычно определяют суммарные потери в передаче. Для приближенных расчетов можно использовать данные табл. 6.11.

Таблица 6.11

Ориентировочные значения к. п. д. одной ступени зубчатого редуктора на подшипниках качения при номинальной нагрузке

Тип передачи	К. п. д.		
	Закрытые передачи (жидкая смазка)		Открытые при густой смазке
	6-й и 7-й степени точности	8-й и 9-й степени точности	
Цилиндрическая	0,99—0,98	0,975—0,97	0,96—0,95
Коническая	0,98—0,96	0,96—0,95	0,95—0,94

В многоступенчатых передачах

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \quad (6.51)$$

Например, для передачи по рис. 6.38 $\eta \approx 0,97 \cdot 0,97 = 0,94$; для передачи по рис. 6.39 $\eta \approx 0,96 \cdot 0,97 = 0,93$.

Приведенные выше значения справедливы при работе передачи в зоне полной расчетной нагрузки. При уменьшении полезной нагрузки к. п. д. снижается и становится равным нулю при холостом ходе. Это связано с возрастанием относительной величины так называемых постоянных потерь, не зависящих от величины полезной нагрузки. К

таким потерям относятся: гидравлические потери, потери в уплотнениях подшипниковых узлов и т. п.

Работа, потерянная в редукторе, превращается в тепло и при неблагоприятных условиях охлаждения и смазки может вызвать перегрев редуктора. Вопросы теплового расчета, охлаждения и смазки являются общими для зубчатых и червячных передач.

6.10. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что *нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала*. Наибольшую твердость, а следовательно, и наименьшие габариты и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке.

Сталь является в настоящее время основным материалом для изготовления зубчатых колес и в особенности для зубчатых колес высоконагруженных передач.

Стали, рекомендуемые для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в табл. 6.12.

В зависимости от твердости (или от термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: с твердостью $HB \leq 350$ - зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; с твердостью $HB > 350$ - объемная закалка, закалка т. в.ч., цементация, азотирование и др. Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

Твердость материала $HB \leq 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 10—15 единиц:

$$HB_1 \geq HB_2 + (10—15) \quad (6.52)$$

Таблица 6.12

Типовые материалы для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики

Марка стали**	Сечение S, мм	Механические свойства (при поверхностной закалке σ_B и σ_T относятся к сердцевине, HRC к поверхности)				Термообработка	Ориентировочный режим термообработки (З — закалка; О — отпуск, с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды; М — масло; В — вода; Н — нормализация)		
		Твердость		Предел прочности σ_B , кгс/мм ²	Предел текучести σ_T , кгс/мм ²				
		HB	HRC***						
Заготовка — поковка (штамповка или прокат)									
40	≤ 60	192—228	—	70	40	Улучшение	З, 840—860 °С, В, О, 550—620 °С		
45	≤ 80	170—217	—	60	34	Нормализация	Н, 850—870 °С		
	≤ 100	192—240	—	75	45	Улучшение	З, 820—840 °С, В, О, 560—600 °С		
	≤ 60	241—285	—	85	58	»	З, 820—840 °С, В, О, 520—530 °С		
50	≤ 80	179—228	—	64	35	Нормализация	Н, 840—860 °С		
	≤ 80	228—255	—	70—80	53	Улучшение	З, 820—840 °С, О, 560—620 °С		
40X	≤ 100	230—260	—	85	55	Улучшение	З, 830—850 °С, О, 540—580 °С		
	≤ 60	360—280	—	95	70	»	З, 830—850 °С, О, 500 °С		
	≤ 60	500—550 HV	26—30	100	80	Азотирование	То же, с последующим мягким азотированием		
45X	≤ 100	230—280	—	85	65	Улучшение	З, 840—860 °С, М, О, 580—640 °С		
	100—300	163—269	—	75	50	»	То же		
	300—500		—	70	45	»	»		
40XH	≤ 100	230—300	—	85	60	Улучшение	З, 820—840 °С, М, О, 560—600 °С		
	100—300	≥ 241	—	80	58	»	То же		
	≤ 40	—	48—54	160	140	Закалка	З, 820—840 °С, М, О, 180—200 °С		

Продолжение табл. 6.12

35XM	≤ 100 ≤ 50 ≤ 40	241 269 —	— — 45—53	90 90 160	80 80 140	Улучшение » Закалка	З, 850—870 °С, М, О, 600—650 °С То же З, 850—870 °С, М, О, 200—220 °С
40XHMA	≤ 80 ≤ 300	≥ 302 ≥ 217	— —	110 70	90 50	Улучшение »	З, 830—850 °С, М, О, 600—620 °С То же
35XГСА	≤ 150 ≤ 60 ≤ 40 ≤ 30	235 270 310 —	— — — 46—53	≥ 76 98 110 170—195	≥ 50 88 96 135—160	Улучшение » » Закалка	З, 850—880 °С, М, О, 640—660 °С З, 850—880 °С, М, О, 500 °С То же З, 860—880 °С, М, О, 200—250 °С
20X	≤ 60	—	56—63	65	40	Цементация	З, О
12XНЗА	≤ 60	—	56—63	92	70	»	З, О
25XГТ	—	—	58—63	115	95	»	З, О
38XMЮА	—	850—900 HV	30—35	105	90	Азотирование	Заготовка—улучшение
Стальное литье							
45Л	—	*	—	55	32	Нормализация	Н, О
30XНМЛ	—	*	—	70	55	»	Н, О
40ХЛ	—	*	—	65	50	»	Н, О
35ХМЛ	—	*	—	70	55	»	Н, О

* Ориентировочно $HB \approx 2,85 \sigma_B$, где HB кгс/см², σ_B кгс/мм².

** В обозначениях: первые цифры - содержание углерода в сотых долях, %; буквы — легирующие элементы Г - марганец, М - молибден, Н - никель, С - кремний, Т - титан, Х - хром, Ю - алюминий; цифры после буквы - процент содержания этого элемента, если оно превышает 1%. Обозначение высококачественных легированных сталей дополняется буквой А; стального литья - буквой Л в конце.

*** HRC для цементированных и HV азотированных сталей - твердость поверхности. Для азотированных сталей HRC - твердость сердцевины.

Технологические преимущества материала при $HB \leq 350$ обеспечили ему широкое распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производств, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена. При $HB > 350$ (вторая группа материалов) твердость измеряется обычно в единицах Роквелла — HRC (ориентировочно $1 HRC \approx 10 HB$).

Специальные виды термообработки позволяют получить HRC до 50 - 60 (HB до 500 - 650). При этом (см. табл. 6.12) допускаемые контактные напряжения увеличиваются до ~ 2 раз, а нагрузочная способность передачи до ~ 4 раз [см. формулу (6.18)] по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастает также износостойкость и стойкость против заедания.

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые дополнительные трудности:

1. Высокотвердые материалы плохо прирабатываются. Поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колес.

2. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено. Поэтому термообработку выполняют после нарезания. Некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции: шлифовка, притирка, обкатка и т. п. Эти трудности проще преодолеть в условиях крупносерийного и массового производства, когда легко окупаются специальные оборудование, инструменты и приспособления. Поэтому в изделиях крупносерийного и массового производств применяют, как правило, колеса с высокотвердыми зубьями.

Объемная закалка — наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной заковки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,35 - 0,5% (стали 45, 40X, 40XH и т. д.). Твердость на поверхности зуба 45 — 55 HRC .

Недостатками объемной заковки являются коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приобретает хрупкость); ограничение размеров заготовок, которые могут воспринимать объемную закалку (см. значения S в табл. 6.12). Последнее связано с тем, что для получения необходимой твердости при заковке скорость охлаждения не должна быть ниже критической. С увеличе-

нием размеров сечений детали скорость охлаждения падает, и если ее величина будет меньше критической, получается так называемая «мягкая» закалка. Мягкая закалка дает пониженную твердость.

В настоящее время объемную закалку во многих случаях заменяют поверхностными термическими и химико-термическими видами обработки, которые обеспечивают высокую поверхностную твердость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) является длительным и дорогим процессом. Однако она обеспечивает очень высокую твердость (58 — 63 HRC). При заковке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые стали простые (сталь 15 и 20) и легированные (20X, 12XH3A и др.). Легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и этим предохраняют продавливание хрупкого поверхностного слоя при перегрузках. Глубина цементации около 0,1—0,15 от толщины зуба, но не более 1,5—2 мм.

При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в изделиях, где масса и габариты имеют решающее значение (транспорт, авиация и т. п.)

Поверхностная закалка токами высокой частоты (т. в. ч.) или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает HRC 48 - 54 и применима для сравнительно крупных зубьев ($m > 5$ мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением. При относительно тонком поверхностном закаливании зуб искажается мало. И все же без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка т. в. ч. требует специального оборудования и строгого соблюдения режимов обработки. Стоимость обработки т. в. ч. значительно возрастает с увеличением размеров колес. Поэтому большие колеса чаще закаливают с нагревом ацетиленовым пламенем. Для поверхностной заковки используют стали 40X, 40XH, 45 и др.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем при цементации. Малая толщина твердого слоя (около 0,1 - 0,6 мм) делает зубья чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях абразивного износа. Степень коробления при азотировании очень мала. Поэтому этот вид термообработки особенно целесообразно применять в тех случаях, когда трудно выполнить шлифование зубьев (например, колеса с внутренними зубьями). Для азотируемых колес применяют

молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА.

Заготовку зубчатого колеса, предназначенного для азотирования, подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины.

При отсутствии абразивного износа целесообразно применять так называемое мягкое азотирование на глубину 10 - 15 мкм. Оно значительно проще, обеспечивает минимальное коробление и позволяет получать зубья 7-й степени точности без отделочных операций. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали типа 40Х.

Как было отмечено, высокая твердость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвердых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробеструйного наклепа, накатки и т. п.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные колеса и колеса, изготавливаемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Чугун применяют главным образом для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач.

Основным недостатком чугуна является пониженная прочность по напряжению изгиба. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию в условиях скудной смазки. Он не дорог и обладает хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатывается.

Разработанные в настоящее время новые сорта модифицированного чугуна позволяют чугуному литью конкурировать со стальным литьем также и в закрытых передачах.

Для изготовления зубчатых колес применяют серый чугун СЧ21-40, СЧ23-44 и модифицированный чугун СЧ28-48, СЧ32-52 и СЧ35-56, а также магниевый чугун с шаровидным графитом.

Из пластмасс для изготовления зубчатых колес находят применение главным образом текстолит ($E = 600 - 800 \text{ кгс/мм}^2$) и лигнофоль ($E = 1000 - 1200 \text{ кгс/мм}^2$), а также полиамиды типа капрона. Из пластмассы изготавливают обычно одно из зубчатых колес пары.

Вследствие сравнительно низкой нагрузочной способности пластмассовых колес их целесообразно применять в малонагруженных и кинематических передачах. В силовых передачах пластмассовые колеса используют только в отдельных случаях, так, например, при необходимости обеспечить бесшумную работу высокоскоростной пере-

дачи, не прибегая к высокой точности изготовления и вместе с тем при условии, что габариты этой передачи допускают повышенные размеры колес. Пластмассовые колеса целесообразно применять и в тех случаях, когда трудно обеспечить точное расположение валов (нет общего жесткого корпуса). Эти колеса менее чувствительны к неточностям сборки и изготовлению благодаря малой жесткости материала.

6.11. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_H} K_{HL}, \quad (6.53)$$

где $\sigma_{H \text{ limb}}$ – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов N_{H0} (рис. 6.34); S_H – коэффициент безопасности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

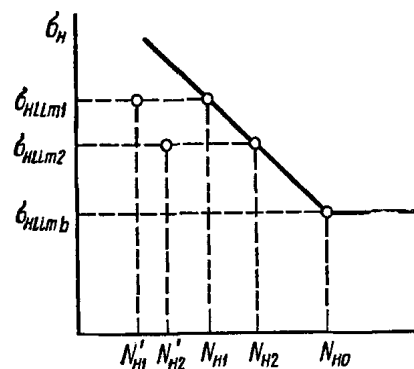


Рис. 6.34

Для прямозубых передач, а также для косозубых с небольшой разностью твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Было указано, что в косозубых передачах зубья шестерни целесообразно выполнять с твердостью, значительно превышающей твердость зубьев колеса (например, шестерня $HV \geq 400$, колесо ≤ 320). При этом за расчетное принимают среднее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, но не более $1,25[\sigma_H]_{\min}$ (меньшее из двух) для цилиндрических и $1,15[\sigma_H]_{\min}$ – для конических передач.

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25[\sigma_H]_{\min} & \text{– цилиндрические} \\ 1,15[\sigma_H]_{\min} & \text{– конические} \end{cases} \quad (6.54)$$

Рассмотрим далее рекомендации по определению значений параметров в формуле (6.53).

Предел контактной выносливости – исследованиями установлено, что контактная прочность, а следовательно, базовый предел контактной выносливости $\sigma_{H\lim b}$ и базовое число циклов N_{H0} определяются в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев (см. табл. 6.13 и график на рис. 6.35). На рис. 6.36 изображен график для пересчета единиц твердости HRC и HV в единицы HB .

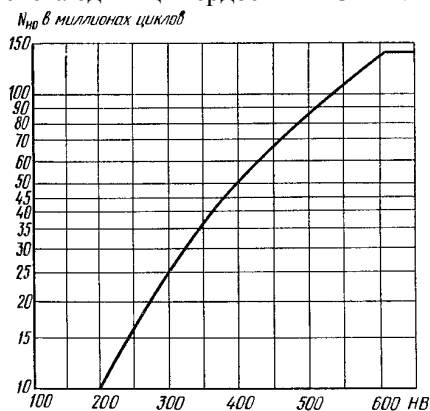


Рис. 6.35

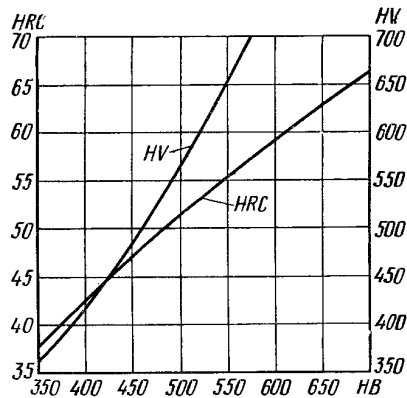


Рис. 6.36

Коэффициент безопасности – рекомендуют $S_H = 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (однородная структура по объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (неоднородная структура по объему).

Коэффициент долговечности K_{HL} учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи.

Расчет K_{HL} основывается на кривой выносливости — см. рис. 6.34. На участке $N_H < N_{H0}$ справедлива приближенная зависимость

$$N_H \sigma_{H\lim}^m = N_{H0} \sigma_{H\lim b}^m = \text{const.} \quad (6.55)$$

Для контактных напряжений $m=6$. При этом можно записать

$$\sigma_{H\lim} = \sigma_{H\lim b} \sqrt[6]{N_{H0} / N_H} = \sigma_{H\lim b} K_{HL}, \quad (6.56)$$

$$\text{где } K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N_H} > 1, \text{ но } \leq 2,4. \quad (6.57)$$

Таким образом, произведение $\sigma_{H\lim b} K_{HL}$ в формуле (6.53) заменяет значение временного предела выносливости $\sigma_{H\lim}$.

Коэффициент K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{H0}$).

Приближенные значения пределов контактной выносливости $\sigma_{H\lim b}$

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость поверхностей зубьев	Группа стали	$\sigma_{H\lim b}$, кгс/см ²
Отжиг, нормализация или улучшение	$HB \leq 350$	Углеродистая или легированная	$20 HB + 700$
Объемная закалка	$HRC 38 - 50$		$180 HRC + 1500$
Поверхностная закалка	$HRC 46 - 56$		$170 HRC + 2000$
Цементация	$HRC 54 - 64$	Легированная	$230 HRC$
Азотирование	$HV 550 - 750$		$15 HV$

Примечание. В расчет принимают среднее значение твердости в пределах допускаемого отклонения.

На участке $N_H > N_{H0}$ (длительно работающие передачи) линия выносливости приближенно параллельна оси абсцисс. Это значит, что на этом участке предел выносливости не изменяется, а $K_{HL}=1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (6.57). Второй знак неравенства предусматривает ограничение напряжений по условию отсутствия пластических деформаций на поверхностях зубьев. Учет срока службы позволяет повысить нагрузку кратковременно работающих передач. Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагрузки передачи.

Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. На практике режимы со строго постоянной нагрузкой встречаются редко. К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонениями до 20%. При этом за расчетную нагрузку обычно принимают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигателя.

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов перемены напряжений

$$N_H = 60 nct, \quad (6.58)$$

где n - частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин; c - число зацеплений зуба за один оборот колеса (c равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым); t - число часов работы передачи за расчетный срок службы.

Отметим, что в большинстве случаев практики $N_H > N_{H0}$. Так, например, при $n=1000$ об/мин и $N_H = N_{H0} = 10^7$ получим $t = 10^7 / 60 \cdot 1000 = 170$ ч, что значительно меньше срока службы большинства передач. Например, редукторы общего назначения рассчитывают на 20 000 ч.

Как будет показано ниже, постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи. Этот худший случай нагрузки принимают за расчетный также для неопределенных режимов нагрузки. Например, редуктор общего назначения может быть использован в самых различных условиях.

При переменных режимах нагрузки (см., например, циклограмму на рис. 6.37) расчет коэффициента долговечности K_{HL} выполняют по эквивалентному числу циклов N_{HE} . При этом N_{HE} заменяет N_H в формуле (6.57).

Методика определения N_{HE} базируется на эмпирическом условии суммирования повреждений при напряжениях $\sigma_{H \lim i}$, больших базового предела выносливости $\sigma_{H \lim b}$ — см. рис. 6.34:

$$\Sigma N'_{Hi} / N_{Hi} = \text{const} = 1, \quad (6.59)$$

где N'_{Hi} — число циклов действия некоторого напряжения σ_{Hi} , равного, например, $\sigma_{H \lim 1}$, $\sigma_{H \lim 2}$, ...; N_{Hi} — число циклов до разрушения при том же напряжении.

Уравнению (6.59) дается следующая интерпретация. При действии напряжения σ_H с числом циклов N'_{H1} , равным, например, $1/2 N_{H1}$, используется как бы половина выносливости материала. Вторую половину выносливости можно использовать или при том же напряжении $\sigma_{H \lim 1}$, продолжая работать до разрушения при числе циклов N_{H1} , или при напряжении $\sigma_{H \lim b}$, продолжая работать до числа циклов $N'_{H2} = 1/2 N_{H2}$.

При этом $\frac{N'_{H1}}{N_{H1}} + \frac{N'_{H2}}{N_{H2}} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} = 1$ — использован весь запас выносливости материала.

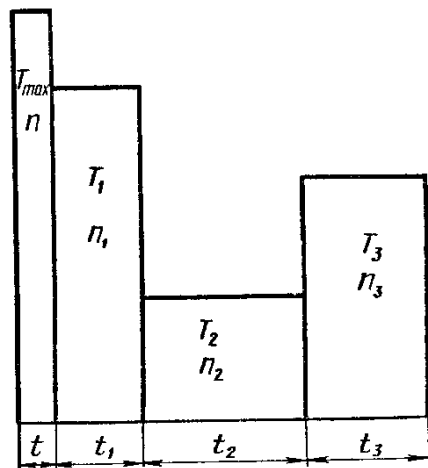


Рис. 6.37

Умножив числитель и знаменатель в уравнении (6.59) на $\sigma_{H \lim i}^m$ и заменив в знаменателе, согласно выражению (6.55), произведение $N_{Hi} \sigma_{H \lim i}^m$ на $N_{H0} \sigma_{H \lim b}^m$, после преобразований получают

$$\Sigma \sigma_{H \lim i}^m N'_{Hi} = \sigma_{H \lim b}^m N_{H0} = \text{const} = \sigma_{H \lim}^m N_{HE},$$

где $\sigma_{H \lim}$ — некоторое напряжение (больше $\sigma_{H \lim b}$), принятое за расчетное; N_{HE} — эквивалентное число циклов до разрушения при расчетном напряжении.

При переменном режиме нагрузки за расчетное напряжение обычно принимают максимальное из напряжений, учитываемых при расчете на выносливость. При этом, учитывая выражение (6.58), получаем

$$N_{HE} = 60c \Sigma \left(\frac{\sigma_{H \lim i}}{\sigma_{H \lim b}} \right)^m n_i t_i.$$

В соответствии с уравнением (6.16) напряжения пропорциональны квадратным корням из нагрузок или из моментов. Поэтому отношение напряжений можно заменить отношением моментов, понизив степень m в два раза. В нашем случае $m = 6$. При этом

$$N_{HE} = 60c \Sigma (T_i / T_1)^3 n_i t_i, \quad (6.60)$$

где T_i — один из числа крутящих моментов, которые учитывают при расчете на выносливость; T_1 — максимальный из моментов, учитываемых при расчете на выносливость; n_i , t_i — соответствующие этим моментам частота вращения и время работы.

Как уже было сказано, при расчете на выносливость не учитывают кратковременные перегрузки (например, пусковые или случайные), которые по малости числа циклов не снижают выносливости. Принято не учитывать также перегрузки, при которых число циклов переменных напряжений за полный срок службы меньше $5 \cdot 10^4$. Например, на циклограмме (см. рис. 6.37) число циклов при моменте $T_{\max}$, равное 60 *cnt*, оказалось $< 5 \cdot 10^4$. По условию, принятому при написании исходной зависимости (6.59), из расчета следовало бы исключать все малые моменты, при которых $\sigma_H < \sigma_{H \lim b}$. Однако исследования установили, что наше допущение о горизонтальности линии выносливости (см. рис. 6.36) за пределами N_{H0} не является строгим. Эта линия имеет небольшой наклон к оси абсцисс. При этом малые нагрузки также будут участвовать в накоплении повреждений материала, хотя и в меньшей степени. Этот вопрос еще недостаточно изучен. До по-

лучения более точных данных приближенно допускают учитывать все нагрузки, меньшие T_1 .

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (6.61)$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}$ – базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба. Значения $\sigma_{F \text{ limb}}$ определяют экспериментально на зубчатых колесах. Рекомендации, выработанные на базе этих исследований, приведены в табл. 6.14; S_F – коэффициент безопасности; рекомендуют $S_F \approx 1,7 - 2,2$ – верхние значения для литых заготовок; K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач и т. п.); $K_{FC} = 1$ – односторонняя нагрузка; $K_{FC} = 0,8 - 0,7$ – реверсивная нагрузка (большие значения при $HB \gg 350$); K_{FL} – коэффициент долговечности.

Таблица 6.14

Приближенные значения пределов изгибной выносливости зубьев $\sigma_{F \text{ limb}}$

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость зубьев		Группа стали	$\sigma_{F \text{ limb}}$ кгс/см ²
	поверхности	сердцевины		
Нормализация, улучшение	HB от 180 до 300		Углеродистая и легированная (например, 40, 45, 40X, 40XH, 40XФА)	2600+ 10HB
Объемная закалка	HRC от 45 до 55		Легированная (например, 40X, 40XH, 40XФА)	5500 — 6000
Азотирование	HV от 550 до 750	HRC от 23 до 42	Легированная (например, 38ХМЮА, 40X, 40XФА)	430+190 HRC
Цементация	HRC от 56 до 62	HRC от 32 до 45	Легированная (например, 20X, 12ХН3А, 25ХГТ)	7500 — 8500

Примечание. В расчет принимают среднее значение твердости в пределах допускаемого отклонения.

