

Материалы для подготовки к вступительным испытаниям по дисциплине «Техническая механика (раздел Детали машин)» для выпускников учреждений, обеспечивающих получение среднего специального образования

Тема 1. Основные положения

1.1 Основные понятия: машина, механизм, деталь, сборочная единица, узел. Классификация машин, деталей, сборочных единиц и узлов в зависимости от их назначения. Требования, предъявляемые к машинам, сборочным единицам и деталям. Понятия о технологичности конструкции деталей.

Базовые понятия по степени сложности.

ДЕТАЛЬ – (*франц. detail – кусочек*) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

ЗВЕНО – группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

УЗЕЛ – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

МЕХАНИЗМ – система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

АППАРАТ – (*лат. apparatus – часть*) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ – (*лат. aggrego – присоединять*) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

МАШИНА – (*греч. "машина" – огромная, грозная*) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

АВТОМАТ – (*греч. "аутоматос" – самодвижущийся*) машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ – (*чешск. robot – работник*) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

Классификация сборочных единиц и деталей по назначению: элементы общего назначения (болты, гайки, зубчатые колеса, валы и др.) и элементы специального назначения, которые используются в специальных типах машин (шнек, поршень, цилиндр и др.).

Элементы общего назначения подразделяются на соединения (резьбовые, заклепочные, сварные, паяные и др.), передачи (зацеплением, фрикционные, рычажные, винт-гайка и др.), несущие и базирующие (валы и оси, подшипники, корпусные детали, рамы и т.д.).

Классификация по производственно-технологическим признакам: металлические и неметаллические, а также элементы системы управления, включающие электрические и электронные устройства.

По характеру нагружения детали можно разделить на воспринимающие статическую и динамическую (или ударную) нагрузку.

Требования к машинам многообразны, поэтому их условно разделяют на основные взаимосвязанные группы:

- технологические требования;
- экономические требования;
- эксплуатационные требования.

Качество закладывается на стадии проектирования, обеспечивается на стадии производства и поддерживается в процессе эксплуатации.

Степень соответствия требованиям характеризуют критерии качества – некие конкретные параметры, т.е. измеряемые или вычисляемые величины.

Основные требования к деталям и машинам.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ – минимальная стоимость производства и эксплуатации.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ – состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции.

НАДЕЖНОСТЬ – свойство объекта сохранять во времени способность к выполнению заданных функций (ГОСТ 27.002-83).

Основными критериями качества машин являются:

МОЩНОСТЬ – скорость преобразования энергии;

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ – объем работы (продукции, информации), выполняемой в единицу времени;

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ – доля дошедшей до потребителя энергии (мощности);

ГАБАРИТЫ – предельные размеры;

ЭНЕРГОЁМКОСТЬ - расход топлива или электричества отнесённый к объёму работы (пройденному расстоянию, произведённой продукции);

МАТЕРИАЛОЁМКОСТЬ – количество конструкционного материала машины, обычно отнесённого к единице мощности;

ТОЧНОСТЬ – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.);

ПЛАВНОСТЬ ХОДА – минимальные ускорения при работе машины.

1.2 Условия работы и нагруженность машин и их деталей. Нагрузки в машинах и конструкциях, источники нагрузок, механическое взаимодействие деталей машин. Виды нагруженности деталей машин и их классификация: статическое и переменное (регулярное и нерегулярное) нагружение, напряжения в деталях. Циклы напряжений и их характеристики.

При передаче крутящего момента на работоспособность зуба в зацеплении решающее влияние оказывают два основных напряжения: контактные σ_H и изгиба σ_F , которые изменяются во времени по некоторому прерывистому усталостному циклу (рисунок 4.5). Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев (происходящего в течение сравнительно длительного срока службы): поломка – от напряжений изгиба, выкрашивания – от контактных напряжений. Усталостное разрушение зубьев предотвращается определением размеров из расчета на усталость.

Расчет на усталость базируется на кривых усталости (рисунок 4.6, а), построенных в логарифмических координатах:

σ_H – максимальное напряжение цикла;

σ_{H0} – предел контактной выносливости;
 N – число циклов;
 N_H – циклическая долговечность (число циклов до разрушения);
 N_{H0} – базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости);
 N_{HE} (N_{Hi}) – расчетное число циклов.

Исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности (σ_{H0} и N_{H0}), определяется в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев (таблица 4.4; рисунок 4.6, б). Влияние режима нагрузки передачи и срока службы учитывается коэффициентами долговечности K_{HL} и K_{FL} при расчете допускаемых напряжений соответственно контактных и изгиба:

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0} / S_H) K_{HL}; [\sigma_F] = (\sigma_{F0} / S_F) K_{FC} K_{FL},$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба (определяется экспериментально); S_H, S_F – коэффициенты безопасности; K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач и т.д.).

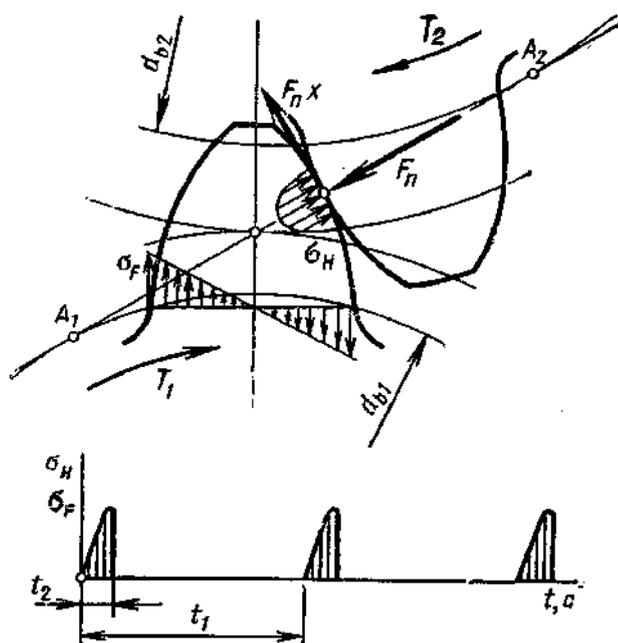


Рисунок 4.5 – Напряжения зуба в зацеплении (контактные σ_H , изгиба σ_F) и изменение их по отнулевому прерывистому циклу

На участке $N_H < N_{H0}$ (рисунок 4.6, а) справедлива приближенная зависимость

$$\sigma_{H0Ni}^m N_{Hi} = \sigma_{H0}^m N_{H0} = const.$$

Для контактных напряжений принимают показатель степени $m \approx 6$, тогда

$$\sigma_{H0Ni} = \sigma_{H0} \sqrt[6]{N_{H0} / N_{Hi}} = \sigma_{H0} K_{HL},$$

где $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N_{Hi}} \geq 1$, но $\leq 2,4$.

K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для коротковременно работающих передач (при $N_{Hi} < N_{H0}$). На участке $N_{Hi} > N_{H0}$ (длительно работающие передачи) кривая усталости приближенно параллельна оси абсцисс. Это значит, что на этом участке предел выносливости не изменяется, а $K_{HL} = 1$. Этот дополнительный ресурс прочности подлежит еще исследованию [32].

Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагрузки передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузок.

К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонением до 20 %, а расчетное число циклов напряжений

$$N_{HE} = 60tnc,$$

где t – число часов работы передачи за расчетный срок службы;
 n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяется допускаемое напряжение;
 c – число зацеплений зуба за один оборот (равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым),

В большинстве случаев практики $N_{HE} > N_{H0}$.