При $HB \leq 350$, а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зубьев

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0} / N_{FE}} \geq 1 \leq 2.$$

При $HB > 350$ и нешлифованной переходной поверхностью

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0} / N_{FE}} \geq 1 \leq 1,6,$$

где N_{F0} — базовое число циклов; рекомендуют принимать $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

При постоянном режиме нагрузки эквивалентное число циклов N_{FE} определяется по формуле (6.58). При переменном режиме нагрузки, по аналогии с формулой (6.60),

$$N_{FE} = 60c \sum (T_i/T_1)^m n_i t_i. \quad (6.62)$$

Показатель кривой выносливости рекомендуют принимать: $m = 6$ для нормализованных и улучшенных сталей, а также при поверхностном упрочнении, если переходная поверхность шлифуется; $m = 9$ для закаленных сталей.

Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках

Максимальные моменты (см., например, момент T_{max} на рис. 6.37), неучтенные при расчете на выносливость, могут привести к потере статической прочности зубьев. Поэтому после определения размеров передачи по условию выносливости необходимо проверить статическую прочность при перегрузках.

Максимальные контактные напряжения $\sigma_{H \text{ max}}$ при перегрузке моментом T_{max} можно выразить через известное напряжение σ_H — см. формулу (6.17) или (6.38)

$$y_{H \text{ max}} = y_H \sqrt{T_{max} / T_{1H}} \leq [y_H]_{max}, \quad (6.63)$$

где T_{1H} – расчетный момент по контактной выносливости зубьев; $[\sigma_H]_{max}$ – предельное допускаемое напряжение; $[\sigma_H]_{max} = 2,8 \sigma_T$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (σ_T – предел текучести материала); $[\sigma_H]_{max} = 400HRC$ при цементации зубьев и закалке т. в.ч.; $[\sigma_H]_{max} = 30HV$ – при азотировании зубьев.

Аналогично, максимальные напряжения изгиба

$$y_{F \text{ max}} = y_F \frac{T_{max}}{T_{1F}} \leq [y_F]_{max}, \quad (6.64)$$

где σ_F , T_{1F} – напряжение и момент при расчете на выносливость;
 $[\sigma_F]_{\max}$ – предельное допускаемое напряжение:

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T \text{ при } HB \leq 350;$$

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,6\sigma_B \text{ при } HB > 350 \text{ (}\sigma_B \text{ – предел прочности материала).}$$

6.12. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ МЕЖДУ ВАЛАМИ С ПЕРЕКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ ОСЯМИ (ВИНТОВЫХ И ГИПОИДНЫХ)

В этих передачах так же, как и в конических, оси валов располагаются под углом, но не пересекаются, а перекрещиваются, т. е. проходят на некотором расстоянии a друг от друга (рис. 6.38 и 6.39). Перекрестное расположение осей придает этим передачам некоторые особенности, которые используют на практике. Например, подшипники обоих валов можно располагать по обе стороны колеса; оба вала могут продолжаться в обе стороны от колеса, что позволяет передавать движение от одного ведущего вала нескольким ведомым.

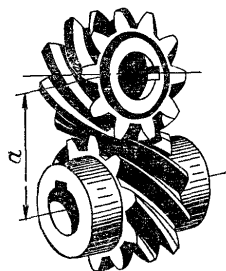


Рис. 6.38

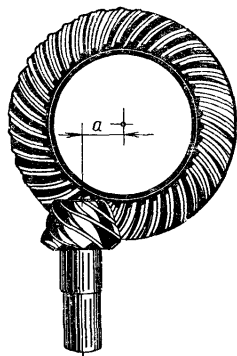


Рис. 6.39

Основным недостатком передач с перекрещивающимися осями является повышенное скольжение в зацеплении и связанные с этим повышенный износ и склонность к заеданию.

Винтовые и гипоидные передачи применяют сравнительно редко. Поэтому в курсе деталей машин дается только общее понятие об этих передачах.

Винтовая передача (рис. 6.39) осуществляется цилиндрическими косозубыми колесами. При перекрестном расположении осей начальные цилиндры колес соприкасаются в точке, поэтому зубья имеют

точечный контакт. Векторы окружных скоростей колес направлены под углом перекрещивания, поэтому в зацеплении имеется большое скольжение.

Точечный контакт и скольжение приводят к быстрому износу и заеданию, даже при сравнительно небольших нагрузках. Поэтому винтовые передачи применяются главным образом в кинематических цепях приборов.

В силовых передачах их заменяют червячными передачами с многозаходными червяками. Во многих случаях такая замена целесообразна и в передачах приборов.

Прочностной расчет винтовых передач [1] выполняют по условным формулам, основанным на экспериментальных данных.

Гипоидная передача (рис. 6.39) осуществляется коническими колесами с косыми или криволинейными зубьями. Вершины конусов колес не совпадают. Угол перекрещивания осей чаще всего выполняется равным 90° .

В отличие от винтовых передач гипоидные могут быть выполнены с линейным контактом зубьев. Скорости скольжения в гипоидных передачах меньше, чем в винтовых, поэтому они обладают повышенной нагрузочной способностью и даже большей, чем у простых конических передач.

На практике опасность заедания, связанная со скольжением, устраняется применением специальной противозадирной смазки (гипоидное масло) и термообработкой зубьев до высокой твердости, а также ограничением смещения осей a (см. рис. 6.39).

Недостатком гипоидных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа. В настоящее время гипоидные передачи применяют главным образом в автотракторном и текстильном машиностроении. Размещение карданного вала ниже оси ведущих колес автомобиля позволяет понизить центр тяжести автомобиля и тем самым повысить его устойчивость.

Применение гипоидной передачи в прядильных машинах позволяет передавать движение от одного вала многим десяткам веретен. Расчет гипоидных передач излагается в специальной литературе [1].

7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача (рис. 7.1) относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Возможны и другие углы, отличные от 90° , однако такие передачи встречаются редко.

Движение в червячных передачах осуществляется по принципу винтовой пары. Винтом является червяк, а колесо подобно сектору, вырезанному из длинной гайки и изогнутому по окружности.

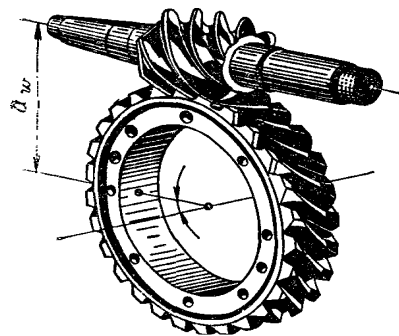


Рис. 7.1

7.1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ГЕОМЕТРИИ И СПОСОБАХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

В червячной передаче, так же как и в зубчатой, различают диаметры начальных и делительных цилиндров (рис. 7.2):

d_{w1}, d_{w2} – начальные диаметры червяка и колеса;

d_1, d_2 – делительные диаметры червяка и колеса.

В передачах без смещения $d_{w1} = d_1, d_{w2} = d_2$. Точка касания начальных цилиндров является полюсом зацепления. Существенное отличие червячной передачи от зубчатой заключается в том, что окружные скорости червяка и колеса не совпадают как по величине, так и по направлению. Они направлены друг к другу под углом перекрещивания.

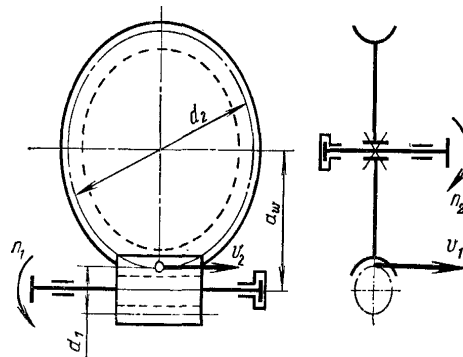


Рис. 7.2

Шаг p_x винтовой нарезки червяка (см. рис. 7.4) называется *шагом зацепления*, а отношение $m = p_x / \pi$ — *модулем зацепления* в осевом сечении червяка.

Такие же измерения имеет и нарезка червячного колеса. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной. Число заходов

червяка обозначают z_x . На практике наиболее распространены $z_1 = 1; 2$ и 4 . Число зубьев колеса обозначают z_2 .

Червяки

Червяки различают по следующим признакам: по форме поверхности, на которой образуется резьба – *цилиндрические* (рис. 7.3, а), и *глобоидные* (рис. 7.3, б) *; по форме профиля резьбы – с *прямолинейным* (рис. 7.4, а) и *криволинейным* (рис. 7.4, б) профилем в осевом сечении.

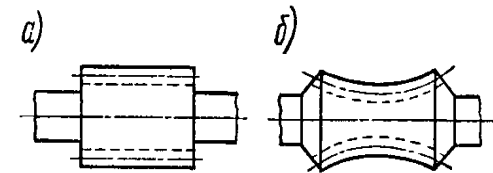


Рис. 7.3

До настоящего времени на практике наиболее распространены цилиндрические червяки с прямолинейным профилем в осевом сечении. В торцевом сечении витки очерчены архимедовой спиралью, отсюда название – *архимедов червяк*.

Архимедов червяк подобен ходовому винту с трапециевидальной резьбой. Поэтому его можно нарезать на обычных токарных или резбифрезерных станках.

Исследования показали, что работоспособность червячной передачи повышается с уменьшением шероховатости поверхности и повышением твердости резьбы червяка.

Для шлифования архимедовых червяков требуются специальные шлифовальные круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления. Поэтому архимедовы червяки изготавливают в основном с нешлифованными витками. Для высокотвердых шлифуемых витков применяют конволютные и эвольвентные червяки.

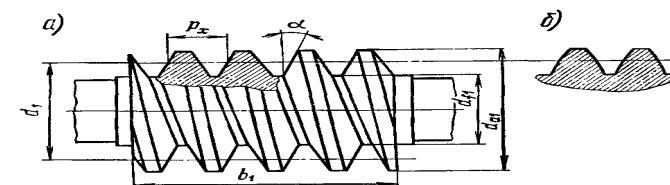


Рис. 7.4

Конвольютные червяки имеют прямолинейный профиль в нормальном к витку сечении и могут шлифоваться кругами с прямолинейными образующими на резьбошлифовальных станках.

Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцевом сечении и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу заходов червяка. Основным преимуществом эвольвентных червяков является возможность шлифования витков плоской стороной круга. Однако малое число зубьев (заходов) и большой угол подъема γ не позволяют производить эту операцию на обычных зубошлифовальных станках. Для этого требуются специальные червячношлифовальные станки.

Способ изготовления является решающим при выборе профиля нарезки червяка, так как при одинаковом качестве изготовления форма профиля мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля нарезки червяка связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

Червячное колесо нарезается червячными фрезами. Червячная фреза для нарезки червячного колеса является копией червяка, только фрезы имеют режущие кромки, а наружный диаметр больше на двойную величину радиального зазора в зацеплении. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое имеют червячное колесо и червяк в передаче. Такой метод нарезания колеса обуславливает необходимость введения стандарта на основные геометрические параметры червяка (α , m , p , z_1 , h_a^* , c^*) для того, чтобы иметь ограниченный ряд стандартного инструмента.

Ниже рассматриваются основные геометрические параметры для передач с архимедовым червяком (см. рис. 7.4), справедливые также и для передач с конвольютным червяком: $\alpha = 20^\circ$ - профильный угол в осевом сечении; $m = p_x / \pi$ - осевой модуль; $q = d_1 / m$ - коэффициент диаметра червяка, равный числу модулей в диаметре делительной окружности червяка; по стандарту связан с величиной m (см. табл. 7.1); $h_a^* = 1$ - коэффициент высоты головки; $c^* = 0,2$ - коэффициент радиального зазора.

Таблица 7.1

Значения m (мм) и q (из ГОСТ 2144 - 66)

m	2	2,5	3		4					5			6			
q	16	12	12	14	9	10	12	14	16	9	10	12	9	10	12	14
m	8						10			12		16				
q	8	9	10		12		8	10	12	8	10	8		9		

Таблица 7.2

Длина нарезной части червяка

Коэффициент смещения x	Число заходов червяка z_1	
	1-2	4
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
1,5	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Примечание. Для шлифуемых червяков по технологическим соображениям b_1 увеличивают при $m < 10$ мм на 25 мм; $m = 10 \div 16$ на 35 ÷ 40 мм.

Для того чтобы исключить слишком тонкие червяки, стандарт предусматривает увеличение q с уменьшением m . При тонком червяке увеличивается прогиб червячного вала, что нарушает правильность зацепления.

Угол подъема винтовой линии γ

$$\operatorname{tg} \gamma = \pi m z_1 / (\pi d_1) = m z_1 / d_1 = z_1 / q \quad (7.1)$$

Диаметры (см. рис. 7.4, а):

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= qm; \\ d_{a1} &= d_1 + 2m; \\ d_{f1} &= d_1 - 2,4m. \end{aligned} \right\} \quad (7.2)$$

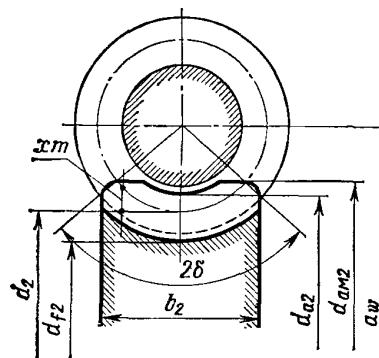


Рис. 7.5

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса (см. табл. 7.2).

Червячные колеса (рис. 7.5)

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= m z_2; \\ d_{a2} &= d_2 + 2m; \\ d_{f2} &= d_2 - 2,4m; \\ a_w &= 0,5m(q + z_2). \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

По условию неподрезания зубьев

$$z_2 \geq 28. \quad (7.4)$$

Размеры b_2 и d_{aM2} , соответствующие углу обхвата червяка колесом $2\sigma \approx 2b_2/(d_{a1} - 0.5m)$, приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Наружный диаметр d_{aM2} и ширина колеса b_2

z_1	1	2	4
d_{aM2}	$\leq da2 + 2m$	$\leq da2 + 1,5m$	$\leq da2 + m$
b_2	$\leq 0.75da1$		$\leq 0.67da1$

Червячные передачи со смещением

Для нарезания червячных колес со смещением и без смещения на практике используют один и тот же инструмент. Поэтому червяк (копия инструмента) всегда нарезают без смещения*.

Смещение выполняют в целях округления дробных значений межосевых расстояний до значений, оканчивающихся на 0 или 5, а также вписывания в заданное или стандартное межосевое расстояние.

При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) \\ \text{или} \quad a_w &= 0,5m(q + z_2 + 2x). \end{aligned} \right\} \quad (7.5)$$

Стандартные межосевые расстояния установлены для стандартных редукторов: $a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500$ мм.

Для нестандартных передач не обязательно придерживаться этих значений. Следует иметь в виду, что межосевое расстояние можно округлить и за счет некоторого отклонения от передаточного числа, т. е. за счет изменения z_2 .

У червячного колеса со смещением:

$$\left. \begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2 + 2x), \\ d_{f2} &= m(z_2 - 2,4 + 2x); \end{aligned} \right\}, \quad (7.6)$$

все другие размеры остаются неизменными.

* У червяка изменяется только диаметр начальной окружности, который становится равным $d_{w1} = (q + 2x)m$ (на чертеже не проставляют).

По условию неподрезания и незаострения зубьев величину x на практике допускают в пределах $\pm 0,7(\text{реже} \pm 1)$.

Точность изготовления

Стандартом на червячные передачи (ГОСТ 3675—56) установлено 12 степеней точности. Степени 3, 4, 5 и 6-ю рекомендуют для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность; степени 5, 6, 7, 8 и 9-ю — для силовых передач (табл. 7.4). Основы стандарта на точность червячных передач такие же, как и для зубчатых.

Таблица 7.4

Рекомендации по выбору степеней точности для силовых червячных передач

Степень точности не ниже	Скорость скольжения v_s , м/с	Обработка	Применение
7	10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	5	Допускается червяк с $HV \leq 350$, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму, габаритам и точности
9	2	Червяк с $HV \leq 350$ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями

Особое внимание уделяют нормам точности монтажа передачи, так как в червячной передаче ошибки положения колеса относительно червяка более вредны, чем в зубчатых передачах. Как было отмечено, в зубчатых передачах осевое смещение колес и небольшие из-

менения межосевого расстояния не влияют на распределение нагрузки по длине зуба. В червячных передачах это влияние весьма существенно. Поэтому здесь устанавливают более строгие допуски на межосевое расстояние и на положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкциях обычно предусматривают возможность регулировки положения средней плоскости колеса относительно червяка, а при монтаже это положение проверяют по пятну контакта (по краске).

7.2. КИНЕМАТИКА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости и v_2 не совпадают (см. рис. 7.2). Они направлены под углом 90° и различны по величине. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: передаточное отношение не может быть выражено отношением d_1/d_2 , в относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят.

Передаточное отношение

При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка, т. е.

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (7.7)$$

Число заходов червяка выполняет здесь роль числа зубьев шестерни в зубчатой передаче. Так как z_1 может быть небольшим и часто равным единице (чего не может быть у шестерни), то в одной червячной паре можно получить большое передаточное отношение. Это и является основным достоинством червячных передач.

В силовых червячных передачах наиболее распространены $i = 10 \div 60$ (80); в кинематических цепях приборов и делительных механизмов встречаются i до 300 и более. Ведущим в подавляющем большинстве случаев является червяк.

Скольжение в зацеплении

При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка. Как относительная скорость она выражается через абсолютные скорости червяка и колеса, которые в данном случае являются окружными скоростями v_1 и v_2 (см. рис. 7.2 и 7.6):

$$\left. \begin{aligned} v_s &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma; \\ v_1 &= \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}; \\ v_2/v_1 &= \operatorname{tg} \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (7.8)$$

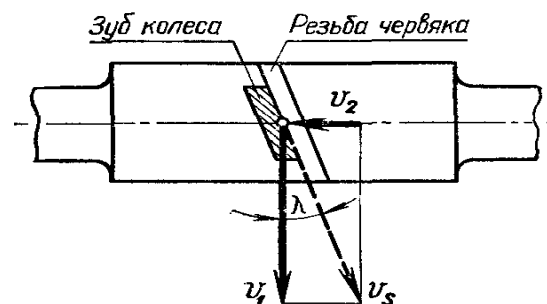


Рис. 7.6

Здесь γ – угол подъема винтовой линии червяка. Так как практически $\gamma < 30^\circ$ (см. ниже), то в червячной передаче v_2 всегда значительно меньше v_1 а v_s больше v_1 .

Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного

к.п.д., повышенного износа и склонности к заеданию (основные недостатки червячных передач).

7.3. К.П.Д. ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

К. п. д. червячной передачи, так же как и зубчатой, определяют по формуле (6.49). Различаются только формулы для определения потерь в зацеплении. По аналогии с винтовой парой для червячных передач запишем к. п. д. зацепления при ведущем червяке:

$$\eta_3 = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + p). \quad (7.9)$$

К.п.д. увеличивается с увеличением числа заходов червяка (увеличивается γ) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения p . Если ведущим является колесо, то вследствие изменения направления сил получают

$$\eta_3 = \operatorname{tg}(\gamma - p) / \operatorname{tg} \gamma. \quad (7.10)$$

При $\gamma \leq p$ $\eta_3 = 0$ передача движения в обратном направлении (от колеса к червяку) становится невозможной. Получаем самотормозящую червячную пару. Свойство самоторможения червячных передач используют в грузоподъемных и других механизмах. Следует учитывать, что согласно формуле (7.9) к.п.д. самотормозящей передачи

очень низок и всегда меньше 0,5. Для надежности самоторможения рекомендуют $\gamma \leq 0,5 \rho$.

Опытном установлено, что при наличии удовлетворительной смазки величина коэффициента трения f зависит от величины скорости скольжения v_s (табл. 7.5).

С увеличением v_s снижается f . Это объясняется тем, что повышение v_s приводит к постепенному переходу от режимов полусухого и полужидкостного трения к жидкостному трению.

Таблица 7.5

Зависимость коэффициента трения f и угла трения ρ от скорости скольжения v_s (червяк стальной, колесо из оловянистой бронзы)

v_s , м/с	f	ρ
0,01	0,11 - 0,12	$6^\circ 17' - 6^\circ 51'$
0,1	0,08 - 0,09	$4^\circ 34' - 5^\circ 09'$
0,25	0,065 - 0,075	$3^\circ 43' - 4^\circ 17'$
0,5	0,055 - 0,065	$3^\circ 09' - 3^\circ 43'$
1	0,045 - 0,055	$2^\circ 35' - 3^\circ 09'$
1,5	0,04 - 0,05	$2^\circ 17' - 2^\circ 52'$
2	0,035 - 0,045	$2^\circ 00' - 2^\circ 35'$
2,5	0,03 - 0,04	$1^\circ 43' - 2^\circ 17'$
3	0,028 - 0,035	$1^\circ 36' - 2^\circ 00'$
4	0,023 - 0,03	$1^\circ 26' - 1^\circ 43'$
7	0,018 - 0,026	$1^\circ 02' - 1^\circ 29'$
10	0,016 - 0,024	$0^\circ 55' - 1^\circ 22'$
15	0,014 - 0,020	$0^\circ 48' - 1^\circ 09'$

Примечание. Значения f даны с учетом потерь на перемешивание смазки и потерь в подшипниках (качения) валов. Следовательно, при расчете по формуле (7.9) с учетом табл. 7.5 потери в подшипниках и смазке не учитывают.

Кроме скорости скольжения, величина коэффициента трения зависит от шероховатости поверхностей зацепления, а также качества смазки. В соответствии с этим нижние значения в табл. 7.5 относятся к передачам с закаленными полированными червяками при хорошей смазке.

Для предварительных расчетов, когда размеры передачи (γ и v_s) еще неизвестны, величину к. п. д. можно оценивать ориентировочно

по средним значениям (табл. 7.6). После определения размеров передачи величину выбранного к. п. д. проверяют расчетом.

Таблица 7.6

Среднее значение к. п. д. червячных передач				
z_1	1	2	3	4
η	$0,7 \div 0,75$	$0,75 \div 0,82$	$0,82 \div 0,87$	$0,87 \div 0,92$

7.4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

В червячном зацеплении (рис. 7.7) действуют: окружная сила червяка F_{t1} , равная осевой силе колеса F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1; \quad (7.11)$$

Окружная сила колеса F_{t2} , равная осевой силе червяка F_{a1} ,

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2; \quad (7.12)$$

радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.13)$$

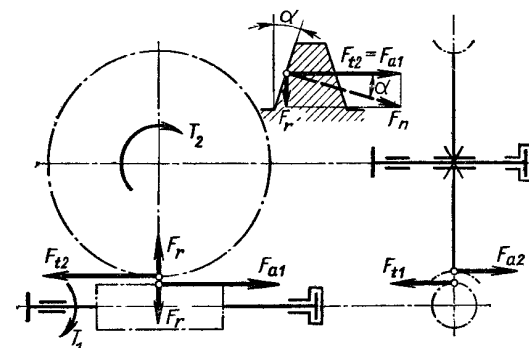


Рис. 7.7

Формула (7.13) получена на основании схемы, представленной на рис. 7.7, на которой изображено осевое сечение витка червяка.

В осевой плоскости силы F_{t2} и F_r являются составляющими силы F_n , направленной по нормали к поверхности витка.

В формулах (7.11) и (7.12) T_1 и T_2 - моменты на червяке и колесе:

$$T_2 = T_1 i \eta. \quad (7.14)$$

7.5. ОЦЕНКА И ПРИМЕНЕНИЕ

На основе вышеизложенного можно отметить следующие основные преимущества червячной передачи:

- а) возможность получения больших передаточных чисел в одной паре;
- б) плавность зацепления и бесшумность работы;
- в) возможность самоторможения (при низком к. п. д.).

Недостатки этой передачи следующие: сравнительно низкий к. п. д.; повышенный износ и склонность к заеданию; необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов (бронза); повышенные требования к точности сборки (точное a_w совпадение главных плоскостей колеса и червяка).

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют, как правило, при необходимости передачи движения между перекрещивающимися валами, а также в делительных механизмах, где необходимо большое передаточное отношение. Червячные передачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении и т. д.