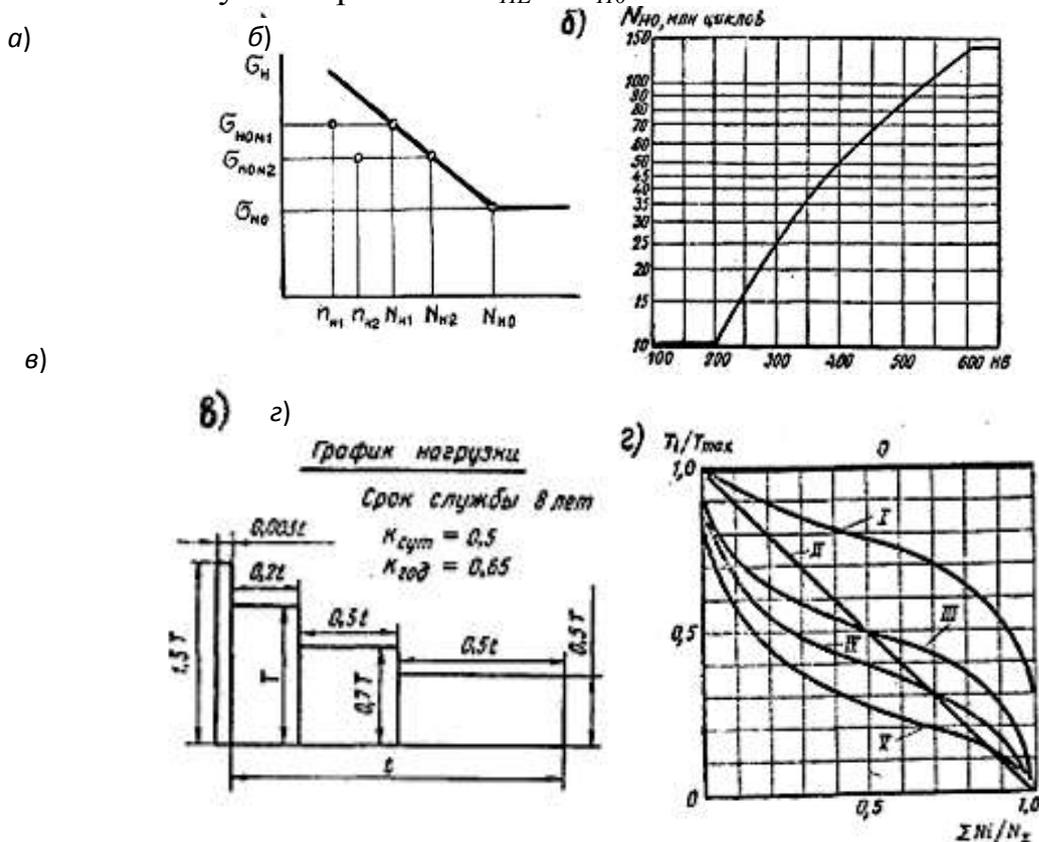


Рисунок 4.6 – Графики, используемые при расчете усталостного разрушения зубьев: а – кривая усталости; б – график для определения базового числа циклов перемены напряжений N_{H0} ; в – циклограмма нагрузки; г – типовые режимы нагружения (0 – постоянный, I –тяжелый, II –средний равновероятностный, III –средний нормальный, IV – легкий, V – особо легкий)

При переменных режимах нагрузки (рисунок 4.6, в) коэффициент долговечности K_{HL} определяют по эквивалентному числу циклов N_{HE} :

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N_{HE}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,4;$$

$$N_{HE} = 60c \sum (T_i / T_{max})^3 n_i t_i,$$

где T_i – крутящие моменты, учитываемые при расчете на усталость; T_{max} – максимальный из моментов, учитываемый при расчете на усталость ($T_{max} = T$); n_i и t_i – соответствующие моментам T_i частоты вращения и время работы.

Не учитываются перегрузки, в том числе и пусковые, при которых число циклов напряжений за полный срок службы меньше $5 \cdot 10^4$ или суммарная продолжительность их действия составляет не более 3 % суммарного рабочего времени.

Так как условия эксплуатации для большинства машин и механизмов весьма разнообразны, поэтому циклограммы нагрузки могут быть только приближенными. Для современных машин различают шесть типовых режимов нагружения (рисунок 4.6, г), где T_i – текущее значение момента нагрузки; T_{max} – максимальный из моментов, который учитывают при расчете на устойчивость; $\sum N_i$ – число циклов нагружения при работе с мо-

ментами, равными и большими T_i ; N_{Σ} – суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы передачи.

Эквивалентное число циклов для типовых режимов нагружения

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma},$$

где значения K_{HE} при $n = \text{const}$ приведены в таблице 4.3.

$$N_{\Sigma} = 60cnt_{\Sigma},$$

где t_{Σ} – суммарный срок службы, ч, называемый ресурсом передачи,

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 K_{\text{ГОД}} \cdot 24 K_{\text{СУТ}},$$

где L – срок службы, лет;

$K_{\text{ГОД}}$, $K_{\text{СУТ}}$ – коэффициенты использования передачи в году и сутках (приводятся на циклограмме – см. рисунок 4.7, в);

$$K_{\text{ГОД}} = \frac{\text{Число дней работы механизма в течение года}}{365},$$

$$K_{\text{СУТ}} = \frac{\text{Число часов работы механизма в течение суток}}{24}.$$

Таблица 1.1 – Значения коэффициентов режима нагрузки K_{HE} в зависимости от режима работы

Типовые режимы нагружения (ГОСТ 21354-87)		K_{HE}
0 – постоянный	Для передач горных машин	1,00
I – тяжелый		0,50
II – средний равновероятный	Для транспортных машин	0,25
III – средний нормальный		0,18
IV – легкий	Для универсальных металлорежущих станков	0,125
V – особолегкий		0,063
<i>Примечание</i> – Для подъемно-транспортных машин I режим называется весьма тяжелым, II – тяжелым, IV – средним, V – легким.		

Согласно ГОСТ 21354-75 [12, С, 13] коэффициент долговечности K_{HL} определяют по графику (рисунок 4.6, д) или по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_{HE}}.$$

При $N_{HE} / N_{H0} > 1$ для постоянной нагрузки коэффициент K_{HL} определяют по формуле $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_{HE}}$, принимая значение K_{HL} не меньшим 0,9, а для постоянной нагрузки – $K_{HL} = 1$.

Для однородной структуры материала коэффициент K_{HL} принимают не более 2,6, для поверхностного упрочнения – не более 1,8.

1.3 Сопротивление усталости. Усталостное разрушение деталей и его причины. Предел выносливости, факторы, влияющие на предел выносливости. Природа усталостного разрушения. Испытания на усталость, кривая усталости (кривая Веллера). Характеристики кривой усталости, коэффициент долговечности. Пределы выносливости при симметричном и отнулевом циклах. Факторы, влияющие на предел выносливости: форма детали, вызывающая концентрацию местных напряжений, абсолютные размеры поперечного сечения, натяг, шероховатость поверхности, поверхностное упрочнение. Коэффициент концентрации напряжений для данного сечения детали (коэффициент снижения предела выносливости). Основные понятия о ресурсе деталей по критерию сопротивления усталости. Конструктивные и технологические способы повышения сопротивления усталости. Расчет на сопротивление усталости при одноосном и двухосном напряженном состоянии (коэффициент запаса прочности).

Наиболее существенным фактором, влияющим на отказы деталей и элементов машин, являются силовые нагрузки, которые вызывают необратимые изменения физико-механических характеристик материалов.

Мало заметными, но весьма ощутимыми по своему воздействию на материалы являются усталостные явления, протекающие в материалах деталей, которые подвергаются циклическим нагрузкам. *Усталостью материала* называют процесс накопления повреждений под действием переменных напряжений. Если эти напряжения периодически превышают определенную для данных условий величину (предел выносливости), в материале постепенно накапливаются микротрещины, которые, развиваясь и ослабляя сечение, вызывают появление трещин недопустимых размеров или полное разрушение детали или конструкции.

Количественно усталостный процесс можно описать зависимостью, связывающей максимальное напряжение σ в материале детали при ее нагружении с числом циклов нагружения N . В полулогарифмических координатах она имеет вид прямой с изломом (рисунок 1.1) и называется кривой усталости.