Пониженный к. п. д. и склонность червячных передач к заеданию ограничивают их применение областью низких и средних мощностей. Мощность червячных передач обычно не превышает 50 - 60 кВт.

При больших мощностях и длительной работе потери в червячной передаче столь существенны, что ее применение становится невыгодным.

7.6. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

Основные критерии работоспособности и расчета

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям.

В отличие от зубчатых, в червячных передачах чаще наблюдаются износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. При мягком материале колеса (оловянистые бронзы) заедание проявляется в так называемом постепенном «намазывании» бронзы на червяк, при котором передача может еще работать продолжительное время. При твердых материалах (алюминиево-железистые бронзы, чугуны и т. п.) заедание переходит в задиры поверхности с последующим быстрым разрушением зубьев колеса.

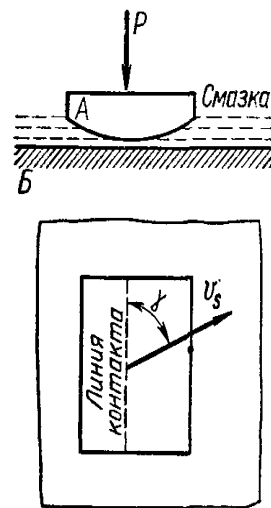


Рис. 7.8

Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линий контакта.

Из теории смазки известно, что наиболее благоприятным условием для образования жидкостного трения является перпендикулярное направление скорости скольжения (рис. 7.8) к линии контакта ($\gamma = 90^\circ$). В этом случае смазка затягивается под тело А. Между трущимися телами (А и Б) образуется непрерывный масляный слой; сухое трение металлов заменяется жидкостным. При направлении скорости скольжения вдоль линии контакта ($\gamma = 0$) масляный слой в контактной зоне образоваться не может; здесь будет сухое или полусухое трение. Чем меньше угол γ , тем меньше возможность образования

жидкостного трения.

Последовательное расположение контактных линий (1, 2, 3, ...) в процессе зацепления червячной пары показано на рис. 7.9. Там же показаны скорости скольжения, направление которых близко к направлению окружной скорости червяка (см. рис 7.6 и формулу (7.8)).

В заштрихованной зоне направление v_s почти совпадает с направлением контактных линий; условия смазки здесь затруднены. Поэтому при больших нагрузках в этой зоне начинается заедание, которое распространяется на всю рабочую поверхность зуба.

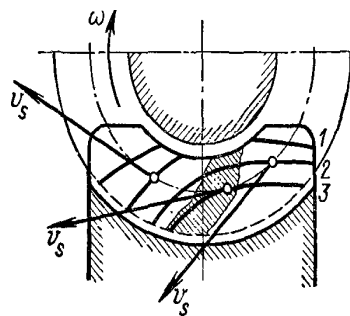


Рис 7.9

Схема рис. 7.9 позволяет также отметить, что со стороны входа червяка в зацепление контактные линии расположены менее благоприятно, чем со стороны выхода. ЦНИИТмашем был проведен интересный опыт: вся входная и средняя части зубьев колеса были срезаны, при этом допускаемая по заеданию нагрузка даже увеличилась.

Для предупреждения заедания ограничивают величину контактных напряжений и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк - сталь, колесо - бронза или чугун. Устранение заедания в червячных передачах не устраняет

абразивного износа зубьев. Интенсивность износа зависит также от величины контактных напряжений. Поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный. Только при мелко модульных колесах с большим числом зубьев ($z_2 > 100$) напряжения изгиба могут оказаться решающими. Расчет по напряжениям изгиба выполняют так же, как основной для передач ручных приводов.

Расчет на прочность по контактным напряжениям

Основное уравнение

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_\alpha E_{np}}{\rho_{np} 2\pi(1-\nu^2)}} \quad (7.15)$$

применяют и для червячного зацепления. Для архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении $\rho_1 = \infty$.

При этом

$$\frac{1}{\rho_{np}} \approx \frac{2\cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha} \quad (7.16)$$

По аналогии с косозубой передачей [см. формулы (6.10) и (6.9)], удельная нагрузка для червячных передач

$$q_\alpha = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2}}{l_\Sigma \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2 360^\circ}{d_2 d_1 \pi 2\delta \varepsilon_\alpha \xi' \cos \alpha} \quad (7.17)$$

где $l_\Sigma = \frac{\pi d_1}{\cos \gamma} \cdot \frac{2\delta^\circ}{360^\circ} \varepsilon_\alpha \xi'$ – суммарная длина контактной линии

(см. рис. 7.5); $\varepsilon_\alpha \approx 1,8 \div 2,2$ – торцевой коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса; $\xi' \approx 0,75$ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата (2δ), а так, как было показано на рис. 7.9.

В формуле (7.15) $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$, где E_1 и E_2 – модули упругости

материала червяка и колеса.

Подставляя полученные выражения в формулу (7.15), принимая $\alpha = 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$; $2\delta = 100^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,8$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^6$ кгс/см² (сталь);

$E_2 = 0,9 \cdot 10^6$ кгс/см² (бронза, чугун); $\nu \approx 0,3$ и выполняя преобразования с учетом равенств $d_2 = mz_2$; $d_1 = mq$; $m = 2a_w/(z_2 + q)$, получаем (кгс/см²)

$$\sigma_H = \frac{540}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_2 K_H} \leq [\sigma_H] \quad (7.18)$$

Для проектного расчета формулу (7.18) разрешают относительно межосевого расстояния (см)

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{540}{[\sigma_H] z_2/q}\right)^2 T_2 K_H} \quad (7.19)$$

где T_2 – крутящий момент на колесе, кгс · см; K_H – коэффициент расчетной нагрузки (см. п. 7.7).

При T_2 в Н·м; δ_H в МПа и a_w в мм; коэффициенты 540 в формулах (7.18) и (7.19) заменить на 5400.

Расчет на прочность по напряжениям изгиба

По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка по форме и по материалу значительно прочнее зубьев колеса.

Точный расчет величины напряжений изгиба усложняется переменной формой сечений зуба по ширине колеса и тем, что основание зуба расположено не по прямой линии, а по дуге окружности (см. рис. 7.5).

В приближенных расчетах червячное колесо рассматривают как косозубое. При этом в основную формулу для напряжений изгиба зубьев (см. формулу (6.26)) вводят следующие поправки и упрощения.

1. По своей форме зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса (примерно на 40%). Это связано с дуговой формой зуба и с тем, что во всех сечениях, кроме среднего, зуб червячного колеса нарезается как бы с положительным смещением (смотри *хт* на рис. 7.5). Особенности формы зуба червячных колес учтены в таблице 7.7.

Таблица 7.7

Коэффициенты формы зуба червячных колес

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

2. Для червячного зацепления

$$Y_E = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \xi'} \approx \frac{1}{1,8 \cdot 0,75} = 0,74$$

3. Для некоторого среднего значения $\gamma \approx 10^\circ$ получим $Y_\beta \approx 0,93$.
При этом формула

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F], \quad (7.20)$$

где $W_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_F$; K_F – коэффициент расчетной нагрузки (см. §7);

$m_n = m \cos \gamma$; Y_F по табл. 7.7 с учетом эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_0 = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (7.21)$$

7.7. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

Для червячных передач приближенно принимают

$$K_H = K_F = K_v K_\beta,$$

где K_v – коэффициент динамической нагрузки; K_β – коэффициент неравномерности нагрузки.

Как было отмечено выше, одним из достоинств червячной передачи является плавность и бесшумность работы. Поэтому динамические нагрузки в этих передачах невелики. При достаточно высокой точности изготовления и скорости скольжения $v_s \leq 3$ м/с, $K_\beta = 1$.

Хорошая прирабатываемость материалов червячной пары уменьшает неравномерность нагрузки по контактным линиям. При постоянной внешней нагрузке $K_\beta = 1$.

В общем случае, при выполнении рекомендаций по точности (см. табл. 7.4) и жесткости червяка (см. табл. 7.1), можно принимать

$$K_H = K_F \approx 1,1 \div 1,4. \quad (7.22)$$

Большие значения – для высокоскоростных передач и переменной нагрузки.

7.8. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

В связи с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей (см. табл. 6.12). Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости (закалка, цементация и пр.) с последующим шлифованием или полированием.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы, реже из латуни или чугуна. Оловянистые бронзы типа ОФ10-1, ОНФ и другие считаются лучшим материалом для червячных колес, однако они дороги и дефицитны. Их применение ограничивают наиболее ответственными передачами с большими скоростями скольжения (v_s до 25 м/с).

Применяют заменители оловянистых бронз, например, сурьмяно-никелевые и свинцовистые бронзы.

Безоловянистые бронзы, например, алюминиево-железистые типа АЖ9-4 и другие, обладают повышенными механическими характеристиками (HB , σ_b), но имеют пониженные противозадирные свойства. Их применяют в паре с твердыми червяками для передач, у которых $v_s \leq 10$ м/с.

Чугун серый или модифицированный допускают для применения при $v_s \leq 2$ м/с.

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз определяют из условий стойкости против износа и усталостного выкрашивания, для других материалов – из условий отсутствия заедания.

Приближенные величины допускаемых напряжений указаны в таблице 7.8.

Таблица 7.8

Допускаемые напряжения для червячных передач											
Материал колеса	Способ отливки	Механические характеристики		[σ_H], кгс/см ²							
				Скорость скольжения v_s , м/с							
		σ_T , кгс/см ²	σ_H , кгс/см ²	>0,5	1	2	3	4	6	8	[σ_F], кгс/см ²
ОФ10-1	В землю	1400	2000	1300							500
ОФ10-1	В металлическую форму	2000	3000	1900							700
ОНФ	Центробежное литье	1700	2900	2100							700
АЖ94	В землю	2000	4000	2500	2300	2100	1800	1600	1200	900	800
СЧ15-32	—	$\sigma_{ви} =$	3200	1300	1150	865	—	—	—	—	380
СЧ18-36	—		3600	—	—	—	—	—	—	—	430
СЧ 12-28	—		2800	1150	1000	725	—	—	—	—	340

Примечание. В МПа значения напряжений уменьшить в ≈ 10 раз.

Для проверки червячных передач на статическую прочность по изгибу при кратковременных перегрузках, которые не учитывают в основном расчете, предельные допускаемые напряжения можно принимать:

$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T$ - для бронзы, $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,6\sigma_{\text{ви}}$ - для чугуна.

7.9. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, ОХЛАЖДЕНИЕ И СМАЗКА ПЕРЕДАЧ

Механическая энергия, потерянная в передаче, превращается в тепловую и нагревает передачу. Если отвод тепла недостаточный, передача перегревается и выходит из строя.

Количество тепла, выделяющегося в передаче, ккал/ч

$$Q = 860(1 - \eta)N_1, \quad (7.23)$$

где N_1 - мощность на входном валу, кВт; η - к. п. д. передачи.

Через стенки корпуса редуктора тепло отдается окружающему воздуху – происходит естественное охлаждение. Количество тепла, отданного при этом,

$$Q_1 = K_T(t_1 - t_0)S, \quad (7.24)$$

где S - поверхность охлаждения, м²; t_1 - внутренняя температура редуктора или температура масла, °C; t_0 - температура окружающей среды (воздуха), °C; K_T - коэффициент теплоотдачи, ккал/м² · ч · град.

Под поверхностью охлаждения S понимают только ту часть наружной поверхности корпуса редуктора, которая изнутри омывается маслом или его брызгами, а снаружи - свободно циркулирующим воздухом. По последнему признаку обычно не учитывают поверхность днища корпуса. Если корпус снабжен охлаждающими ребрами, учитывают только 50% их поверхности.

Допускаемая величина t_1 зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают t_1 до 60 - 70 °C (наибольшая температура 85 ÷ 90 °C). Авиационные масла допускают t_1 до 100 - 120 °C.

Значение t_0 указывают в задании на проектирование (обычно $t_0 \approx 20$ °C).

В закрытых небольших помещениях при отсутствии вентиляции $K_T \approx 7 \div 9$ (8 ÷ 10), в помещениях с интенсивной вентиляцией $K_T \approx 12 \div 15$ ккал/м²·ч·град. Величина K_T может значительно снизиться при загрязнении корпуса редуктора.

Если в уравнениях (7.23) и (7.24)

$$Q \leq Q_1, \quad (7.25)$$

это означает, что естественного охлаждения достаточно.

В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами:

1. Обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора (рис. 7.10, а). При этом K_T повышается до 18 ÷ 24 ккал/м²·ч·град. Обдуваемая поверхность обычно снабжается ребрами.

2. Устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой (рис. 7.10, б). При этом K_T повышается до 80 - 180 ккал/м²·ч·град при скорости воды в трубе до 1 м/с.

3. Применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 7.10, в).

В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем частичного погружения одного из колес пары (см. рис. 6.32) или червяка (рис. 7.10, а и б) в масляную ванну. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и перемешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось (при этом снижаются смазывающие свойства), глубина погружения колес в масло не должна превышать высоты зуба или витка червяка для быстроходных колес и 1/3 радиуса тихоходных колес. Рекомендуемое количество масла в ванне ~ 0,35 - 0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности.

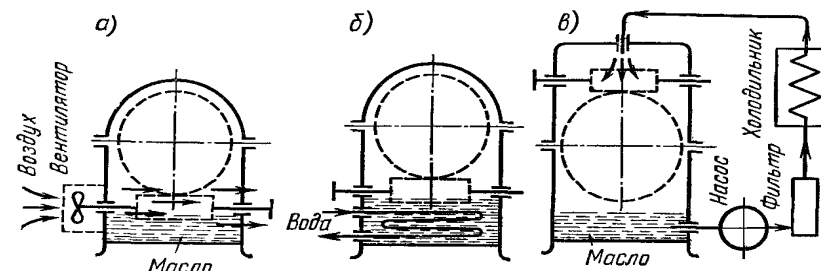


Рис. 7.10

При циркуляционной смазке (рис. 7.10, в) масло подают насосом в места зацепления и к подшипникам. При этом оно прогоняется через фильтр и холодильник. Непрерывная очистка масла является большим преимуществом циркуляционной смазки, она применяется при окружных скоростях $v \geq 12 - 15$ м/с.

Искусственное охлаждение применяют в некоторых случаях для червячных и всех глобоидных передач.

Для зубчатых, а также для червячных передач при сравнительно малой мощности и высоком к. п. д. (многозаходные червяки), как правило, достаточно естественного охлаждения.

Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости и нагруженности передачи по табл. 7.9 и 7.10. В табл. 7.9 предполагается, что нагруженность передачи пропорциональна прочности материала σ_B . При известной вязкости сорт масла выбирают по соответствующим таблицам стандартов на масло.

Таблица 7.9

**Рекомендуемые значения вязкости масла
в градусах Энглера E'_{50} для зубчатых передач**

Материал зубчатых колес	σ_B , кгс/мм ²	$E'_{50}(E'_{100})$ при окружной скорости v , м/с						
		<0,5	0,5÷1	1÷2,5	2,5÷5	5÷12,5	12,5÷25	>25
Пластмасса.....		24(3)	16(2)	11	8	6	4,5	-
Чугун, бронза...	47÷100	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	8	6	4,5
Сталь.....	100÷125	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	8	6
Сталь цементированная или с поверхно- стной закалкой	125÷58	60(7)	36(4,5)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	8

Таблица 7.10

**Рекомендуемые значения вязкости масла
в градусах Энглера (E^*) для червячных передач**

Скорость скольжения, м/с	<1*	<2,5*	>5**	5÷10	10÷15	15÷15	>25
$E'_{50}(E'_{100})$	60(7)	36(4,5)	24(3)	16(2)	11	8	6
Способ смаз- ки	Погружением в ванну				Струйная или в ван- не	Под давлением	

* Тяжелые условия работы.

** Средние условия работы.

В скобках показана вязкость масла при 100°C

7.10. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

У глобоидных передач витки червяка образуются на глобоиде (см. рис. 7.3). Эти передачи появились сравнительно недавно и получают все большее распространение благодаря повышенной нагрузочной способности (в 1,5 - 2 раза по сравнению с обычными червячными передачами).

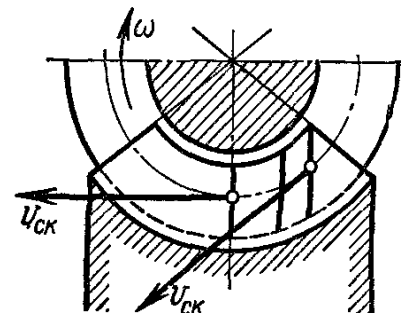


Рис. 7.11

Повышение нагрузочной способности глобоидных передач объясняется одновременным зацеплением большого числа зубьев и благоприятным расположением линий контакта. В глобоидном зацеплении линии контакта располагаются почти перпендикулярно к направлению скоростей скольжения (рис.7.11), что способствует образованию непрерывной масляной пленки на трущихся поверхностях (см.

рис. 7.8). Благоприятные условия смазки способствуют устранению заедания и позволяют значительно повысить величину контактных напряжений. Для определения нагрузочной способности глобоидных передач в настоящее время используют таблицы и графики, предусмотренные ГОСТ 9369 - 66, который охватывает передачи с межосевыми расстояниями от 50 до 630 мм. Все размеры червяков и червячных колес выбирают по рекомендациям, а допускаемую мощность определяют по опытной зависимости.

8. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Использование цепей для передачи движения было известно еще в глубокой древности и не потеряло своего значения до настоящего времени.

Принцип действия и сравнительная оценка

Цепная передача схематически изображена на рис. 8.1, а. Она основана на зацеплении цепи 1 и звездочек 2. Принцип зацепления, а не трения, а также повышенная прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяют передавать цепью, при прочих равных условиях, значительно большие нагрузки (однако меньшие, чем зубчатыми колесами).

Отсутствие скольжения и буксования обеспечивает постоянство передаточного отношения (среднего за оборот) и возможность работы при значительных кратковременных перегрузках.

Принцип зацепления не требует предварительного натяжения цепи, в связи с чем уменьшается нагрузка на валы и опоры.

Угол охвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут надежно работать при малых межосевых расстояниях и при больших передаточных отношениях, а также передавать мощность от одного ведущего вала 1 нескольким ведомым 2 (рис. 8.2).

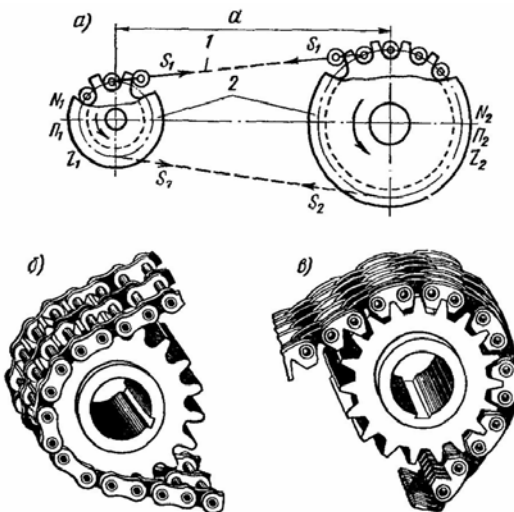


Рис. 8.1

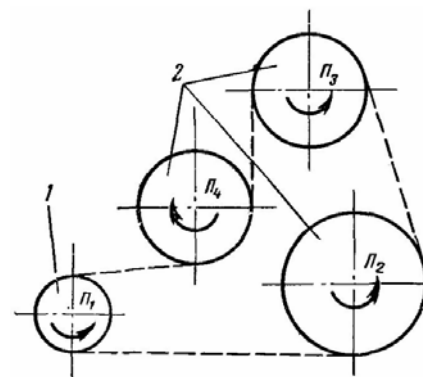


Рис. 8.2

Однако цепные передачи имеют и некоторые недостатки. Основной причиной этих недостатков является то, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику. С этим связаны износ шарниров цепи, шум и дополнительные динамические нагрузки. Затрудненный подвод смазки к шарнирам сокращает срок службы передачи.

Область применения

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым (см. рис. 8.2) в тех случаях, когда зубчатые передачи не применимы, а ременные недостаточно надежны. Наибольшее распространение цепные передачи получили в сельскохозяйственном, транспортном и химическом машиностроении, в станкостроении, горнорудном оборудовании и подъемно-транспортных устройствах.

8.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Мощность

$$N = F_t v / 102 \quad (8.1)$$

Современные цепные передачи применяют в диапазоне мощностей от долей до нескольких тысяч кВт. Наибольшее распространение получили передачи до 100 кВт, так как при больших мощностях прогрессивно возрастает стоимость цепной передачи по сравнению с зубчатой.

Скорость цепи и частота вращения звездочки

$$v = nzt / (60 \cdot 1000), \quad (8.2)$$

где z — число зубьев звездочки; t — шаг цепи, мм; n — частота вращения звездочки, об/мин; v — м/с.

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение имеют тихоходные и среднескоростные передачи с v до 15 м/с и n до 500 об/мин. Однако встречаются передачи с n до 3000 об/мин. При быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.

Передаточное отношение

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (8.3)$$

Распространенные значения i до 6 (10). При больших значениях i становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

К.П.Д. передачи

Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. Среднее значение к.п.д. $\eta \approx 0,96 \div 0,98$.

Межосевое расстояние и длина цепи

Минимальное межосевое расстояние ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками (30 ÷ 50 мм):

$$a_{\min} = \frac{D_{н1} + D_{н2}}{2} + (30 \div 50). \quad (8.4)$$

По соображениям долговечности цепи (см. ниже) на практике рекомендуют принимать

$$a = (30 \div 50)t, \quad (8.5)$$

где t - шаг цепи.

Нижние значения для малых $i \approx 1 \div 2$ и верхние для больших $i \approx 6 \div 7$.

Длина цепи, выраженная в шагах, или число звеньев цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (8.6)$$

Эта формула выводится по аналогии с формулой для длины ремня и является приближенной. Значение L_t округляется до целого числа, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных

соединительных звеньев. Для принятого значения L_t уточняется значение a . Из формулы (8.6).

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (8.7)$$

В целях получения нормального провисания холостой ветви цепи, необходимого для нормальной работы передачи, расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшать примерно на $(0,002 \div 0,004) a$.

Длина цепи несколько увеличивается по мере износа шарниров (см. ниже), поэтому в конструкции должны быть предусмотрены специальные устройства для регулирования провисания цепи. Обычно это достигается перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек.

8.3. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Приводные цепи

Основными типами современных приводных цепей являются шарнирные роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Они стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами. Главными характеристиками цепи являются шаг, ширина и разрушающая нагрузка.

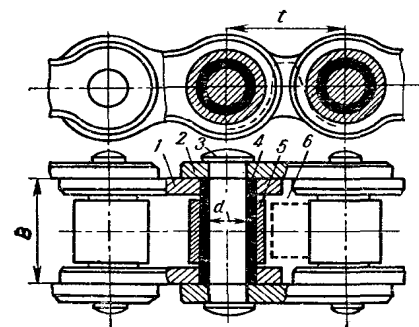


Рис. 8.3

Роликовая цепь изображена на рис 8.3 (см. также рис. 8.1, б). Здесь валик 3 запрессован в отверстие внешнего звена 2, а втулка 4 запрессована в отверстие внутреннего звена 1. Втулка на валике и ролик 5 на втулке могут свободно поворачиваться. Зацепление цепи с зубом звездочки 6 происходит через ролик. Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей

длине валика и этим уменьшить износ шарниров. Перекачивание ролика по зубу частично заменяет трение скольжения трением качения, что снижает износ зубьев. Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает ее износ.

Роликовые цепи применяют при окружных скоростях до 20 м/с. Наряду с однорядными изготавливают двух-, трех- и четырехрядные цепи (см. рис. 8.1, б). Их собирают из тех же элементов, только валик пронизывает все ряды. Многорядные цепи позволяют увеличивать нагрузку почти пропорционально числу рядов. Такие цепи применяют при больших нагрузках в сочетании с высокой скоростью.

В этих случаях нецелесообразно применять однорядные тяжелые цепи с большим шагом из-за больших динамических нагрузок.

Втулочные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но у них нет ролика 5. Вследствие этого износ цепи и звездочек увеличивается, но снижается ее масса и стоимость.

Зубчатые цепи (рис. 8.4 и 8.1, в) состоят из набора пластин с двумя зубообразными выступами. Пластины цепи зацепляются с зубьями звездочки своими торцевыми плоскостями. Угол вклинивания β принят равным 60° .

Конструкция зубчатых цепей позволяет изготавливать их широкими и передавать ими большие нагрузки. Зубчатые цепи работают плавно, с меньшим шумом. Их рекомендуют применять при сравнительно высоких скоростях - до 35 м/с.

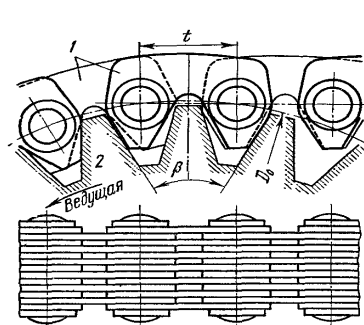


Рис. 8.4

Для устранения бокового сползания цепи со звездочки применяют направляющие пластины. Они подобны рабочим пластинам, только не имеют впадины для зуба и располагаются посередине цепи. При этом звездочку изготавливают с соответствующим направляющим пазом посередине зубьев.

Известные зубчатые цепи различают в основном по конструкции шарниров. Совершенствование шарниров направлено на уменьшение износа и потерь на трение. Применяют шарниры скольжения (рис. 8.5, а) и шарниры качения (рис. 8.5, б).

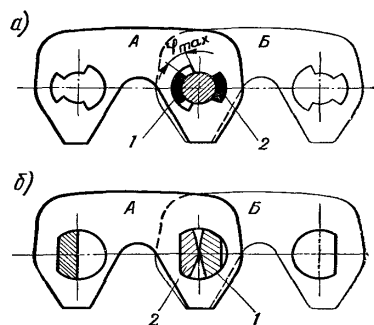


Рис. 8.5

В шарнирах скольжения вкладыши 1 и 2 пронизывают пластины по всей ширине цепи. При этом вкладыш 1 закреплен в пластинах Б, а вкладыш 2 - в пластинах А. Шарнир допускает поворот пластины в одну или в обе стороны на угол φ_{max} .

Обычно $\varphi_{max} = 30^\circ$.

Величина угла φ_{max} ограничивает минимальное число зубьев звездочки по условию:

$$z_{min} = 360 / \varphi_{max} = 12.$$

Шарниры качения не имеют валика. Их изготавливают с двумя сегментными вкладышами 1 и 2. При повороте звеньев вкладыши не скользят, а перекатываются, что позволяет повысить к. п. д. передачи и долговечность цепи.

Шарниры качения разработаны сравнительно недавно. Они быстро завоевали признание. В СССР стандартизованы зубчатые цепи только с шарнирами качения (ГОСТ 13552 - 68).

Звездочки

Звездочки приводных цепей по конструкции во многом подобны зубчатым колесам (см. рис. 8.1). Длительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи. Диаметр этой окружности определяется равенством (рис. 8.6).

$$D_0 = \frac{t}{\sin \pi / z}. \quad (8.8)$$

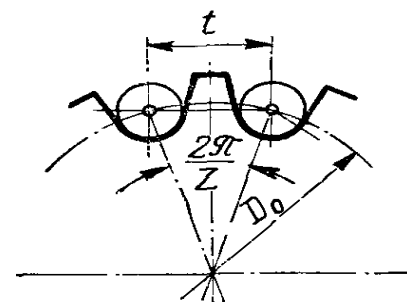


Рис. 8.6

Формула (8.8) справедлива и для звездочек зубчатых цепей. Конструкция зубчатых цепей такова, что диаметр делительной окружности звездочки больше ее наружного диаметра (см. рис. 8.4).

Профиль и размеры зубьев звездочки зависят от типа и размеров цепи. Для стандартных цепей все размеры зубьев звездочек стандартизованы.

У звездочек зубчатых цепей форма рабочего участка профиля всегда прямолинейна (см. рис. 8.4).

Роликовые и втулочные цепи могут зацепляться с зубьями различного профиля: выпуклым, прямолинейным и вогнутым (рис. 8.7, а, б,

в). Вогнутым выполняют только основной нижний участок профиля. У вершины зуб имеет скругленную выпуклую форму, а в средней части - небольшой прямолинейный переходный участок. Такая форма зуба позволяет изготавливать его методом обкатки, что повышает производительность и точность.

Вогнутый профиль (рис. 8.7, в) в настоящее время принят за основной.

Зуб любого профиля должен обеспечивать свободный вход и выход шарниров из зацепления.

Качество профиля в значительной степени определяется величиной угла профиля γ (см. рис. 8.7). При увеличении γ уменьшается износ зубьев и шарниров, связанный с перемещениями шарниров по профилю зуба в процессе зацепления (см. ниже). С другой стороны, увеличение γ приводит к усилению удара шарниров при входе в зацепление, а также к увеличению натяжения холостой ветви цепи.

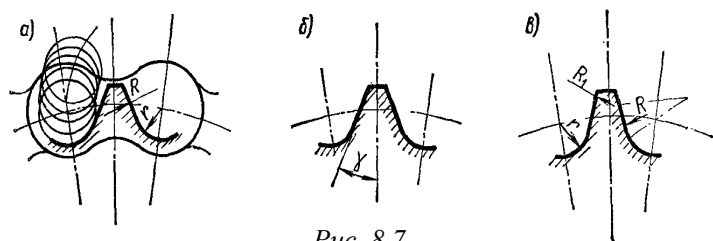


Рис. 8.7

Более благоприятным в этом отношении является также вогнутый профиль.

Материалы цепей и звездочек

Цепи и звездочки должны быть стойкими против износа и ударных нагрузок. По этим соображениям большинство цепей и звездочек изготавливают из углеродистых или легированных сталей с последующей термической обработкой (улучшение, закалка).

Рекомендации по выбору материалов и термообработки цепей и звездочек можно найти в соответствующих справочниках [1]. Так, например, для звездочек рекомендуют применять стали 45, 40X и др.; для пластин цепей - стали 50, 60 и др.; для валиков, вкладышей и роликов - стали 15, 20, 20X и др. Детали шарниров цепей в большинстве случаев цементируют, что повышает их износостойкость при сохранении ударной прочности.

Перспективным является изготовление звездочек из пластмасс, позволяющих уменьшить динамические нагрузки и шум передачи.

8.4. СИЛЫ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Здесь также можно различать: S_1 и S_2 - натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи; F_t - окружную силу; S_0 - силу предварительного натяжения; S_v - натяжения от центробежных сил. По той же аналогии

$$S_1 - S_2 = F_t, \quad (8.9)$$

$$S_v = qv^2, \quad (8.10)$$

где q - масса единицы длины цепи (по каталогу), кг/м; v - окружная скорость, м/с; S_0 - Н.

Для цепной передачи величину S_0 принято определять как натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи

$$S_0 = K_f a q g, \quad (8.11)$$

где a - длина свободной ветви цепи, м, приблизительно равная межосевому расстоянию; g - ускорение силы тяжести, м/с²; K_f - коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания цепи f .

Для рекомендуемых значений $f \approx (0,01 \div 0,02)$ а приблизительно принимают: при горизонтальном расположении $K_f = 6$; под углом 40° к горизонту $K_f = 3$; при вертикальном расположении $K_f = 1$. Величина K_f уменьшается с увеличением f .

Натяжение ведомой ветви S_2 равно большему из натяжений S_0 и S_v .

Для цепной передачи, работающей по принципу зацепления, а не трения, величина S_0 не имеет такого решающего значения, как для ременной передачи. Обычно S_0 составляет всего несколько процентов от F_t . Для распространенных на практике тихоходных и среднескоростных передач ($v \leq 10$ м/с) также невелико и натяжение S_v . При этом для практических расчетов можно принимать

$$\left. \begin{aligned} S_1 &\approx F_t, \\ S_2 &\approx 0. \end{aligned} \right\} \quad (8.12)$$

8.5. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Неравномерность движения и колебания цепи

На рис. 8.8 показаны скорости шарниров цепи и зубьев звездочки. В данный момент шарнир *A* находится в зацеплении, а шарнир *B* приближается к зацеплению с зубом *C*. Скорость шарнира *A* равна окружной скорости звездочки *v* в точке, совпадающей с центром шарнира. Эту скорость можно разложить на составляющие: *v*₂, направленную вдоль ветви цепи, и *v*₁, перпендикулярную к цепи.

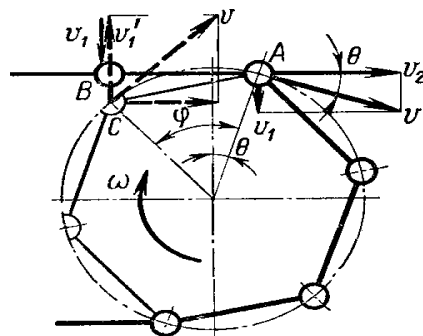


Рис. 8.8

В зависимости от положения ведущего шарнира составляющие скорости изменяются:

$$\left. \begin{aligned} v_2 &= v \cos \theta, \\ v_1 &= v \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (8.13)$$

Здесь величина угла θ изменяется в пределах:

$$-\varphi/2 \leq \theta \leq +\varphi/2.$$

Угол $(-\varphi/2)$ соответствует моменту входа в зацепление шарнира *A*, а угол $(+\varphi/2)$ - шарнира *B*. На рис. 8.9 показаны графики изменения скоростей *v*₂ и *v*₁. Графики показывают, что скорости *v*₂ и *v*₁ являются периодическими функциями времени, период которых равен φ/ω (ω - угловая скорость ведущей звездочки).

Движение ведомой звездочки определяется скоростью *v*₂. Периодическое изменение этой скорости сопровождается непостоянством передаточного отношения *i* и дополнительными динамическими нагрузками. Со скоростью *v*₁ связаны поперечные колебания

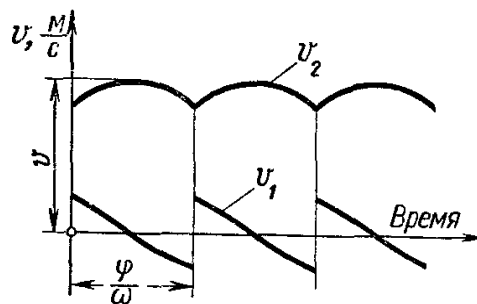


Рис. 12.9

ветвей цепи и удары шарниров цепи о зубья звездочки (см. ниже). Колебания и удары, в свою очередь, вызывают дополнительные динамические нагрузки.

Формула (8.13) позволяет отметить, что все перечисленные отрицательные кинематические и динамические свойства передачи проявляются тем сильнее, чем меньше число зубьев звездочки *z*₁ (так как угол $\varphi = 360^\circ/z_1$).

Исследованиями [35] установлено, что при отсутствии резонансных колебаний вредное влияние пульсации скоростей *v*₁ и *v*₂ в значительной степени снижается за счет упругости и провисания цепи. Для рекомендуемых значений параметров (*z*, *t*, *a* и пр.) непостоянство передаточного отношения не превышает 1 ÷ 2%, а динамические нагрузки составляют несколько процентов от окружной силы *F*_т.

Для большинства режимов работы цепных передач резонансные колебания не наблюдаются, так как частота возмущающих импульсов больше частоты собственных колебаний. Кроме того, амплитуды колебаний значительно уменьшаются вследствие демпфирующих свойств цепи.

Для приближенной оценки критической частоты вращения можно использовать формулу

$$n_{1к} = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{S_1 / q}, \quad (8.14)$$

где *a* - межосевое расстояние, м; *S*₁ - натяжение ведущей ветви, Н; *q* - масса метра длины цепи, кг/м; *n*_{1к} - об/мин.

Удар шарнира о зуб и ограничение шага цепи

В момент входа в зацепление шарнира *B* с зубом *C* (см. рис. 8.8) вертикальные составляющие их скоростей *v*₁ и *v*₁ направлены навстречу друг другу - соприкосновение шарнира с зубом сопровождается ударом. Эффект удара можно оценить потерей кинетической энергии

$$G = \frac{m}{2} v_y^2.$$

Здесь $m = q t \cdot 10^3$ - масса цепи, кг, которая участвует в ударе (приближенно принимают равной массе одного звена); *t* - шаг, мм;

$$v_y = \frac{\omega_1 t}{10^3} \sin \left(\frac{360^\circ}{z} + \gamma \right) - \text{скорость удара.}$$

После подстановки с заменой ω_1 на *n*₁ получим *G* в Н·м:

$$G = \frac{qn_1^2 t^3}{2,2 \cdot 10^{11}} \sin^2 \left(\frac{360^\circ}{z} + \gamma \right) \leq [G]. \quad (8.15)$$

Последовательные удары сопровождаются шумом передачи и являются одной из причин разрушения шарниров цепи и зубьев звездочки. В некоторых случаях удары приводят к раскалыванию роликов. Для ограничения вредного влияния ударов, на основе зависимости (8.15), выработаны рекомендации [33] по выбору шага цепи в зависимости от быстроходности передачи (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Наибольшие рекомендуемые значения шага цепи

Число зубьев z_1	Частота вращения n_1 , об/мин							
≥ 15	Роликовые цепи							
	1250	1000	900	800	630	500	400	300
≥ 17	Зубчатые цепи							
	3300	2650	2200	1650	1320	-	-	-
	Наибольший рекомендуемый шаг цепи t , мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

Примечания: 1. На практике всегда желательно принимать шаг меньше наибольшего рекомендуемого. 2. При увеличении частоты вращения за указанные пределы необходима повышенная точность и обильная смазка передачи.

8.6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

Стандартные цепи конструируют примерно равнопрочными по напряжениям во всех деталях. Это достигается соответствующим сочетанием размеров деталей, их материалов и термообработки. Для большинства условий работы цепных передач основной причиной потери работоспособности является износ шарниров цепи.

В соответствии с этим в качестве основного расчета принят расчет по износостойкости шарниров, а за основной расчетный критерий

$$p = F_t/(dB) \leq [p], \quad (8.16)$$

где p - удельное давление в шарнире; F_t - окружная сила; d и B - диаметр валика и ширина цепи, равная длине втулки (см. рис 8.3).

Износ шарниров цепи и его связь с основными параметрами передачи

При работе цепного привода в шарнирах совершаются повороты на угол

$$\varphi = 2\pi/z. \quad (8.17)$$

За один пробег цепи в каждом шарнире совершается четыре поворота; два на ведущей и два на ведомой звездочках. Эти повороты вызывают износ втулок и валиков шарниров (рис. 8.10). Срок службы цепи по износу зависит от величины межосевого расстояния a , числа зубьев малой звездочки z_1 , величины нагрузки или давления в шарнирах p , условий смазки или величины коэффициента трения f , износостойкости материала деталей шарниров, допускаемой величины относительного износа $(\Delta t/t)$.

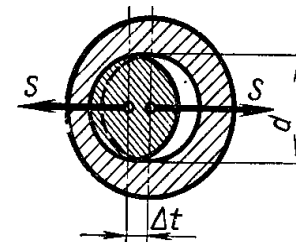


Рис. 8.10

Срок службы цепи увеличивается с увеличением межосевого расстояния a_1 , так как при этом увеличивается длина цепи L и уменьшается число пробегов цепи в единицу времени, т. е. уменьшается число поворотов в каждом шарнире цепи.

С увеличением z_1 уменьшается угол поворота в шарнирах φ (см. формулу (8.17)), что благоприятно сказывается на уменьшении износа. Однако при этом уменьшается допускаемая величина износа $(\Delta t/t)$. Величины z_1 и $(\Delta t/t)$ взаимосвязаны. Рекомендации по выбору этих величин рассматриваются ниже.

Решающее влияние на долговечность цепи по износу шарниров оказывает величина давления в шарнирах p . Опытными установлено, что влияние p на долговечность цепи проявляется в степенной форме (во второй и даже в третьей степени в зависимости от условий смазки) и значительно превышает влияние всех других факторов. Не менее существенно влияние смазки и загрязнения цепи (см. табл. 8.4 и 8.5).

Допускаемая величина износа цепи и рекомендации по выбору числа зубьев звездочек

Допустимая величина относительного износа $(\Delta t/t)$ ограничивается возможностью потери зацепления цепи со звездочкой, а также уменьшением прочности цепи. Шаг t новой цепи равен шагу звездочки по делительной окружности D_p . При этом цепь располагается на

звездочке так, как изображено на рис. 8.11, а. Шаг изношенной цепи, измеряемый как расстояние между центрами роликов,

$$t' = t + \Delta t. \quad (8.18)$$

(Для роликовых цепей под t' понимается средний шаг.)

Изношенная цепь с увеличенным шагом располагается на новом диаметре звездочки D'_0 (рис. 8.11, б). Учитывая формулу (8.8) и малое значение угла π/z , запишем

$$D'_0 = \frac{t'}{\sin \pi/z} = \frac{t}{\sin \pi/z} + \frac{M}{\sin \pi/z} \approx D_0 + \frac{\Delta t z}{\pi}. \quad (8.19)$$

Нетрудно видеть (см. рис. 8.11, б), что зацепление возможно только при условии

$$D'_0 \leq D_H + d_p \sin \gamma = \text{const}. \quad (8.20)$$

Здесь учтено, что для стандартных цепей и звездочек заданного шага правая часть есть величина постоянная.

Анализируя совместно формулы (8.18), (8.19) и (8.20), можно отметить, что при данном износе Δt диаметр D'_0 , а следовательно, и возможность спадания цепи со звездочки возрастает с увеличением z . Цепь теряет зацепление в первую очередь с большей звездочкой из пары, так как $z_2 > z_1$.

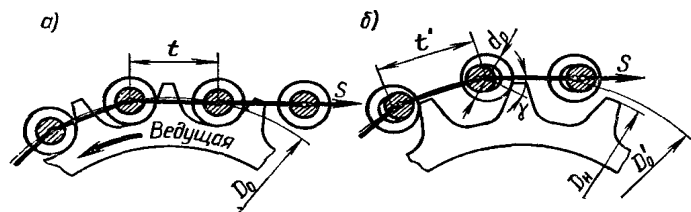


Рис. 8.11

Применять звездочки с малым числом зубьев выгодно по условию сохранения зацепления с изношенной цепью. По условиям зацепления для малых z можно допускать большое значение относительного износа ($\Delta t/t$), которое при этих условиях будет ограничиваться только уменьшением прочности изношенной цепи и возможностью ее разрыва. Отметим также, что с уменьшением z уменьшаются габариты передачи.

В то же время, как было установлено выше, уменьшение z приводит к увеличению интенсивности износа цепи, к увеличению неравномерности хода, шума и динамических нагрузок.

Таким образом, при выборе числа зубьев звездочек мы встречаемся с двумя противоречивыми явлениями. С одной стороны, при большом числе зубьев цепь изнашивается медленнее, но зато мало

изношенная, далеко не потерявшая своей прочности цепь теряет зацепление со звездочкой.

С другой стороны, при малом числе зубьев износ цепи происходит быстрее, но зато и при большом износе цепь не теряет способности зацепления со звездочкой. Она может работать до полной потери своей прочности (до разрыва). Очевидно, что существует такое оптимальное число зубьев звездочки, при котором цепь имеет максимальный срок службы с учетом ее прочности и способности к зацеплению.

Для выбора числа зубьев малой звездочки при проектировании передачи рекомендуют использовать таблицу 8.2.

Таблица 8.2

Рекомендуемые числа зубьев малой звездочки z_1

Тип цепи	Передаточное отношение i					
	1—2	2—3	3—4	4—5	5-6	> 6
Роликовая	30—27	27—25	25—23	23—21	21—17	17—15

Примечания: 1. Большие значения z_1 для быстроходных передач. При $v > 25$ м/с рекомендуется принимать $z_1 > 35$. 2. Для тихоходных передач можно принимать z_1 меньше табличных значений, но не меньше $z_{\min}$, равного 7. 3. По условиям потери зацепления при износе цепи максимальное число зубьев большой звездочки $z_{2\max}$ желательно принимать не более $100 \div 120$.

Допускаемое давление в шарнирах цепи

На основе специальных испытаний и опыта эксплуатации рекомендуют принимать значения $[p_0]$ согласно табл. 8.3. Эти значения соответствуют типовой передаче, работающей в средних условиях эксплуатации: нагрузка постоянная и равномерная, расположение горизонтальное, натяжение поддерживается в пределах нормы, смазка и защита от загрязнения удовлетворительные, значения z , a , i , t , а также качество цепи в пределах рекомендуемых норм, долговечность цепи по износу не менее $3000 \div 5000$ ч.

Влияние различия в условиях работы рассчитываемой и типовой передачи принято учитывать введением коэффициента эксплуатации K_3 . При этом для рассчитываемой передачи

$$[p] = [p_0]/K_3. \quad (8.21)$$

В свою очередь,

$$K_3 = K_d K_a K_u K_{pe2} K_c K_{pe3}. \quad (8.22)$$

Таблица 8.3

Допускаемые давления в шарнирах роликовых цепей
 $[p_0]$, кгс/мм²

Шаг t , мм	Частота вращения малой звездочки n_{01} , б/мин							
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7—15,875	3,5	3,15	2,85	2,6	2,4	2,25	2,1	1,85
19,05—25,4	3,5	3,0	2,6	2,35	2,1	1,9	1,75	1,5
31,75—38,1	3,5	2,9	2,4	2,1	1,85	1,65	1,5	-
44,45—50,8	3,5	2,6	2,1	1,75	1,5	-	-	-

Примечание. В МПа цифры увеличить в ≈ 10 раз.

Здесь K_d - коэффициент динамичности нагрузки; K_a - коэффициент межосевого расстояния или длины цепи; K_u - коэффициент наклона передачи к горизонту; $K_{рег}$ - коэффициент способа регулировки натяжения цепи; K_c - коэффициент смазки и загрязнения передачи; $K_{реж}$ - коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течение суток. Значения коэффициентов приведены в таблице 8.4.

Таблица 8.4

Значения коэффициентов K_d , K_a , K_u , $K_{рег}$, K_c , $K_{реж}$

Условия		Значения
Нагрузка равномерная или близкая к ней		$K_d \approx 1$
Нагрузка переменная		$K_d \approx 1,2 \div 1,5$
$a = (30 \text{ — } 50)t$		$K_a = 1$
$a < 25t$		$K_a = 1,25$
$a \geq (60 \text{ — } 80)t$		$K_a = 0,8$
Линия центров звездочек наклонена до 60° к горизонту .		$K_u \approx 1$
Тоже больше 60°		$K_u \approx 1,25$
Регулируется положение оси одной из звездочек ...		$K_{рег} = 1$
Регулируется оттяжными звездочками или нажимными роликами		$K_{рег} = 1,1$
Не регулируется		$K_{рег} = 1,25$
Производство	Смазка (см.табл.12.5)	
Без пыли.....	I	$K_c \approx 0,8$
»	II	$K_c \approx 1$
Запыленное.....	II	$K_c \approx 1,3$
».....	III	$K_c \approx 1,8$ ДО $v = 4$, $K_c \approx 3$ ДО $v = 7$
Грязное.....	III	$K_c \approx 3$ ДО $v = 4$, $K_c \approx 6$ ДО $v = 7$
».....	IV	$K_c \approx 6$ ДО $v = 4$ м/с
Односменное.....		$K_{реж} = 1$
Двухсменное.....		$K_{реж} = 1,25$
Трехсменное.....		$K_{реж} = 1,45$

Таблица 8.5

Рекомендации по выбору смазки цепных передач

Качество смазки	Окружная скорость v , м/с			
	<4	<7	<12	>12
I - хорошая	Капельная 4-10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением	Разбрызгиванием
II - удовлетворительная	Густая внутри-шарнирная	Капельная ~20кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением
	Пропитка цепи через 120 ÷ 180 ч			
III - недостаточная	Периодическая через 6-8 ч			
IV- работа без смазки	Допускается при v до 4 м/мин			

8.7. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Практический расчет цепной передачи сводится к тому, чтобы по заданным N_1 , n_1 и i определить t , z и a . Рекомендации по выбору z и a приведены в табл. 8.2 и формуле (8.5).