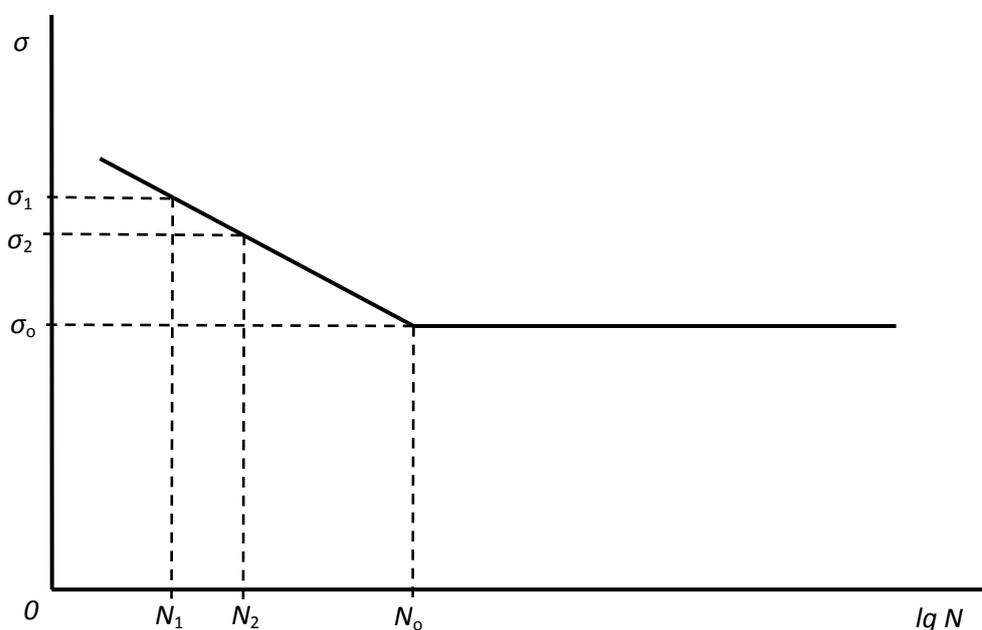


Рисунок 1.1 – Зависимость напряжений в материале деталей от числа циклов нагружения

Плотность накопленных повреждений и соответственно ресурс детали зависят от числа циклов и нагружения, которое в свою очередь определяется величиной действующих в материале напряжений и пределом выносливости. Как правило, для определения условий эксплуатации детали существует стационарный режим нагружения, при котором предел выносливости (σ_0) является постоянной величиной и характеризует максимальные напряжения, при котором не возникает разрушения детали при длительной эксплуатации. Число N_0 (точка перелома кривой) называют *базовым числом циклов* ($N_0 \approx 10^7$). Если величина действующего напряжения σ не превышает σ_0 , то ресурс детали составляет неограниченное число циклов. Если же напряжения, действующие при нагружении больше σ_0 , по кривой усталости можно определить ресурс детали, т.е. число циклов нагружения до ее разрушения. Например, на рисунке 1.1, при увеличении напряжения с σ_2 до σ_1 ресурс детали уменьшается с N_2 до N_1 циклов.

Если же циклическим напряжениям сопутствуют коррозионные процессы воздействия (высоких температур, радиации), предел выносливости может значительно уменьшиться, а в ряде случаев он может вовсе отсутствовать. Значительно снижается предел выносливости для деталей, бывших в эксплуатации и затем восстановленных одним из известных методов.

Помимо усталостных разрушений при эксплуатации машин отказы их деталей и элементов могут возникать по другим причинам. Для ряда материалов, из которых изготавливают детали и элементы машин, наиболее значимым фактором отказа являются хрупкие разрушения. Хрупкие разрушения могут быть основной причиной выхода из строя деталей из хрупких материалов при воздействии больших динамических (чаще ударных) нагрузок. Кроме того, для ряда конструкционных сталей (с примесями азота) в условиях эксплуатации при низких температурах происходит так, называемое *низкотемпературное охрупчивание*. При эксплуатации машин в условиях повышенной радиации имеет место *радиационное охрупчивание*, резко снижающее долговечность деталей и узлов машины.

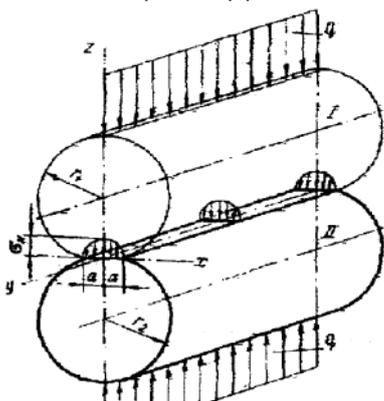
Низкотемпературное и радиационное охрупчивание является одной из основных причин выхода из строя конструкций и деталей, изготовленных из большинства полимерных композиционных материалов. В условиях низких температур ($T \leq -40^\circ \text{C}$) и повышенного уровня радиации полимерные матрицы композиционных материалов теряют пластичность и становятся хрупкими, что существенно ограничивает их применение в узлах машин.