Выбор шага цепи. Стандартные цепи построены так, что с увеличением шага цепи увеличивается ее статическая прочность и площадь опорной поверхности шарнира, а следовательно, и нагрузочная способность по давлению в шарнирах. Таким образом, величина шага цепи связана с нагрузкой передачи.

На основе формул (8.16) и (8.21) можно записать

$$F_t = [p]dB = \frac{[p_0]}{K_g} dB.$$

И далее, используя формулу (8.2), получим

$$N_1 = \frac{F_t v}{102} = \frac{[p_0] dB z_1 n_1 t}{K_g \cdot 60 \cdot 1000 \cdot 102}$$

Обозначим

$$\left. \begin{aligned} K_z &= z_{01}/z_1 - \text{коэффициент числа зубьев,} \\ K_n &= n_{01}/n_1 - \text{коэффициент частоты вращения,} \end{aligned} \right\} \quad (8.23)$$

при этом

$$N_1 \approx \frac{[p_0] dB z_{01} n_{01} t}{K_z K_n \cdot 6 \cdot 10^6}.$$

Произведение $N_1 K_z K_n$ можно рассматривать как расчетную мощность N_p , эквивалентную по своему влиянию на долговечность цепи мощности N_1 , приложенной в условиях работы базовой передачи

$$N_p = N_1 K_z K_n = \frac{[p_0] dB z_{01} n_{01} t}{6 \cdot 10^6}. \quad (8.24)$$

Таблица 8.6

Допускаемая расчётная мощность $[N_p]$ кВт, для цепных передач (при $z_{01} = 25$) - приводные роликовые цепи типа ПР из ГОСТ 10947 – 64

Обозначение цепей	Шаг t , мм	Диаметр d , мм	Длина b , мм	Частота вращения малой звездочки n_0 , об/мин							
				сб/мин							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-12,7-900	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7-1800-1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7-1800-2	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-12,875-2300-1	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875-2300-2	15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19,05-2500	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25,4-5000	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР-31,75-7000	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
ПР-38,1-10000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
ПР-44,45-13000	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
ПР-50,8-16000	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-

Примечания: 1. В обозначениях цепи, кроме шага, указана статическая разрушающая нагрузка в кгс и габарит по ширине (1 или 2). 2. Многорядные цепи обозначают цифрой впереди марки: 2ПР—двух-, 3ПР—трех-, 4ПР — четы-

рехрядная. 3. Кроме нормальных (ПР), изготавливают длиннозвенные облегченные (ПРД) и усиленные (ПРУ) цепи.

Для удобства практических расчетов по формуле (8.24) составлена таблица 8.6 допускаемых значений расчетной мощности в зависимости от шага цепей. В ней использована связь между $[p_0]$, n_{01} и t , определяемая таблицей 8.3. Кроме того, принято $z_{01} = 25$, а за n_{01} принимается ближайшая к расчетной частота вращения из ряда в таблице 8.3:

$$n_{01} = 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 \text{ об/мин.}$$

После определения расчетной мощности для проектируемой передачи по условию

$$N_p = N_1 K_z K_n \leq [N_p] \quad (8.25)$$

по табл. 8.6 назначают шаг цепи t , который должен быть меньше указанного в табл. 8.1. Если однорядная цепь недостаточна или имеет слишком большой шаг, применяют многорядную цепь. При этом

$$N'_p = N_p / K_{\text{ряд}} \leq [N_p], \quad (8.26)$$

где $K_{\text{ряд}}$ - коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи:

Число рядов	1	2	3	4
$K_{\text{ряд}}$	1	1,7	2,5	3

9. ВАЛЫ И ОСИ

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

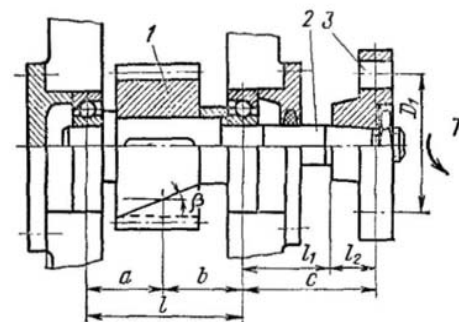


Рис. 9.1

На валах и осях размещают вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и т. д.

Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент от одной детали к другой, а ось не передает. Например, на рис. 9.1 момент от полумуфты 3 к шестерне 1 передается валом 2, а на рис. 9.2, где изображен барабан грузоподъемной машины,

момент от зубчатого венца передается канату самим барабаном. Вал всегда вращается, а ось может быть вращающейся (рис. 9.2, а) или невращающейся (рис. 9.2, б).

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие. Наибольшее распространение имеют прямые валы. Коленчатые валы применяют в поршневых машинах. Гибкие валы допускают передачу вращения при больших перегибах оси (например, в зубо-враща-чбных бормашинах). Коленчатые и гибкие валы относят к специальным деталям и не изучают в настоящем курсе.

По конструкции различают валы и оси: гладкие (см. рис. 9.2), фасонные, или ступенчатые (см. рис. 9.1), а также сплошные и полые. Образование ступеней на валу связано с закреплением деталей или самого вала в осевом направлении, а также с возможностью монтажа деталей при посадках с натягом. Полыми валы изготовляют для уменьшения веса или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь.

Прямые валы изготовляют преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Чаще других применяют сталь Ст 5 - для валов без термообработки; сталь 45 или 40Х - для валов с термообработкой (улучшение); сталь 20 или 20Х - для быстроходных валов на подшипниках скольжения, у которых цапфы цементируют для повышения износостойкости.

Механические характеристики материалов см. в табл. 6.12.

9.2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

При проектном расчете обычно известны: крутящий момент T (или мощность N и частота вращения n), нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу (например, зубчатых колес). Требуется определить размеры и материал вала.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и колебания. Основной расчетной нагрузкой являются моменты T и M , вызывающие кручение и изгиб. Влияние сжимающих или растягивающих сил мало и, как правило, не учитывается.

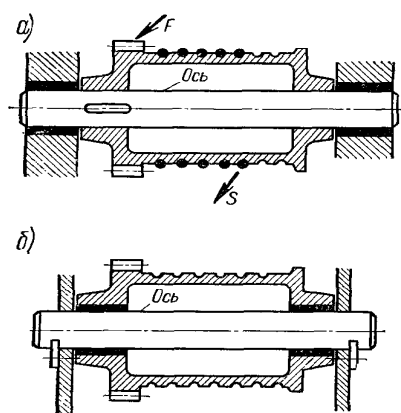


Рис. 9.2

Расчет осей является частным случаем расчета валов при $T = 0$. Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструкцию (места приложения нагрузки, расположение опор и т. п.). В то же время разработка конструкции вала невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметра.

На практике обычно используют следующий порядок проектного расчета вала:

1. Предварительно оценивают диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{97\,400\,N}{0,2[\tau]n}} = C\sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

где N – кВт; n – об/мин; d – см;

$$C = \sqrt[3]{97\,400/(0,2[\tau])}.$$

Рис. 9.2	$\frac{[\tau]}{\text{кгс/см}^2}$	100	120	150	210	300	400	500
	C	17	16	15	13,3	11,9	10,8	10

Обычно принимают:

$d = (11 \div 13) \sqrt[3]{N/n}$ – для трансмиссионных и других аналогичных валов;

$d = (15 \div 17) \sqrt[3]{N/n}$ – для редукторных и других аналогичных валов.

Предварительную оценку диаметра рассчитываемого вала можно также производить, ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется (валы передают одинаковый момент T). Например, если вал (см. рис. 9.1) соединяется с валом электродвигателя (или другой машины), то диаметр его входного конца можно принять равным диаметру выходного конца вала электродвигателя.

2. После оценки диаметра вала разрабатывают его конструкцию – см. пример на рис. 9.1.

3. Выполняют проверочный расчет выбранной конструкции по методике, изложенной ниже, и, если необходимо, вносят исправления.

9.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Составление расчетной схемы и определение расчетных нагрузок

Расчет валов базируют на тех разделах курса сопротивления материалов, в которых рассматривают неоднородное напряженное состояние и расчет при переменных напряжениях. При этом действительные условия работы вала заменяют условными и приводят к одной из известных расчетных схем.

При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала. Вследствие такой схематизации расчет валов становится приближенным.

Напомним, что в расчетных схемах используют три основных типа опор: шарнирно-неподвижную, шарнирно-подвижную, защемление, или заделку. Защемление применяют иногда в опорах неподвижных осей. Для вращающихся осей и валов защемление не допускают.

Выбирая тип расчетной опоры, необходимо учитывать, что деформативные перемещения валов обычно весьма малы, и, если конструкция действительной опоры допускает хотя бы небольшой поворот или перемещение, этого достаточно, чтобы считать ее шарнирной или неподвижной.

При этих условиях подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, - шарнирно-подвижными.

Условимся в дальнейшем все рассуждения иллюстрировать примером расчета вала, изображенного на рис. 9.1. Для этого вала, учитывая наклон зуба шестерни, левую опору заменяем шарнирно-неподвижной, а правую - шарнирно-подвижной опорами (рис. 9.3).

Действительные нагрузки не являются сосредоточенными, они распределены по длине ступицы, ширине подшипника и т. п. Расчетные

нагрузки рассматривают обычно как сосредоточенные. В нашем примере (см. рис. 9.1) вал нагружен силами F_t , F_a и F_r (см. рис. 6.14), действующими в полюсе зацепления (см. рис. 9.3, а), и крутящим моментом T на полумуфте.

Большинство муфт, вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов, нагружают вал дополнительно силой F_M . При расчете валов приближенно можно принимать $F_M = (0,2 \div 0,5) F'_M$, где F'_M - окружная сила муфты. Направление силы F_M в отношении силы F_t может быть любым (зависит от случайных неточностей монтажа). В расчетной схеме (рис. 9.3, а) силу F_M направляем так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации от силы F_t (худший случай).

На рис. 9.3, б силы F_t , F_r и F_a приведены к оси вала и изображены раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом возникли пары сил, равные

$$F_t (d_1/2) = T \text{ и } F_a (d_1/2) = M_a.$$

Здесь d_1 - диаметр делительной окружности шестерни.

Под расчетной схемой построены эпюры изгибающих и крутящих моментов от всех действующих нагрузок (рис. 9.3, в, г, д). По этим эпюрам легко определить суммарные изгибающие моменты в любом сечении вала. Например, для сечения I-I изгибающий момент

$$M = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_a \frac{a}{l} \right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + F_M \frac{ca}{l} \right)^2}.$$

Расчет на прочность

На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому для валов расчет на усталостную прочность является основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный. При расчете на усталость необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений.

Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной величине нагрузки.

(Исключение составляют случаи, когда нагрузка вращается вместе с валом (центробежная сила)).

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет

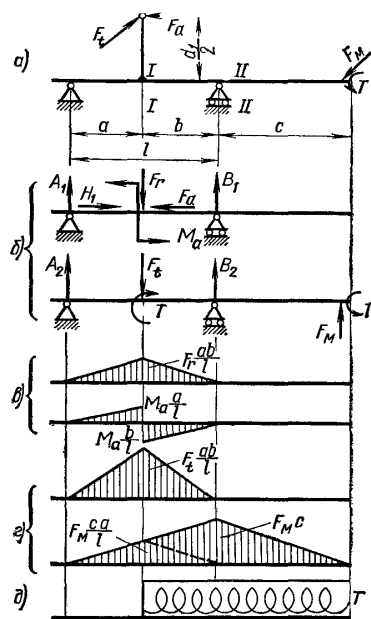


Рис. 9.3

выполняют условно по номинальной нагрузке, а цикл напряжений принимают симметричным для напряжений изгиба (рис 9.4, а) и пульсационным для напряжений кручения (рис. 9.4, б). Выбор пульсационного цикла для напряжений кручения обосновывают тем, что большинство машин

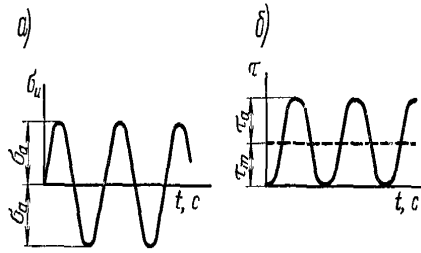


Рис. 9.4

работает с переменным крутящим моментом, а знак момента изменяется только у реверсивных машин. Неточность такого приближенного расчета компенсируют при выборе запасов прочности.

Приступая к расчету, предположительно намечают опасные сечения вала, которые подлежат проверке (сечения I - I и II - II, рис. 9.3). При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов (см. рис. 9.3), ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений (см. рис 9.1).

Для опасных сечений определяют запасы усталостной прочности и сравнивают их с допускаемыми.

При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас усталостной прочности определяют по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \approx 1,5, \quad (9.3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} n_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \varepsilon_\Pi} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} && \text{- запас усталостной прочности только по изгибу;} \\ n_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_M \varepsilon_\Pi} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} && \text{- запас усталостной прочности только по кручению.} \end{aligned} \right\} \quad (9.4)$$

В этих формулах σ_a и τ_a - переменные составляющие циклов напряжений, а σ_m и τ_m - постоянные составляющие.

Согласно принятому выше условию (см. рис 9.4) при расчете валов

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= 0; \sigma_a = \sigma_u = M / 0.1d^3; \\ \tau_m &= \tau_a = 1/2\tau = T / 0.4d^3. \end{aligned} \right\} \quad (9.5)$$

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на усталостную прочность.

Величины ψ_σ и ψ_τ зависят от механических характеристик материала. Обычно принимают:

$$\left. \begin{aligned} \psi_\sigma &= 0,05; \psi_\tau = 0 && \text{- углеродистые мягкие стали;} \\ \psi_\sigma &= 0,1; \psi_\tau = 0,05 && \text{- среднеуглеродистые стали;} \\ \psi_\sigma &= 0,15; \psi_\tau = 0,1 && \text{- легированные стали.} \end{aligned} \right\} \quad (9.6)$$

σ_{-1} и τ_{-1} - пределы усталости (определяют по таблицам или приближенным формулам)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx (0,4 \div 0,5) \sigma_B, \\ \tau_{-1} &\approx (0,2 \div 0,3) \sigma_B, \\ \tau_B &\approx (0,55 \div 0,65) \sigma_B. \end{aligned} \right\} \quad (9.7)$$

ε_M и ε_Π - масштабный фактор и фактор качества поверхности (определяется по графикам рис. 9.5 и 9.6); K_σ и K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (ориентировочно можно назначить по табл. 9.1).

График значений масштабного фактора ε_M (рис. 9.5, где 1 - углеродистая сталь при отсутствии концентрации напряжений; 2 - легированная сталь при отсутствии концентрации напряжений и углеродистая сталь при умеренной концентрации напряжений ($K_\sigma \leq 2$); 3 - легированная сталь при наличии концентрации напряжений) и график значений фактора качества поверхности ε_Π (рис. 9.6, где 1 - шлифование тонкое; 2 - обточка чистовая; 3 - обдирка; 4 - необработанная поверхность с окалиной и т. п.), а также табл. 9.1 позволяют отметить, что с увеличением предела прочности стали σ_B повышается ее чувствительность к резким изменениям формы, к влиянию качества поверхности и размеров детали.

Это означает, что при разработке конструкции валов из высокопрочных сталей следует уделять особое внимание уменьшению концентрации напряжений и повышению качества поверхности.

Усталостную прочность детали можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку т. в. ч., дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т. д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более. Чувствительность деталей к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Формулы (9.4) относятся к расчету вала на весьма длительный срок службы, практически на срок амортизации. Если срок службы вала ограничен и число циклов перемены напряжений $N_u < N_{ц0}$, расчетный предел усталости можно повысить (см. рис. 9.34); обозначив его через $(\sigma_{-1})_p$, запишем:

$$(\sigma_{-1})_p \approx \sigma_{-1} \sqrt[3]{10^7 / N_u}. \quad (9.8)$$

Здесь показатель степени m в формуле (9.8) принят приближенно равным 9, а базовое число циклов $N_{ц0} \approx 10^7$ (случай знакопеременного изгиба).

Число циклов $N_{ц}$ определяют по методике, которая была изложена в п. 6.11.

$$N_{ц} = 60 nt, \quad (9.9)$$

где n - в об/мин; t - число часов работы при полной нагрузке или близкой к ней.

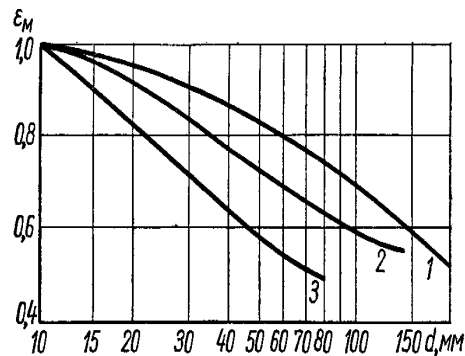


Рис. 9.5

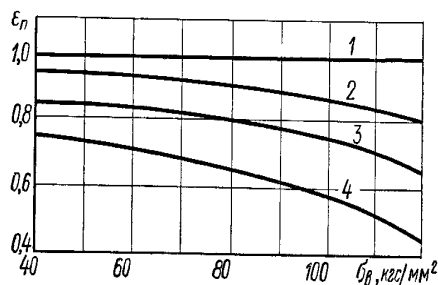
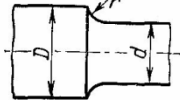
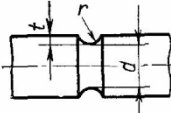
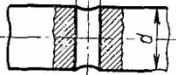


Рис. 9.6

Таблица 9.1

Значения коэффициентов K_σ и K_τ

Фактор концентрации напряжений		K_σ		K_τ		
		$\sigma_B, \text{ кгс/мм}^2$				
		≤ 70	≥ 100	≤ 70	≥ 100	
Галтель при $r/d = 0,02$ ($D/d = 1,25 \div 2$)	0,06 0,10		2,5 1,85 1,6	3,5 2,0 1,64	1,8 1,4 1,25	2,1 1,53 1,35
Выточка при $t=r$ $r/d = 0,02$ 0,06 0,10			1,9 1,8 1,7	2,35 2,0 1,85	1,4 1,35 1,25	1,7 1,65 1,5
Поперечное отверстие при $a/d = 0,05 - 0,25$			1,9	2,0	1,75	2,0
Шпоночный паз			1,7	2,0	1,4	1,7
Шлицы			При расчете по внутреннему диаметру можно принимать $K_\sigma = K_\tau = 1$			
Прессовая посадка при $p \geq 2 \text{ кгс/мм}^2$ (без конструктивных мер, уменьшающих концентрацию)			2,4	3,6	1,8	2,5
Резьба			1,8	2,4	1,2	1,5

Примечание. При наличии нескольких концентраторов напряжений в одном сечении в расчет принимается тот, у которого больше K_σ

Проверку статической прочности производят в целях предупреждения пластических деформаций с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по формуле

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (9.10)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \sigma_n &= M_n / 0,1d^3; \\ \tau &= T_n / 0,2d^3. \end{aligned} \right\} \quad (9.11)$$

Здесь M_n - изгибающий момент в опасном сечении при перегрузке; T_n - крутящий момент в опасном сечении при перегрузке. Предельное допускаемое напряжение $[\sigma]$ принимают близким к пределу текучести σ_T :

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T. \quad (9.12)$$

Расчет на жесткость

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей: подшипников, зубчатых колес, катков фрикционных передач и т. д.

От прогиба вала (рис. 9.7) в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине зуба (см. рис. 6.9). При больших углах поворота θ в подшипнике может произойти защемление вала (см. правую опору на рис. 9.7). В металлорежущих станках упругие перемещения валов (в особенности шпинделей) снижают точность обработки и качество поверхности деталей. В делительных и отсчетных механизмах упругие перемещения снижают точность измерений и т. д. Величина допускаемых упругих перемещений зависит от конкретных требований к конструкции и устанавливается в каждом отдельном случае. Введение общих норм едва ли возможно и целесообразно. Некоторые из приближенных рекомендаций указаны ниже.

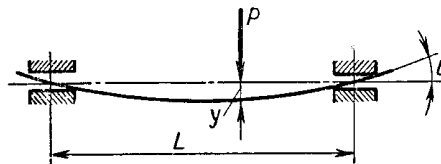


Рис. 9.7

Для валов зубчатых передач стрела прогиба под колесом
 $[y] \approx 0,01$ т - передачи цилиндрические;
 $[y] \approx 0,005$ т - конические, гипоидные, глобоидные передачи, где т - модуль зацепления.

Угол взаимного наклона валов под шестернями $\leq 0,001$ рад. В станкостроении для валов общего назначения (см. рис 9.7)

$$[y] = (0,0002 \div 0,0003) L,$$

где L - расстояние между опорами.

Угол поворота вала в подшипнике скольжения $[\theta] = 0,001$ рад; в радиальном шарикоподшипнике $[\theta] = 0,005$ рад.

Малая величина допускаемых перемещений иногда приводит к тому, что размеры вала определяются не прочностью, а жесткостью. В этих случаях очевидно нецелесообразно изготавливать вал из дорогих

высокопрочных сталей (если это не диктуется какими-либо другими условиями, например износостойкостью цапф).

Перемещения при изгибе в общем случае целесообразно определять, используя интеграл Мора и способ Верещагина (см. курс «Сопротивление материалов»).

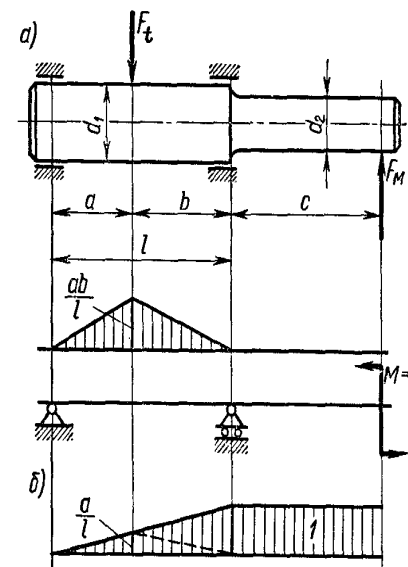


Рис. 9.8

Определим, например, прогиб под шестерней и угол поворота свободного конца вала (см. рис. 9.1) в горизонтальной плоскости. При этом используем эпюры моментов (см. рис. 9.3). Вал считаем приближенно только двухступенчатым (рис. 9.8).

Для определения прогиба под силой F_t прикладываем здесь единичную силу. Эпюра изгибающих моментов от этой силы будет такой же, как и от силы F_t , только ее ординаты уменьшатся в F_t раз (рис. 9.8, а).

Умножая площади эпюр от сил F_t и F_m (см. рис. 9.3) на ординаты эпюры (см. рис. 9.8, а) под их центрами тяжести, найдем прогиб y_r . (На рис. 9.3, г

штриховая линия позволяет упростить вычисление прогиба от нагрузки F_m .)

$$y_r = \frac{1}{EI_1} \left(\frac{1}{2} F_t \frac{ab}{l} l \frac{2}{3} \frac{ab}{l} + \frac{1}{2} F_m \frac{ac}{l} l \frac{2}{3} \frac{ab}{l} + \frac{1}{2} F_m cb \frac{1}{3} \frac{ab}{l} \right) =$$

$$= \frac{1}{EI_1} \left[F_t \frac{a^2 b^3}{3l} + F_m \frac{ac(l^2 - a^2)}{6l} \right],$$

где $I_1 = \pi d_1^4 / 64$.

Аналогично найдем угол поворота свободного конца вала, приложив единичную пару к этому концу (рис. 9.8, б).

Здесь рассматриваем два участка l и c (разные диаметры d_1 и d_2 , ломаная линия эпюры от единичной пары).

$$\theta_r = \frac{1}{EI_1} \left(\frac{1}{2} F_t \frac{ab}{l} l \frac{2}{3} \frac{a}{l} + \frac{1}{2} F_t \frac{ab}{l} b \frac{1}{3} + \frac{1}{2} F_m cl \frac{2}{3} \right) +$$

$$+ \frac{1}{EI_2} \frac{1}{2} F_m cc \cdot 1 = \frac{1}{EI_1} \left[\frac{F_t ab(l+a)}{6l} + \frac{F_m cl}{3} \right] + \frac{F_m c^2}{2EI_2}.$$

Здесь $I_2 = \pi d_2^4/64$.

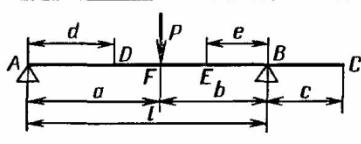
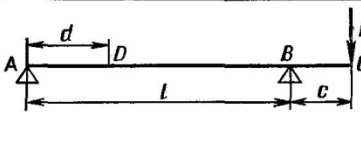
Таким же способом можно определить прогиб y_B и угол поворота θ_B в вертикальной плоскости, а затем найти суммарные значения перемещений:

$$y = \sqrt{y_F^2 + y_B^2}; \quad \theta = \sqrt{\theta_F^2 + \theta_B^2}.$$

Для простых расчетных случаев можно использовать готовые решения, приведенные в табл. 9.2. При этом вал рассматривают как имеющий постоянное сечение некоторого приведенного диаметра.

Таблица 9.2

Формулы для углов поворота и прогибов двухопорных валов

Углы поворота θ и прогибы y		
θ_A	$\frac{Pab(l+b)}{6EI}$	$-\frac{P_1cl}{6EI}$
θ_B	$-\frac{Pab(l+a)}{6EI}$	$\frac{P_1cl}{3EI}$
θ_C	θ_B	$\frac{P_1c(2l+3c)}{6EI}$
θ_D	$\frac{Pb(l^2-b^2-3d^2)}{6EI}$	$\frac{P_1c(3d^2-l^2)}{6EI}$
θ_E	$-\frac{Pa(l^2-a^2-3e^2)}{6EI}$	—
θ_F	$\frac{Pab(b-a)}{3EI}$	—
y_D	$\frac{Pbd(l^2-b^2-d^2)}{6EI}$	$-\frac{P_1cd(l^2-d^2)}{6EI}$
y_E	$\frac{Pae(l^2-a^2-e^2)}{6EI}$	—
y_F	$\frac{Pa^2b^2}{3EI}$	—
y_C	$\theta_B c$	$\frac{P_1c^2(l+c)}{3EI}$

Перемещение при кручении валов постоянного диаметра определяют по формуле

$$\varphi = TL/(GI_p),$$

где φ – угол закручивания вала, рад; T – крутящий момент; G – модуль упругости при сдвиге; L – длина закручиваемого участка вала; $I_p = \pi d^4/32$ – полярный момент инерции сечения вала.

Если вал ступенчатый и нагружен несколькими T , деформацию определяют по участкам и затем суммируют.

Величина допускаемых углов закручивания валов колеблется в широких пределах в зависимости от требований, предъявляемых к механизму. Например, в приводах следящих систем, делительных механизмах и пр. допускаемые углы закручивания ограничиваются секундами и минутами на 1 м длины, а в карданных валах автомобилей допускают несколько градусов на метр.

Расчет на колебания

При решении поставленной задачи полагаем, что читателю известны методы расчета колебаний элементарных систем.

Вынужденные колебания системы с одной степенью свободы описываются уравнением

$$y = \frac{P_0}{m(p^2 - \omega^2)} \sin \omega t, \quad (9.13)$$

где y – амплитуда вынужденных колебаний массы m ; P_0 – амплитуда возмущающей силы, $P(t) = P_0 \sin \omega t$; ω – круговая частота возмущающей силы или частота вынужденных колебаний системы; p – круговая частота свободных колебаний системы.

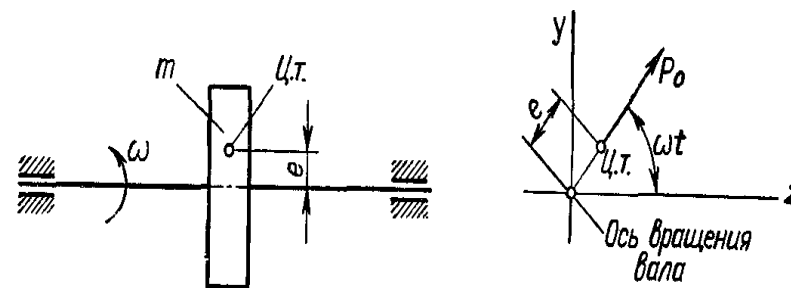


Рис. 9.9

В целях выяснения сущности вопроса рассмотрим уравнение (9.13) в приложении к колебаниям вала для простейшего случая (рис. 9.9). Здесь на валу, вращающемся с угловой скоростью ω , закреплен диск массой m с эксцентриситетом e . Собственную массу вала считаем малой по сравнению с m и в расчет не принимаем (упругая система с одной степенью свободы).

На вал действует центробежная сила

$$P_0 = m\omega^2 e, \quad (9.14)$$

вектор которой вращается с угловой скоростью ω .

Составляющими силы P_0 по осям y и z будут:

$$\left. \begin{aligned} P_y &= P_0 \sin \omega t, \\ P_z &= P_0 \cos \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (9.15)$$

Силы P_y и P_z являются гармоническими возмущающими силами, которые вызывают колебания изгиба вала в направлении осей y и z .

Колебания от силы P_y описываются уравнением (9.14), а от силы P_z – аналогичным ему уравнением:

$$z = \frac{P_0}{m(p^2 - \omega^2)} \cos \omega t.$$

Частота собственных колебаний

$$p = \sqrt{1/m\delta} = \sqrt{g/y_{\text{ст}}}, \quad (9.16)$$

где $\delta = y_{\text{ст}}/(mg)$ – податливость вала или прогиб от единичной силы; $y_{\text{ст}}$ – статический прогиб вала от действия силы тяжести диска (mg).

Уравнение (9.13) позволяет отметить, что при $\omega \rightarrow p$, $y \rightarrow \infty$ и при $\omega = p$ наступает резонанс, при котором может произойти разрушение вала (машины).

Таким образом, даже при ничтожно малой неуровновешенности в условиях резонанса можно ожидать разрушения машины.

Частоту вращения (об/мин), при которой наступает резонанс, называют критической.

$$n_{\text{кр}} = \frac{30\omega_{\text{кр}}}{\pi} = \frac{30p}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{g/y_{\text{ст}}}. \quad (9.17)$$

Если угловая скорость ω будет больше $\omega_{\text{кр}} = p$, система при разгоне перейдет зону резонанса и снова стабилизируется. Во избежание поломки зону резонанса следует проходить быстро. Задержки в этой зоне не допускаются.

При $\omega > p$ амплитуда колебаний меняет свой знак (см. формулу (9.14)). Установим, что практически это означает:

Полная амплитуда

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} = \frac{P_0}{m(p^2 - \omega^2)} = \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} e. \quad (9.18)$$

Здесь учтено: $\sin^2 \omega t + \cos^2 \omega t = 1$; $P_0 = m\omega^2 e$.

При $\omega > p$ будет направлена противоположно e и при $\omega > p \rightarrow (-e)$.

Таким образом, за критической зоной центр тяжести несбалансированной массы приближается к геометрической оси вращения.

Это явление используют в высокоскоростных механизмах, когда для сохранения устойчивости устанавливают гибкий вал с низкой собственной частотой p .

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают: для жестких валов $n \leq 0,7n_{\text{кр}}$, для гибких валов $n \geq 1,3n_{\text{кр}}$.

При действии переменных крутящих моментов в системе возбуждаются крутильные колебания, которые можно проанализировать подобным же способом.

Сведения о крутильных колебаниях для элементарных систем даны в п. 9.4.

Расчетные формулы для частот собственных колебаний и критических частот вращения более сложных, в том числе многомассовых, систем см. в справочниках.

10. ПОДШИПНИКИ

Назначение и классификация

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на раму машины. При этом вал должен фиксироваться в определенном положении и вращаться вокруг заданной геометрической оси. Во избежание снижения к. п. д. механизма потери в подшипниках должны быть минимальными. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность и долговечность машин.

Подшипники различают по виду трения и по воспринимаемой нагрузке. По первому признаку все подшипники делят на две основные группы:

1. *Подшипники скольжения*, у которых опорный участок вала (цапфа — шип, шейка, пята) скользит по поверхности подшипника.

2. *Подшипники качения*, у которых трение скольжения заменяют трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По второму признаку различают:

1. *Радиальные* подшипники, воспринимающие радиальные нагрузки.

2. *Упорные* подшипники, воспринимающие осевые нагрузки.

3. *Радиально-упорные* подшипники, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

Все типы подшипников широко распространены.

10.1. Подшипники скольжения. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЕ

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения так же, как и форма цапфы вала, может быть цилиндрической (рис. 10.1, а), плоской (рис. 10.1, б), конической (рис. 10.1, в) или шаровой (рис. 10.1, г).

Цапфу, передающую радиальную нагрузку, называют шипом, если она расположена на конце вала, и шейкой при расположении в середине вала. Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют пятой, а опору (подшипник) - подпятником.

Подпятники работают обычно в паре с радиальными подшипниками (рис. 10.1, б). Большинство радиальных подшипников (рис. 10.1, а) может воспринимать также и небольшие осевые нагрузки (фиксируют вал в осевом направлении). Для этого вал изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипника закругляют.

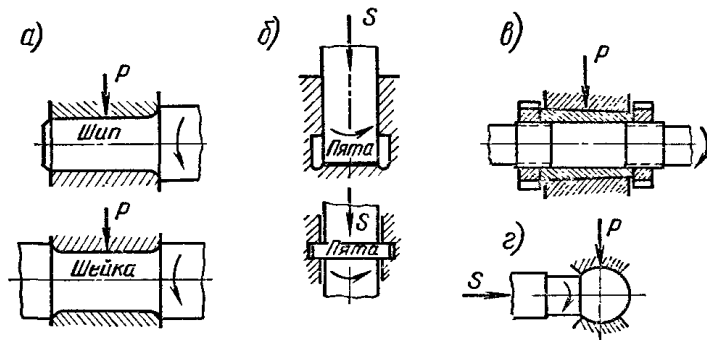


Рис. 10.1

Подшипники с конической поверхностью (рис. 10.1, в) применяют редко. Их используют при небольших нагрузках в тех случаях, когда необходимо систематически устранять зазор от износа подшипника.

Также редко применяют и шаровые подшипники. Эти подшипники допускают перекося оси вала, т. е. обладают свойством самоустановки.

Пример конструктивного оформления подшипника показан на рис. 10.2. Основным элементом подшипника является вкладыш 1.

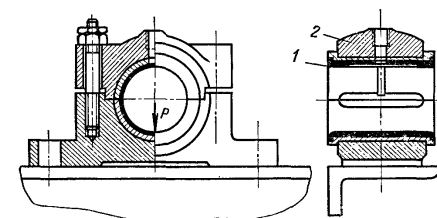


Рис. 10.2

Вкладыши изготавливают из антифрикционных материалов. Их устанавливают в специальном корпусе подшипника 2 или непосредственно в корпусе машины (станине, раме и т. д.). Подробнее о конструкции подшипников см. п. 10.5.

Область применения подшипников скольжения в современном машиностроении сократилась в связи с распространением подшипников качения. Однако значение подшипников скольжения в современной технике не уменьшилось. Их применяют очень широко и в целом ряде конструкций они незаменимы. К таким подшипникам относятся:

1. Разъемные подшипники, необходимые по условиям сборки, например, для коленчатых валов.
2. Высокоскоростные подшипники ($v > 30$ м/с), в условиях работы которых долговечность подшипников качения резко сокращается.
3. Подшипники прецизионных машин, от которых требуется особо точное направление валов и возможность регулировки зазоров.
4. Подшипники тяжелых валов (диаметром до 1 м и более), для которых не изготавливают стандартные подшипники качения.
5. Подшипники, работающие в особых условиях (воде, агрессивных средах и т. п.), в которых подшипники качения неработоспособны.
6. Подшипники, воспринимающие ударные и вибрационные нагрузки, в которых используется демпфирующее свойство масляного слоя.
7. Подшипники дешевых тихоходных механизмов и некоторые другие.

10.2. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ

Вращению цапфы в подшипнике противодействует момент сил трения. Работа трения нагревает подшипник и цапфу. От поверхности трения тепло отводится через корпус подшипника и вал, а также уносится смазывающей жидкостью. Для любого установившегося режима работы подшипника существует тепловое равновесие: теплоотдача равна тепловыделению. При этом устанавливается определенная температура. Чем больше тепловыделение и хуже условия теплоотдачи, тем выше температура теплового равновесия. Эта температура не должна превышать некоторой предельной величины, допускаемой

для данного материала подшипника и сорта смазки. С повышением температуры понижается вязкость масла и увеличивается вероятность заедания цапфы в подшипнике. В конечном результате заедание приводит к выплавлению вкладыша. *Перегрев подшипника является основной причиной его разрушения.*

Работа подшипника сопровождается износом вкладыша и цапфы, что нарушает правильную работу механизма и самого подшипника. Если износ превышает норму, подшипник бракуют. Интенсивность износа, связанная также с величиной работы трения, определяет долговечность подшипника.

При действии переменных нагрузок (например, в поршневых двигателях) поверхность вкладыша может выкрашиваться вследствие усталости. Усталостное выкрашивание свойственно подшипникам с малым износом и наблюдается сравнительно редко. В случае действия больших кратковременных перегрузок ударного характера вкладыши подшипников могут хрупко разрушаться. Хрупкому разрушению особенно подвержены малопрочные антифрикционные материалы, такие, как баббиты и некоторые пластмассы.

10.3. ТРЕНИЕ И СМАЗКА

Режимы трения и критерии расчета

Выше было отмечено, что величина работы трения является основным показателем работоспособности подшипника. Трение определяет износ и нагрев подшипника, а также его к. п. д. Для уменьшения трения подшипники скольжения смазывают.

В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть полужидкостное или жидкостное трение. Схематизированное представление об этих режимах дает рис. 10.3.

При жидкостном трении рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина h которого больше суммы высот R_z неровностей поверхностей (на рис. 10.3 разделяющий слой масла изображен толстой черной линией)

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (10.1)$$

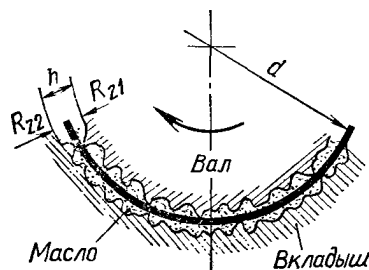


Рис. 10.3

При этом условии масло воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая непосредственное соприкосновение рабочих поверхностей, т. е. их износ.

Соппротивление движению в этом случае определяется только внутренним трением в смазочной жидкости. Величина коэффициента жидкостного трения располагается в пределах $0,001 \div 0,005$ (эта величина может быть меньше коэффициента трения качения).

При полужидкостном трении условие (10.1) не соблюдается, в подшипнике будет смешанное трение - одновременно жидкостное и сухое. Величина коэффициента полужидкостного трения зависит не только от качества масла, но также и от материала трущихся поверхностей. Для распространенных антифрикционных материалов коэффициент полужидкостного трения колеблется от 0,008 до 0,1.

Полужидкостное трение сопровождается износом трущихся поверхностей.

Для работы подшипника самым благоприятным режимом является режим жидкостного трения. Образование режима жидкостного трения является основным критерием расчета подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечиваются критерии работоспособности по износу и заеданию.

Основные условия образования режима жидкостного трения

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки. Эта теория базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу. Теоретические решения довольно сложны и поэтому излагаются в специальной литературе. В курсе «Детали машин» изучают принципиальные понятия о режиме жидкостного трения и методику практического расчета подшипников без вывода основных расчетных зависимостей.

На рис. 10.4 показаны две пластины А и Б залитые маслом и нагруженные силой Р. Под действием силы Q пластина А движется относительно Б со скоростью v . Если скорость v мала (рис. 10.4, а), пластина А выжимает смазку с пластины Б. Поверхности пластин непосредственно соприкасаются. При этом образуется полужидкостное трение.

При достаточно большой скорости v (рис. 10.4, б) пластина А поднимается в масляном слое и принимает наклонное положение, подобно тому, как поднимается глиссер или водные лыжи, скользящие по воде.

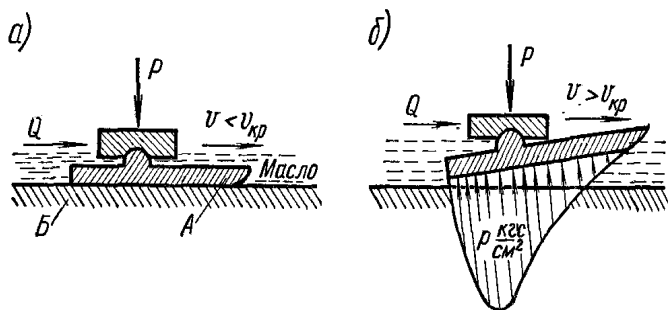


Рис.10.4

Между пластинами образуется сужающийся зазор. Вязкое и липкое масло непрерывно нагнетается в этот зазор. Протекание масла через сужающийся зазор сопровождается образованием давления p (рис. 10.4, б), которое уравнивает внешнюю нагрузку. В этом случае движение продолжается в условиях жидкостного трения. Переход к режиму жидкостного трения происходит при некоторой скорости, называемой критической $v_{кр}$.

Гидродинамическая теория смазки доказывает, что гидродинамическое давление может развиваться только в сужающемся зазоре, который принято называть клиновым. В нашем примере начальный клиновидный зазор образуется с помощью скошенной кромки пластины А.

Если конструкция подшипника не имеет клинового зазора, в подшипнике не может образоваться жидкостное трение. Например, простой плоский подпятник (см. рис. 10.1, б) не имеет клинового зазора и не может работать при жидкостном трении.

Для образования клинового зазора, а следовательно, и условий жидкостного трения опорной поверхности подпятника придают специальную форму (см. рис. 10.11).

В радиальных подшипниках клиновидная форма зазора свойственна самой конструкции подшипника. Она образуется за счет сме-

щения центров цапфы вала и вкладыша (рис. 10.5, а).

При угловой скорости $\omega > \omega_{кр}$ цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения по траектории, указанной на рис. 10.5, б. С увеличением угловой скорости увеличивается толщина разделяющего масляного слоя h , а центр цапфы сближается с центром вкладыша. При $\omega \rightarrow \infty$ расстояние между центрами $e \rightarrow 0$. Полного совпадения центров быть не может, так как при этом нарушается клиновидная форма зазора как одно из условий режима жидкостного трения.

Исследования показывают, что для подшипников с определенными геометрическими параметрами толщина масляного слоя h является некоторой функцией характеристики рабочего режима подшипника

$$h = \Phi(\mu\omega/p), \quad (10.2)$$

где $\mu\omega/p$ - характеристика рабочего режима подшипника; μ - абсолютная вязкость масла (сопротивление относительному сдвигу слоев жидкости); $\omega = \pi n/30$ - угловая скорость цапфы; $p = P/d$ - условная нагрузка подшипника.

Характер функциональной зависимости (10.2) будет рассмотрен позднее. Здесь отметим только, что толщина масляного слоя возрастает с увеличением вязкости масла и угловой скорости цапфы. С увеличением нагрузки толщина масляного слоя уменьшается. Таким образом, для образования режима жидкостного трения необходимо соблюдать следующие основные условия:

1. Между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновидной формы.
2. Масло соответствующей вязкости должно непрерывно заполнять зазор.
3. Скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создалось давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку.

Известно, что все жидкости и газы обладают вязкостью. Это значит, что при определенных условиях в качестве смазывающей жидкости можно применять воду и даже воздух, что и используется на практике.

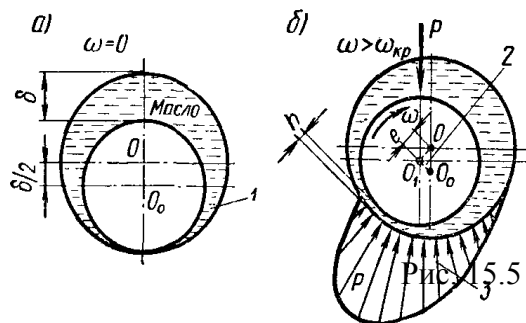


Рис. 10.5:

- 1 – клиновидный зазор; 2 – путь центра цапфы при увеличении скорости вращения;
3 – эпюра давления в масляном слое

10.4. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении

К таким подшипникам относятся подшипники грубых тихоходных механизмов, машин с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки, плохими условиями подвода смазки и т. п. Эти подшипники рассчитывают:

а) по допускаемому давлению в подшипнике

$$p = P / (ld) \leq [p] ; \quad (10.3)$$

б) по допускаемому произведению давления на скорость

$$pv \leq [pv] , \quad (10.4)$$

где P - радиальная нагрузка на подшипник; d - диаметр цапфы (вала); l - длина подшипника; v - окружная скорость цапфы.

* Истинные значения давления в подшипниках при отсутствии жидкостного трения определяют из решения задачи теории упругости для сжатия цилиндров с близкими радиусами при внутреннем контакте. Формулы Герца для подшипников скольжения неприменимы.

Расчет по $[pv]$ предусматривает, в приближенной форме, предупреждение интенсивного износа, перегрева и заедания. Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ определяют из опыта эксплуатации подобных конструкций (см. справочники и специальную литературу).

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

Решение уравнений гидродинамики в приложении к радиальным подшипникам позволило получить зависимость для нагрузки подшипника

$$P = \frac{\mu\omega}{\psi^2} ld\Phi_p , \quad (10.5)$$

где ω - угловая скорость цапфы; $\psi = \delta/d$ - относительный зазор в подшипнике (см. рис. 10.5); Φ_p - безразмерный коэффициент нагруженности подшипника.

Из формулы (10.5)

$$\Phi_p = \frac{P\psi^2}{\mu\omega ld} = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} \quad (10.6)$$

Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипников скольжения

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, кгс/см ²	$[pv]$, кгс·м/см ² ·с
Чугун серый СЧ18-36	0,5	40	—
	1,0	20	—
Чугун антифрикционный АКЧ-1	5	5	25
АВЧ-2	1	120	120
Бронза ОФ10-1,	10	150	150
АЖ9-4	4	150	120
Латунь ЛКС 80-3-3	2	120	100
Баббит Б16,	12	150	100
Б6	6	50	50
Металлокерамика: бронзографит,	2	40	—
железографит	2	55	—
Полиамидные пластмассы — капрон АК-7	4	150	150
Пластифицированная древесина (смазка	1	100	—
водой)			
Резина (смазка водой)	—	20 ÷ 60	—

Примечания. 1 Значения v , указанные в таблице, следует рассматривать как максимально допускаемые. 2. При расчете в МПа цифровые значения $[p]$ и $[pv]$ уменьшить в ≈ 10 раз.

Значение Φ_p зависит от границ зоны гидродинамического давления в подшипнике (см. рис 10.5, б), относительного эксцентриситета χ (см. ниже) и относительной длины подшипника l/d . Функциональная зависимость представлена графиком – рис.10.6.

Относительный эксцентриситет $\chi = e/(\delta/2)$ (см. рис. 10.5, б) определяет положение цапфы в подшипнике при режиме жидкостного трения.

Нетрудно установить, что толщина масляного слоя связана с относительным эксцентриситетом следующей зависимостью:

$$h = \left(\frac{\delta}{2} - e \right) = \frac{\delta}{2} (1 - \chi) . \quad (10.7)$$

При расчете подшипника обычно известны: диаметр цапфы d , нагрузка P и частота вращения n (или ω) . Определяют длину подшипника l , зазор δ , сорт масла (μ).

Как правило, большинством из неизвестных параметров задаются, основываясь на рекомендациях, выработанных практикой, и затем проверяют запас надежности подшипника по режиму жидкостного

трения. В таком случае можно предложить следующий порядок расчета:

1. Задаются отношением l/d . Распространенные значения $l/d = 0,5 - 1$. Короткие подшипники ($l/d < 0,4$) обладают малой грузоподъемностью (см. рис. 10.6). Длинные подшипники ($l/d > 1$) требуют повышенной точности и жесткости. В противном случае увеличение вредного влияния монтажных перекосов и деформаций не может компенсироваться уменьшением давления в подшипнике ($P/(l/d)$). При выборе l/d учитывают также и конструктивные особенности (габариты, массу и пр.).

Выбранную величину l/d проверяют по допускаемым $[p]$ и $[pv]$ – формулы (10.3) и (10.4). Эта проверка предупреждает возможность заедания и повышенного износа в случаях кратковременных нарушений жидкостного трения (пуски, перебои в нагрузке, подаче смазки и т. п.).

2. Выбирают относительный зазор:

$\psi = \delta/d = 0,0005 - 0,001$ при $p > 100 \text{ кгс/см}^2$; $v \leq 10 \text{ м/с}$;
 $\psi = 0,001 - 0,002$ при $p < 100 \text{ кгс/см}^2$; $v \leq 5 \text{ м/с}$;
 $\psi = 0,0015 - 0,0025$ при $p \leq 30 \text{ кгс/см}^2$; $v > 10 \text{ м/с}$.

Меньшие значения ψ для больших d .

Для валов сравнительно малых диаметров (до 250 мм) зазор желательно согласовать с одной из стандартных посадок

$$\left(\text{обычно } \frac{A}{X}, \frac{A_3}{X_3}, \frac{A}{Л}, \frac{A_3}{Ш_3} \right).$$

По формулам (10.5) и (10.6) можно судить, что величина ψ имеет большое влияние на нагрузочную способность подшипника. Поэтому при больших нагрузках p и малых скоростях ω принимают меньшие значения ψ . Следует, однако, учитывать, что при малых зазорах требуется повышенная точность и жесткость конструкции, а также возможно защемление цапфы от температурных деформаций.

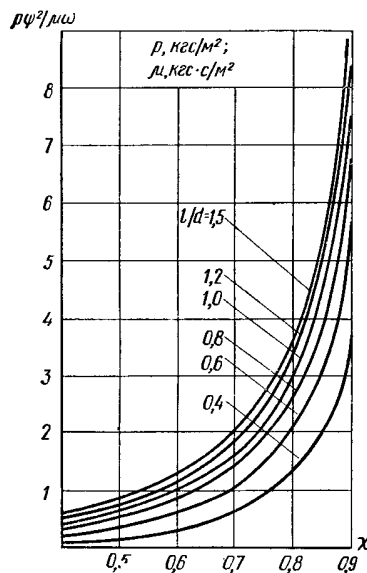


Рис. 10.6

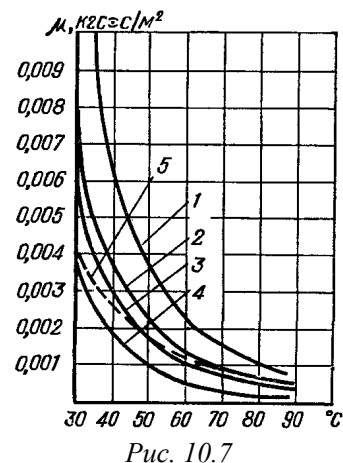


Рис. 10.7

3. Выбирают сорт масла и его среднюю рабочую температуру. Вязкость масел и области их применения установлены ГОСТом. При этом учитывают практику эксплуатации подобных машин. График зависимости вязкости масла от температуры для наиболее распространенных сортов масел, применяемых в подшипниках скольжения, изображен на рис. 10.7 (1, 2, 3 и 4 – индустриальные масла марок 45, 30, 20 и 12; 5 – турбинное масло марки 22).

Среднюю рабочую температуру масла обычно выбирают в пределах $t_{ср} = 45 - 75^\circ \text{C}$.

По $t_{ср}$ и графику рис. 10.7 определяют среднюю расчетную вязкость масла μ .

4. Подсчитывают коэффициент нагруженности подшипника по формуле (10.6) и по графику (рис. 10.6) определяют χ . Затем по формуле (10.7) определяют h .

5. Определяют критическое значение толщины масляного слоя, при которой нарушается режим жидкостного трения [см. условие (10.1)],

$$h_{кр} = (1,5 - 2)(R_{z1} + R_{z2}), \quad (10.8)$$

где $(1,5 - 2)$ – поправка, учитывающая вредное влияние неточностей изготовления и деформаций.

Шероховатости поверхностей R_{z1} и R_{z2} (рис. 10.3) и условие (10.1) принимают по ГОСТ 2789-73 в пределах от 6,3 до 0,2 мкм.

Рекомендуют цапфу обрабатывать не ниже $R_z = 3,2$, а вкладыши не ниже $R_z = 6,3$ мкм.

6. Определяют коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя

$$n_h = h/h_{кр} \geq [n_h] \approx 1,5 - 2. \quad (10.9)$$

Коэффициент запаса надежности учитывает возможные отклонения расчетных условий от эксплуатационных (по точности изготовления, нагрузке, температурному режиму и т. д.).

На этом заканчивается приближенный расчет подшипника. В этом расчете температура масла была выбрана ориентировочно. Фактическая температура может быть другой, другой будет и вязкость масла, а следовательно, и грузоподъемность подшипника или толщина мас-

ляного слоя h (см. рис. 10.6 и формулу (10.7)). Неточности приближенного расчета компенсируют повышенными значениями коэффициентов запаса, принятыми в формулах (10.8) и (10.9). В наиболее ответственных случаях приближенный расчет дополняют тепловым расчетом и расчетом режима смазки [1]. Для оценки режима работы подшипника и выбора способа смазки используют следующие опытные рекомендации: при $p\upsilon^3 < 50$ достаточна кольцевая смазка без охлаждения подшипника; при $p\upsilon^3 \approx 50 - 100$ допустима кольцевая смазка, но при условии охлаждения корпуса или масла в корпусе; при $p\upsilon^3 > 100$ необходима циркуляционная смазка под давлением. Здесь p в кгс/см^2 ; υ в м/с .

10.5. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛАХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Конструкция подшипников скольжения весьма разнообразна. Во многом она зависит от конструкции машины, в которой устанавливается подшипник. В настоящей главе рассматриваются только принципиальные конструктивные различия подшипников скольжения.

Очень часто подшипники не имеют специального корпуса. При этом вкладыши размещают непосредственно в станине (рис. 10.8, а) или раме (рис. 10.8, б) машины. Таково, например, большинство подшипников двигателей, турбин, станков, редукторов и т. д.

Подшипники с отдельными корпусами (см. рис. 10.2 и рис. 10.9) устанавливают главным образом в таких устройствах, как конвейеры, грузоподъемные машины, трансмиссии и т. д. В этих случаях подшипники крепят на фермах, стенах, колоннах.

Корпус и вкладыш могут быть неразъемными (рис. 10.9) или разъемными (рис. 10.2). Разъемный подшипник позволяет легко укладывать вал и ремонтировать подшипник путем повторных расточек

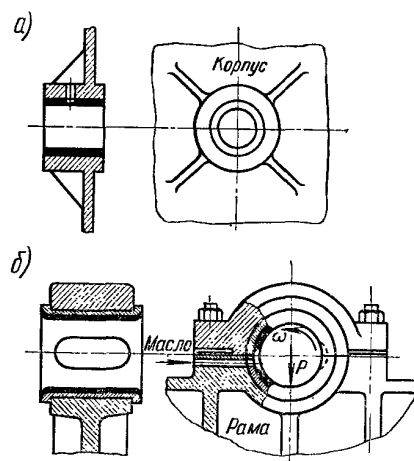


Рис. 10.8

вкладыша при его износе. Неразъемные подшипники дешевле. Вкладыши в этих подшипниках обычно запрессовывают в корпус.

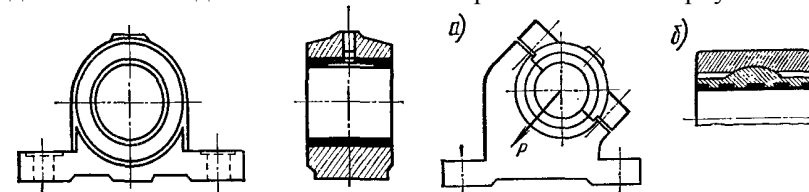


Рис. 10.9

Рис. 10.10

Разъем вкладыша рекомендуют выполнять перпендикулярно к нагрузке P или близко к этому положению (рис. 10.10, а). При этом не нарушается непрерывность несущего масляного слоя (см. рис. 10.12).

В тех случаях, когда возможны большие деформации вала или монтаж выполняется неточно, рекомендуется применять самоустанавливающиеся подшипники (рис. 10.10, б). Сферическая поверхность этих подшипников позволяет им поворачиваться в направлении оси вала.

Как отмечалось выше, в подпятниках жидкостного трения необходимо создавать условия для образования клинового зазора.

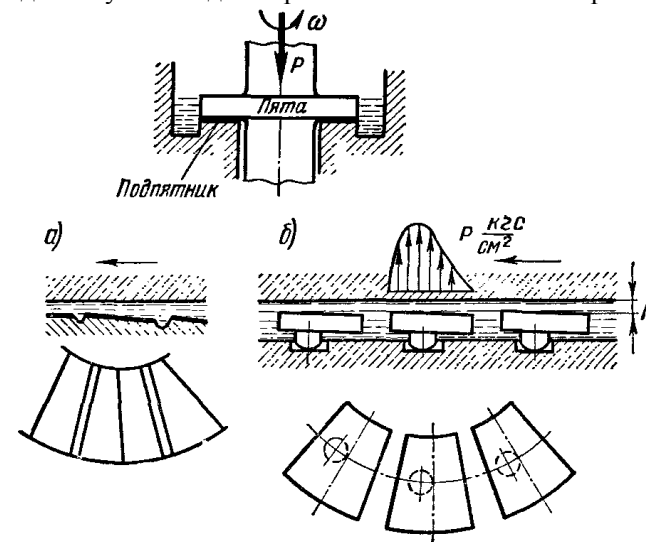


Рис. 10.11

Практически это достигается, например, выполнением клиновых смазочных канавок в форме сегмента (рис. 10.11, а). Вторым примером подпятника с клиновым зазором является подпятник с качающи-

мися сегментами (рис. 10.11, б). Подпятник имеет несколько сегментов, расположенных по окружности. Опорой сегмента служит сфера, смещенная с оси симметрии сегмента так, чтобы он находился в равновесии при неравномерном давлении масла в зазоре. Когда пята неподвижна, сегмент с ней полностью соприкасается. При вращении пяты под сегмент затягивается масло, и он отклоняется на некоторый угол β , который увеличивается по мере увеличения частоты вращения. Этим достигается автоматическая регулировка клинового зазора, способствующая сохранению режима жидкостного трения.

Смазка подводится в подшипник по ходу вращения цапфы в том месте, где отсутствует гидродинамическое давление p , чаще всего сверху (см. рис. 10.9) или сбоку (см. рис. 10.8). Подвод смазки в зону давления значительно уменьшает несущую способность подшипника (рис. 10.12). На этом рисунке эпюра давления разорвана в месте подвода смазки, так как давление в подводящем канале всегда мало по сравнению с давлением в зазоре подшипника.

По длине цапфы масло распределяют с помощью смазочных канавок, сообщающихся с подводящим каналом (см. рис. 10.8 и 10.9). Смазку подают в подшипник самотеком с помощью специальных устройств (фитильные и капельные масленки, смазочные кольца и т. д.) или под давлением с помощью насосов (плунжерных, шестеренчатых и т. д.).

На практике наблюдаются случаи, когда работа подшипника в режиме жидкостного трения становится неустойчивой и сопровождается вибрацией цапфы. Вибрация свойственна главным образом быстроходным и малонагруженным подшипникам. Одним из признаков возможности образования вибраций является малая величина χ (порядка $\leq 0,5$).

Разработано несколько способов устранения вибраций: эллиптическая расточка вкладышей, применение сегментных подшипников, изменение места подвода смазки и т. д.

Для тихоходных тяжелых валов, от которых требуется малое сопротивление вращению, а режим гидродинамического трения обеспечить не удастся, применяют гидростатические подшипники. В этих подшипниках несущий масляный слой образуют путем подвода масла под цапфу от насоса под давлением. Давление подбирают таким, чтобы цапфа всплывала в масле.

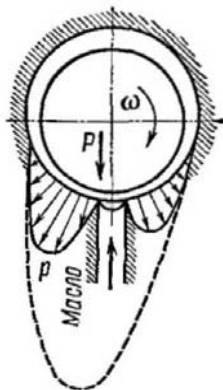


Рис. 10.12

Гидростатические подшипники используют также для повышения точности центровки валов в прецизионных машинах, для уменьшения износа тяжело нагруженных подшипников в периоды разгона до режима гидродинамической смазки и в некоторых других случаях.

Подшипники с воздушной или газовой смазкой применяют для быстроходных валов ($n > 10000$ об/мин) при относительно малых нагрузках, а также при работе в условиях высоких температур.

Эти подшипники могут быть аэростатическими и аэродинамическими. В аэростатических подшипниках так же, как и в гидростатических, цапфа поддерживается воздушной подушкой в результате непрерывного поддува сжатого воздуха; в аэродинамических воздушная подушка образуется за счет самозатягивания воздуха в клиновой зазор так же, как и в гидродинамических [40].

Материал вкладыша (основной детали подшипника) должен иметь:

1. Малый коэффициент трения и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуски, торможение и т. п.).
2. Достаточную износостойкость наряду со способностью к приработке. Износостойкость вкладыша должна быть ниже износостойкости цапфы, так как замена вала обходится значительно дороже, чем замена вкладыша.
3. Достаточно высокие механические характеристики и особенно высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

Вкладыши изготовляют из самых разнообразных материалов (табл. 10.1).

Бронзы оловянистые, свинцовистые, кремнистые, алюминиевые и прочие обладают достаточно высокими механическими характеристиками, но сравнительно плохо прирабатываются и способствуют окислению масла. Бронзы широко применяют в крупносерийном и массовом производствах.

Чугун обладает хорошими антифрикционными свойствами благодаря включению свободного графита, но прирабатывается хуже, чем бронзы. Его применяют в тихоходных и умеренно нагруженных подшипниках..

Баббит на оловянистой, свинцовистой и других основах является одним из лучших материалов для подшипников скольжения. Он хорошо прирабатывается, не окисляет масло, мало изнашивает вал, стоек против заедания. Отрицательным свойством баббита является хрупкость и высокая стоимость. Баббитом заливают только рабочую

поверхность вкладышей на толщину от 1 до 10 мм. При этом сам вкладыш изготавливают из бронзы, стали, алюминия и т. д.

В целях повышения прочности подшипников, в особенности при переменных и ударных нагрузках, применяют так называемые *биметаллические* вкладыши, у которых на стальную основу наплавляют тонкий слой антифрикционного материала – бронзы, серебра, сплава алюминия и т.д. Биметаллические подшипники обладают высокой нагрузочной способностью и широко применяются.

Пластмассы на древесной или хлопчатобумажной основе, а также дерево, резина и другие материалы могут работать при водяной смазке. Поэтому их применяют в гидротурбинах и насосах в химическом машиностроении и т.п. Благодаря высокой упругости пластмасс подшипники выдерживают ударные нагрузки и могут компенсировать перекос цапфы.

В последнее время стали применяться и хорошо себя зарекомендовали новые пластмассы типа капрона и др. Тонкий слой этих пластмасс наносят на рабочую поверхность металлического вкладыша. Как показывают исследования, такие вкладыши менее чувствительны к нарушению смазки и выдерживают значительные нагрузки.

Металлокерамические вкладыши изготавливают прессованием при высоких температурах порошков бронзы или железа с добавлением графита, меди, олова или свинца. Большим преимуществом таких вкладышей является высокая пористость. Поры занимают до 20 - 30% объема вкладыша и используются как маслоподводящие каналы. Металлокерамический подшипник, пропитанный маслом, может в течение длительного времени работать без подвода смазки. Пополнение смазки производится периодической пропиткой или погружением вкладыша в масляный резервуар, образованный в корпусе подшипника. Расход смазки при этом уменьшается до 10 раз.

10.6. Подшипники качения.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения трением качения. При этом коэффициент трения снижается до 0,0015—0,006. Конструкция подшипников качения позволяет изготавливать их в массовых количествах как стандартную продукцию, что значительно снижает стоимость производства. Расход смазки на подшипник также уменьшается. Габарит подшипников качения (по длине) меньше габарита подшипников скольжения. Отмеченные основные качества подшипников качения обеспечили им широкое рас-

пространение. Во многих отраслях машиностроения они почти полностью вытеснили подшипники скольжения.

Производство подшипников качения ведущими промышленными странами исчисляется сотнями миллионов штук в год. Отечественной промышленностью изготавливаются подшипники наружным диаметром от 1,5 до 2600 мм, массой от 0,5 г до 3,5 т.

К недостаткам подшипников качения следует отнести ограниченную быстроходность, связанную с кинематикой и динамикой тел качения (центробежные силы, гироскопические моменты и пр.).

На рис. 10.13 изображены основные типы подшипников качения. По форме тел качения они разделяются на *шариковые* и *роликовые* (цилиндрические, конические, игольчатые и т. д.), по направлению воспринимаемой нагрузки — на *радиальные*, *упорные* и *радиально — упорные*.

Радиальные шариковые подшипники (1, рис. 10.13) наиболее простые и дешевые. Они допускают небольшие перекосы вала (до $1/4^\circ$) и могут воспринимать осевые нагрузки. Эти подшипники широко распространены в машиностроении.

Радиальные роликовые подшипники (4, рис. 10.13) благодаря увеличенной контактной поверхности допускают значительно большие нагрузки, чем шариковые (в среднем на 70—90%). Однако они совершенно не воспринимают осевые нагрузки и не допускают перекоса вала. При перекосе вала ролики начинают работать кромками и подшипник быстро разрушается. Аналогичное сравнение можно провести и между радиально-упорными шариковыми 3 и роликовыми 5 подшипниками.

Самоустанавливающиеся шариковые 2 и роликовые 6 подшипники (рис. 13) применяют в тех случаях, когда допускают значительный перекос вала (до $2 - 3^\circ$). Они имеют сферическую поверхность наружного кольца и ролики бочкообразной формы. Эти подшипники допускают небольшие осевые нагрузки.

Применение игольчатых 7 подшипников позволяет уменьшить габариты (по диаметру) при значительных нагрузках. Упорный подшипник 8 воспринимает только осевые нагрузки. На рисунке (10.13) изображены два варианта конструкции упорного подшипника: простой — слева от оси (не допускает перекоса оси); самоустанавливающийся — справа от оси (допускает перекос оси).

По нагрузочной способности (или по габаритам) подшипники разделяют на пять серий диаметров и ширин: сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю и тяжелую; по классам точности: 0 (нормального класса); 6 (повышенного); 5 (высокого); 4 (особо высокого) и 2 (сверхвысокого).

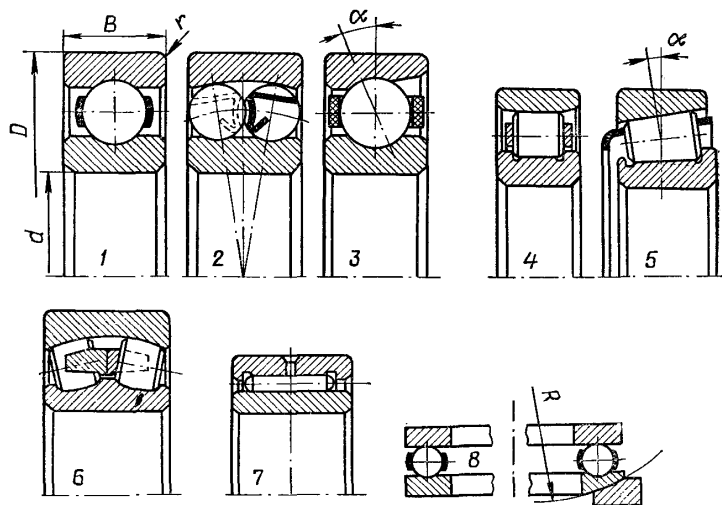
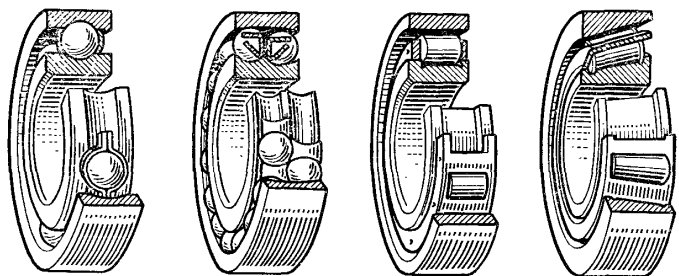


Рис 10.13

От точности изготовления в значительной степени зависит работоспособность подшипника, но одновременно возрастает его стоимость:

Класс точности	0	6	5	4	2
Относительная стоимость	1	1,3	2	4	10

Все подшипники качения изготавливают из высокопрочных специальных подшипниковых сталей (высокоуглеродистых хромистых) с термической обработкой, обеспечивающей высокую твердость.

Большое влияние на работоспособность подшипника оказывает качество сепаратора. Сепараторы разделяют и направляют тела качения. В подшипниках без сепаратора тела качения набегают друг на друга. При этом, кроме трения качения, возникает трение скольжения, увеличиваются потери и износ подшипника. Установка сепара-

тора значительно уменьшает потери на трение, так как сепаратор является свободно плавающим и вращающимся элементом. Большинство сепараторов выполняют штампованными из стальной ленты. При повышенных окружных скоростях (более 10 - 15 м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, дюралюминия или пластмассы (3, рис. 10.13).

10.7. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПОДШИПНИКА, ВЛИЯЮЩИЕ НА ЕГО РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

Распределение нагрузки между телами качения

По условию равновесия (рис 10.14):

$$R = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (10.10)$$

где $\gamma = 360^\circ/z$, z — число шариков.

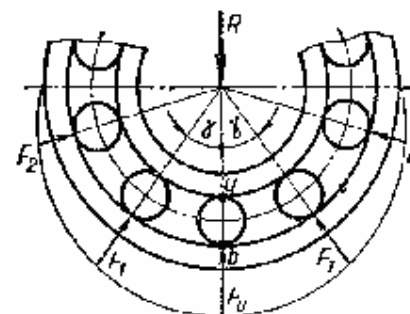


Рис. 10.14

В уравнение (10.10) входят только те члены, для которых угол $n\gamma$ меньше 90° , так как верхняя половина подшипника не нагружена.

Исследование зависимости между силами $F_0, F_1, F_2, \dots$ с учетом контактных деформаций при условии абсолютной точности размеров шариков и колец и при отсутствии радиального зазора позволило устано-

вить:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 \cos^{3/2} \gamma \\ F_n &= F_0 \cos^{3/2} n\gamma \end{aligned} \right\} \quad (10.11)$$

Подставляя эти значения в формулу (10.10) и решая относительно F_0 , получаем:

$$F_0 = \frac{R}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma}. \quad (10.12)$$

Подсчитано, что отношение

$$\frac{z}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma} \approx 4,37$$

для любого числа шариков, встречающегося в подшипниках. При этом

$$F_0 = 4,37R/z.$$

Вводя поправку на влияние радиального зазора и неточности размеров деталей, практически принимают

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= 5R/z, \\ F_n &= \frac{5R}{z} \cos^{3/2} n\gamma. \end{aligned} \right\} \quad (10.13)$$

Нетрудно понять, что распределение нагрузки в значительной степени зависит от величины зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей. Поэтому к точности изготовления подшипников качения предъявляют весьма высокие требования. Зазоры увеличиваются от износа подшипника в эксплуатации. При этом прогрессивно ухудшаются условия работы вплоть до разрушения подшипника.

Контактные напряжения в деталях подшипников

При известных $F_0, F_1, \dots, F_n$ (рис 10.14) можно определить величину контактных напряжений в подшипнике. Расчетные формулы для соответствующих случаев контакта можно найти в справочниках [1]. Эти формулы здесь не рассматриваются, так как на практике расчет (подбор) подшипников выполняют не по истинным, а по условным напряжениям (см. п. 10.9).

В каждой точке поверхности контакта колец или шариков контактные напряжения изменяются по прерывисто-пульсационному циклу. Период цикла напряжений в каждой точке беговых дорожек колец равен времени перемещения очередного шарика в данную точку. С переменными контактными напряжениями связан усталостный характер разрушения рабочих поверхностей деталей подшипника (выкрашивание).

Следует отметить, что усталостная прочность подшипника зависит от того, какое из колец вращается – внутреннее или внешнее.

Благоприятным является случай вращения внутреннего кольца (при этом внешнее кольцо неподвижно). Действительно, при равной величине нагрузки F_0 напряжения в точке a кольца (см. рис. 10.14) больше, чем напряжения в точке b , так как в точке a шарик соприкасается с выпуклой, а в точке b – с вогнутой поверхностью. В этих условиях равное число циклов изменения напряжений вызовет усталостное разрушение прежде всего в точке a . Для того чтобы уравнять

условия работы колец, необходимо уменьшить число циклов изменения напряжений в точке a по сравнению с точкой b . Такое уменьшение и достигается при вращении внутреннего кольца, так как на половине оборота точка a разгружается совершенно, а в большей части другой половины нагружена не полностью.

Кинематика подшипника

На рис. 10.15 изображен план скоростей для случая вращения внутреннего кольца.

Здесь

$$v_1 = \omega (D_1/2); \quad v_0 = v_1/2.$$

Угловая скорость шарика (ролика) вокруг своей оси

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{v_1 - v_0}{d_{\text{ш}}} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{D_1}{d_{\text{ш}}}. \quad (10.14)$$

Угловая скорость шарика вокруг оси вала сепаратора – она же угловая скорость

$$\omega_c = \frac{2v_0}{D_0} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{D_1}{D_1 + d_{\text{ш}}} \approx \frac{\omega}{2}. \quad (10.15)$$

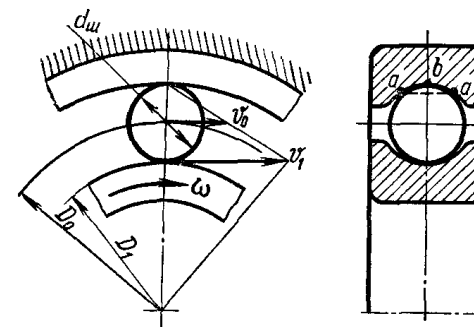


Рис. 10.15

Итак, сепаратор вращается в ту же сторону, что и вал, с угловой скоростью, равной приблизительно половине угловой скорости вала.

Формула (10.15) позволяет отметить, что в точном выражении угловая скорость сепаратора зависит от размеров шарика. Чем больше $d_{\text{ш}}$ при посто-

янном D_1 тем меньше ω_c , и наоборот. При неточном изготовлении шариков крупные из них будут тормозить, а мелкие ускорять сепаратор. Между сепаратором и шариками могут возникать значительные давления и силы трения. С этим связаны износ шариков и сепараторов, увеличение потерь в подшипнике и случаи поломки сепараторов.

Это подчеркивает также высокие требования к точности изготовления деталей подшипника и ответственность сепаратора как одной из этих деталей.

Контакт шарика с кольцами осуществляется по некоторой дуге aba . Окружные скорости точек a и b при вращении шарика вокруг своей оси различны. Если допустить, что в точках a (aa – мгновенная ось) нет скольжения, то оно будет в точке b . Таким образом, в шариковых подшипниках наряду с трением качения наблюдается трение скольжения. Это создает дополнительный износ и потери в шариковых подшипниках. В роликовых подшипниках все точки контакта равно удалены от оси роликов. Здесь наблюдается чистое качение. Потери и износ в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых.

Динамика подшипника

Каждый шарик или ролик подшипника (рис. 10.16, а) прижимается к наружному кольцу центробежной силой

$$P_{цб} = m\omega_c^2 D_0 / 2, \quad (10.16)$$

где m – масса шарика или ролика.

Ранее отмечалось, что контактные напряжения у внешнего кольца меньше, чем у внутреннего, поэтому дополнительная нагрузка центробежными силами практически не влияет на работоспособность подшипника. Это положение остается справедливым только до некоторых значений частот вращения, которые считаются нормальными для данного подшипника (указывается в каталогах – см. примеры в табл. 10.2).

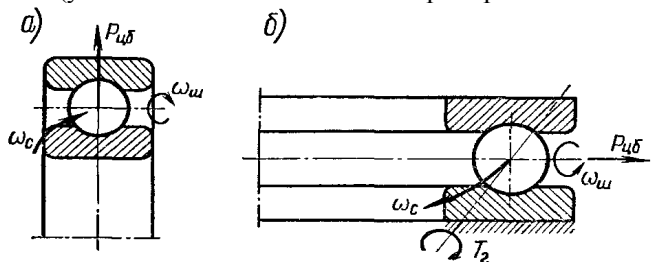


Рис. 10.16

У высокоскоростных подшипников влияние центробежных сил возрастает. Центробежные силы особенно неблагоприятны для упорных подшипников (рис. 10.16). Здесь они расклинивают кольца и могут давить на сепаратор – повышаются трение и износ.

Кроме центробежных сил, на шарики упорного подшипника действует гироскопический момент, связанный с изменением направления оси вращения шариков в пространстве (см. рис. 10.17, б),

$$T_{\Gamma} = I\omega_{ш}\omega_c, \quad (10.17)$$

где I – момент инерции шарика относительно своей оси.

Под действием гироскопического момента шарик стремится повернуться в направлении, перпендикулярном к направлению качения. Вращение будет возможно, если

$$T_{\Gamma} > T_{\tau} = Pfd_{ш} \quad (10.18)$$

где T_{τ} – момент сил трения между шариком и кольцами; P – нагрузка на шарик.

Вращение шариков под действием T_{Γ} сопровождается дополнительными потерями и износом.

В радиальных подшипниках направление оси вращения шариков или роликов в пространстве не изменяется. Поэтому на них не действуют гироскопические моменты.

Радиально-упорные подшипники занимают промежуточное положение. Для них

$$T_{\Gamma} = I\omega_{ш}\omega_c \sin \alpha, \quad (10.19)$$

где α – угол давления (см. рис 10.13).

Таким образом, вредное влияние динамических факторов больше всего проявляется в упорных подшипниках. Поэтому допускаемые частоты вращения для упорных подшипников значительно ниже, чем для радиальных и радиально-упорных. При высоких частотах вращения упорные подшипники рекомендуют заменять радиально-упорными.

Смазка подшипников

Смазка весьма существенно влияет на долговечность подшипников. Она уменьшает трение, снижает контактные напряжения, защищает от коррозии, способствует охлаждению подшипника.

Для смазки подшипников качения применяют пластичные (густые) мази и жидкие масла. Жидкая смазка более эффективна в смысле уменьшения потерь и охлаждения. Необходимое количество смазки для подшипников качения очень невелико. Излишнее количество смазки только ухудшает работу подшипника. Например, если сепаратор погрузить в масло, то оно будет препятствовать его свободному вращению; увеличиваются потери и нагрев подшипника.

Подшипниковые узлы необходимо тщательно защищать от попадания пыли и грязи. В противном случае долговечность подшипников резко снижается. Для защиты подшипников разработаны специальные уплотнения.

10.8. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Для подшипников качения можно отметить следующие основные причины потери работоспособности.

Усталостное выкрашивание - наблюдается у подшипников после длительного времени их работы в нормальных условиях.

Износ наблюдается при недостаточной защите от абразивных частиц (пыли и грязи). Износ является основным видом разрушения подшипников автомобильных, тракторных, горных, строительных и многих подобных машин.

Разрушение сепараторов - дает значительный процент выхода из строя подшипников качения и особенно быстроходных.

Раскалывание колец и тел качения — связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекосы колец, заклинивание и т. п. При нормальной эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.

Остаточные деформации — на беговых дорожках в виде лунок, вмятин и прочего наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

Современный расчет подшипников качения базируют только на двух критериях: 1) расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям; 2) расчет на ресурс (срок службы) по усталостному выкрашиванию.

Расчеты по другим критериям не разработаны, так как эти критерии связаны с целым рядом случайных факторов, трудно поддающихся учету.

10.9. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ (ПОДБОР) ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Стандартом ограничены число типов и размеров подшипников. Это позволило рассчитать и экспериментально установить грузоподъемность (работоспособность) каждого типоразмера подшипников.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по условным формулам. Методика подбора стандартных подшипников также стандартизована - ГОСТ 18854—73 и ГОСТ 18855—73.

Различают подбор подшипников:

1) по статической грузоподъемности, предупреждающей остаточные деформации;

2) по динамической грузоподъемности, предупреждающей усталостные разрушения (выкрашивание).

Подбор подшипников по статической грузоподъемности выполняют при частоте вращения $n \leq 1$ об/мин по условию

$$P_0 \leq C_0, \quad (10.20)$$

где P_0 – эквивалентная статическая нагрузка, кгс; C_0 – статическая грузоподъемность, кгс.

Под допускаемой статической грузоподъемностью понимается такая статическая нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников, центральная осевая — для упорных и упорно-радиальных подшипников), которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Значения C_0 указаны в каталогах для каждого типоразмера подшипника (см. пример в табл. 10.2).

Таблица 10.2

Примеры стандартных характеристик подшипников (шариковые радиальные однорядные, средняя серия 300 ГОСТ 8338—57)

Размеры, мм				Динамическая грузоподъёмность C , кгс	Статическая грузоподъёмность C_0 , кгс	Предельная частота вращения, об/мин	
d	D	B	r			Смазка	
						пластичная	жидкая
12	37	1	1,	763 6410 13600	473 4940 13300	16000 4000 2500	20000 5000 3150
60	13	2	5				
10	0	3	3,				
0	21	1	5				
	5	4	5				
		7	4				

Примечание. d и D – внутренний и наружный диаметры; B – ширина; r – радиус скругления кромок колец (см. рис 10.13).

Каталожные значения C_0 рассчитывают по формулам, которые учитывают конструкцию подшипника, число и размеры тел качения. Например, для шарикоподшипников

$$C_0 = f_0 i z D_w^2 \cos \alpha,$$

где i – число рядов шариков; z – число шариков в ряду; D_w – диаметр шарика, мм; α – угол контакта (см. рис. 10.13); f_0 – коэффициент, зависящий от типа подшипника ($f_0 = 1,25$ – радиальные и радиально-упорные; $f_0 = 0,34$ – самоустанавливающиеся).

Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \text{ но не меньше, чем } P_0 = F_r, \quad (10.21)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки, кгс; X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статической нагрузок – см. каталог.

Например:

- 1) $X_0 = 0,6$ и $Y_0 = 0,5$ – радиальные шарикоподшипники однорядные и двухрядные;
- 2) $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,43$ – $0,26$ (при $\alpha = 18^\circ$ – 40° соответственно) – радиально-упорные однорядные шарикоподшипники;
- 3) $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ – конические роликовые и самоустанавливающиеся однорядные шарико- и роликоподшипники.

Для двухрядных подшипников по пунктам 2 и 3 величины X_0 и Y_0 удваиваются.

Подбор подшипников по динамической грузоподъемности (по заданному ресурсу или сроку службы) выполняют при $n > 1$ об/мин. Условие подбора:

$$C \text{ (расчетная)} \leq C \text{ (номинальная-каталожная)}. \quad (10.22)$$

Номинальная динамическая грузоподъемность C для радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник (с невращающимся наружным кольцом) может выдержать в течение номинального срока службы, исчисляемого в один миллион оборотов внутреннего кольца без появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения не менее чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям.

Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет – постоянная центральная, осевая нагрузка при вращении одного из колец подшипника.

Значения номинальной (каталожной) динамической грузоподъемности) рассчитывают по формулам в зависимости от конструктивных, технологических и прочностных характеристик [37]. Например, для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,8},$$

где f_c – коэффициент, зависящий от типа подшипника.

Номинальная динамическая грузоподъемность и номинальный срок службы связаны эмпирической зависимостью

$$L = (C / P)^p \text{ или } C = P \sqrt[p]{L}, \quad (10.23)$$

где L – номинальная долговечность, млн. оборотов; C – номинальная динамическая грузоподъемность, кгс; дается в каталогах, и примеры в табл. 10.2; P – эквивалентная нагрузка, кгс (см. ниже); $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3 = 3,33$ для роликовых подшипников (для определения L при таких значениях p в каталогах предусмотрены таблицы).

Номинальная долговечность в часах

$$L_h = 10^6 L / 60n, \quad (10.24)$$

где n – частота вращения, об/мин.

Формулы (10.23) и (10.24) справедливы при $n \geq 10$ об/мин; при n от 1 до 10 расчет выполняют как для $n = 10$ об/мин. Расчетное значение динамической грузоподъемности (10.22) определяют по формулам (10.23) и (10.24) в соответствии с заданной долговечностью L_h .

Примеры рекомендуемых значений:

- $L_h \geq 8000$ ч – механизмы, работающие с перерывами (например, лифты);
- $L_h \geq 12\,000$ ч – механизмы для односменной работы при переменном режиме нагрузки;
- L_h около 20 000 ч – механизмы, работающие с полной нагрузкой в одну смену;
- $L_h \geq 40\,000$ ч – механизмы при круглосуточной работе и среднем режиме нагрузки.

Эквивалентная нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет – постоянная центральная, осевая нагрузка при вращающемся кольце, закрепленном на валу, и неподвижном кольце в корпусе.

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_b K_T, \quad (10.25)$$

где F_r , F_a – радиальная и осевая нагрузки, кгс; X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (указываются в каталоге, см. также примеры в табл. 10.3); V – коэффициент вращения, зависящий от то-

го, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$); K_6 – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (спокойная нагрузка $K_6 = 1$, с умеренными толчками $K_6 = 1,3 - 1,8$, ударная $K_6 = 2 - 3$); K_T – температурный коэффициент (для стали ШХ15 при t до 125°C $K_T = 1$, при $t = 125 - 250^\circ \text{C}$ $K_T = 1,05 - 1,4$ соответственно).

Таблица 10.3

Коэффициенты X и Y радиальной и осевой нагрузки

Подшипники шариковые радиальные и радиально-упорные однорядные							
Тип подшипника	α°	F_a/C_0	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	24,26	—	1	0	0,41	0,87	0,68
	35,36	—	1	0	0,37	0,66	0,95
	Подшипники роликовые конические однорядные						
—	—	1	0	0,4	$\sim 0,4 \text{ctg} \alpha$	$\sim 1,5 \text{tg} \alpha$	

Примечание.

Для роликоподшипников с короткими роликами $F_d = 0$, $X = 1$; для упорных шарико- и роликоподшипников $F_r = 0$, $Y = 1$.

При переменном режиме нагрузки, когда нагрузка и частота вращения изменяются ступенчато (см., например, рис 10.17), расчет ведут по условной эквивалентной нагрузке

$$P = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n P_i^3 L_i / \sum_{i=1}^n L_i}, \quad (10.26)$$

где P_i – эквивалентные нагрузки, действующие в течение L_i млн. оборотов соответственно.

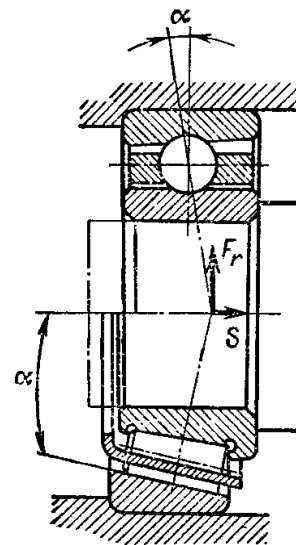


Рис. 10.17

Предельная быстроходность подшипника ограничивается указанной в каталоге предельной частотой вращения $n_{пр}$. Это наибольшая частота вращения, за пределами которой расчетная долговечность не гарантируется. Исследованиями установлено, что интенсивность износа и потери на трение в подшипниках качения связаны с окружной скоростью приблизительно линейной зависимостью.

По этим соображениям для оценки предельной быстроходности принят условный скоростной параметр (пропорциональный окружной скорости)

$$[d_m n] = \text{const}, \quad (10.27)$$

где $d_m = (D + d)/2$; D и d – наружный и внутренний диаметры подшипника, мм; n – частота вращения, об/мин.

Допускаемое значение $[d_m n]$ определяется значительным числом конструктивных и эксплуатационных параметров – тип подшипника, тип сепаратора, класс точности и др. Например, $[d_m n] = 50\,000$ – шариковый радиальный однорядный со стальным штампованным сепаратором, нормального класса точности; $[d_m n] = 150\,000$ – шариковый упорный однорядный при тех же параметрах.

При известном $[d_m n]$ определяют $n_{пр}$ для каждого типоразмера подшипника, которое и указано в каталогах.

Особенности расчета радиально-упорных подшипников. При определении расчетной осевой нагрузки F_a учитывают дополнительные нагрузки S , которые возникают от радиальной нагрузки F_r при угле контакта α (рис. 10.17). Нагрузки F_r и S приложены в точке пересечения нормали с осью подшипника.

$S = eF_r$ – шариковые радиально-упорные; $S = 0,83 eF_r$ – роликовые конические; где e – параметр осевого нагружения. Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом $\alpha \geq 18^\circ$ и конических роликоподшипников значение e берется по табл. 10.3. Для шарикоподшипников при $\alpha = 12^\circ$ значение e определяется из уравнения

$$\lg e = \frac{F_r / C_0 - 1,144}{4,729}.$$

Примеры определения F_a для различных вариантов установки вала на радиально-упорных подшипниках — см. в учебниках. Методика подбора подшипников иллюстрируется примерами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М.: Academia, 2009. – 495 с.
2. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для втузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – Изд. 12-е, испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 407 с.
3. Решетов, Д.Н. Детали машин: Атлас конструкций: / в 2 ч. Ч.1 / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1992. – 367 с.
4. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 1 / В.И. Анурьев; под ред. И.Н. Жестковой. – Изд. 9-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение: Машиностроение-1, 2006. – 927 с.
5. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 2 / В.И. Анурьев; под ред. И.Н. Жестковой. – Изд. 9-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение: Машиностроение-1, 2006. – 959 с.
6. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 3 / В.И. Анурьев; под ред. И.Н. Жестковой. – изд. 9-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение: Машиностроение-1, 2006. – 927 с.
7. Перель, Л.Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель, В.Я. Филатов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.
8. Механика машин: учебн. пособие для втузов / под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высш. шк., 2004. – 458 с.
9. Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин: учебн. пособие для механ. спец. вузов / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 279 с.
10. Осипов Ю.Р. Прикладная механика: учебное пособие: Ч.1 / Ю.Р. Осипов. – Вологда: ВоГТУ, 2011. – 204 с.
11. Осипов Ю.Р. Прикладная механика. Исследование кинематики и динамики плоских механизмов на ЭВМ / Ю.Р. Осипов. – Вологда: ВоГТУ, 2003. – 186 с.

Оглавление

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	2
1. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	17
1.1. Резьба.....	18
1.2. Основные типы крепежных деталей	24
1.3. Теория винтовой пары	25
1.4. материалы резьбовых изделий и допускаемые напряжения	39
2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	42
2.1. Основные сведения о конструкции и технологии запечных соединений, классификация, области применения	42
2.2. Расчет на прочность элементов заклепочного шва.....	44
2.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения	46
3. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	47
3.1. Общие сведения и применение	47
3.3. Прочность сварных соединений и допускаемые напряжения	60
4. ШПОЧНЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) И ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	64
4.1. Шпоночные соединения	64
4.2. Зубчатые (шлицевые) соединения	71
4.3. Профильное (бесшпоночное) соединение	74
5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	75
5.1.общие сведения	75
5.2. Основы расчета ременных передач	77
5.3. Плоскоременная передача	97
5.4. Клиноременная передача.....	100
5.5. Передача зубчатыми ремнями	106

6. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	107
6.1. Общие сведения.....	107
6.2. Краткие сведения о геометрии и кинематике	109
6.3. Силы в зацеплении	125
6.4. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач	127
6.5. Расчетная нагрузка	132
6.6. Расчет цилиндрических передач на прочность	139
6.7. Конические зубчатые передачи	150
6.8. Передаточное отношение одноступенчатых и многоступенчатых зубчатых передач	157
6.9. К.П.Д., охлаждение и смазка.....	158
6.10. Материалы и термообработка	160
6.11. Допускаемые напряжения	166
6.12. Краткие сведения о зубчатых передачах между валами с перекрещивающимися осями (винтовых и гипоидных)	173
7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	175
7.1. Краткие сведения о геометрии и способах изготовления червячных зацеплений	175
7.2. Кинематика червячной передачи	181
7.3. К.П.Д. червячной передачи	182
7.4. Силы, действующие в зацеплении.....	184
7.5. Оценка и применение.....	185
7.6. Расчет прочности зубьев.....	185
7.7. Расчетная нагрузка	189
7.8. Материалы и допускаемые напряжения	189
7.9. Тепловой расчет, охлаждение и смазка передач.....	191
7.10. Краткие сведения о глобоидных передачах.....	194

8. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	195
8.1 общие сведения	195
8.2. Основные характеристики.....	196
8.3. Конструкция основных элементов	198
8.4. Силы в цепной передаче	202
8.5. Кинематика и динамика цепной передачи.....	203
8.6. Критерии работоспособности и расчета	205
8.7. Практический расчет цепной передачи.....	210
9. ВАЛЫ И ОСИ	212
9.1. Общие сведения	212
9.2. Проектный расчет валов	213
9.3. Проверочный расчет валов	215
10. ПОДШИПНИКИ.....	226
10.1. Подшипники скольжения. Общие сведения и применение	227
10.2. Условия работы и виды разрушения	228
10.3. Трение и смазка	229
10.4. Практический расчет подшипников скольжения.....	233
10.5. Краткие сведения о конструкции и материалах подшипников скольжения	237
10.6. Подшипники качения. Общие сведения и классификация	241
10.7. Условия работы подшипника, влияющие на его работоспособность	244
10.8. Основные критерии работоспособности и расчета подшипников качения.....	249
10.9. Практический расчет (подбор) подшипников качения...	249
Библиографический список.....	256

Учебное издание

Юрий Романович Осипов

Основы инженерных расчетов и конструирования

Учебное пособие

Редактор И.Т. Куликова

Подписано в печать 6.11.2013 г.
Формат 60х90/16. Бумага офисная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. .
Тираж экз. Заказ .

Отпечатано: РИО ВоГТУ
160000, г. Вологда, ул. Ленина, 15.