При высоких длительных нагрузках (или даже перегрузках) у деталей и конструкций из пластичных материалов, могут наблюдаться пластические деформации, которые могут причиной отказа металлоконструкций машин. Эффект ползучести, который представляет собой процесс непрерывной пластической деформации, протекающей с малой скоростью при длительном нагружении, может быть причиной отказа конструкций из закаленных и высокоотпущенных сталей, а также из композиционных материалов на основе термопластичных полимерных матриц.

Как уже отмечалось, одной из основных причин преждевременного выхода из строя деталей и конструкций машин являются коррозионные процессы, протекающие в материалах под влиянием окружающей среды. Особенно существенную роль может оказать коррозия в сочетании с другими факторами воздействия на материалы деталей и конструкций. В частности, резкое снижение работоспособности и сохранения ресурса машин вызывает воздействие на сопряжение детали в узлах трения абразивно-агрессивных сред.

1.4 Контактные напряжения и контактная прочность.

СЖАТИЕ ЦИЛИНДРОВ



Основные понятия о контакте сферических и цилиндрических тел под нагрузкой, о контактных напряжениях и деформациях. Определение величины контактных напряжений (формула Герца). Виды и механизмы разрушения рабочих поверхностей тел под действием контактных напряжений. Понятие о контактной усталости, контактной прочности и путях ее повышения.

Аналитическими методами теории прочности можно получить точное решение для вычисления напряжений в контакте двух эвольвентных профилей. Однако это слишком услож-

нит задачу, поэтому на малой площадке контакта геометрия эвольвентных профилей корректно подменяется контактом двух цилиндров. Для этого случая используют формулу Герца-Беляева:

$$\sigma_{\kappa} = \sqrt{\frac{E_{np} q_n}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H^E.$$

Здесь E_{np} – приведённый модуль упругости материалов шестерни и колеса

$$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2),$$

ρ_{np} – приведённый радиус кривизны зубьев

$$1/\rho_{np} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2, \rho_{1,2} = 0,5dW_{1,2} \sin \alpha W,$$

ν - коэффициент Пуассона, q_n - удельная погонная нормальная нагрузка, $[\sigma]_H^E$ - допустимые контактные напряжения с учётом фактических условий работы.

Расчёт зубьев на контактную выносливость для закрытых передач (длительно работают на постоянных режимах без перегрузок) выполняют как проектировочный. В расчёте задаются передаточным отношением, которое зависит от делительных диаметров и определяют межосевое расстояние a_w (или модуль m), а через него и все геометрические параметры зубьев. Для открытых передач контактные дефекты не характерны и этот расчёт выполняют, как проверочный, вычисляя контактные напряжения и сравнивая их с допустимыми.

1.5 Основные понятия надежности машин и деталей

Надёжность – это свойство машины сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих её способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования.

Надёжность является комплексным свойством, которое оценивают по четырем показателям – долговечности, безотказности, ремонтпригодности и сохраняемости (или по сочетанию этих свойств).

Безотказность – это свойство машины сохранять работоспособность непрерывно в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Долговечность – это свойство машины непрерывно сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Предельное состояние – состояние машины, при котором её дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна, либо восстановление её работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно.

В отличие от безотказности долговечность характеризуется продолжительностью работы машины по суммарной наработке, прерываемой периодами для восстановления её работоспособности в плановых и неплановых ремонтах и при техническом обслуживании. Отметим, что для невозстанавливаемых изделий, понятия долговечности и безотказности практически совпадают.

Ремонтпригодность – это приспособленность машины к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов и повреждений, а также поддержанию и восстановлению работоспособности путём проведения технического обслуживания и ремонта. Отметим, что с усложнением технических систем, всё труднее найти причины отказов (в сложных системах время поиска занимает более 50 % общего времени восстановления работоспособности). Важность этого показателя определяется огромными затратами на ремонт машин.

Сохраняемость – это свойство машины сохранять показатели безотказности, долговечности и ремонтпригодности после хранения и транспортирования. Отметим существенные значения этого показателя для деталей, узлов и механизмов, находящихся на хранении в комплекте запчастей.

Надёжность машины характеризуется следующими состояниями: исправное, неисправное, работоспособное и неработоспособное.

Исправное состояние – состояние машины, при котором она соответствует всем требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации.

Неисправное состояние – состояние машины, при котором она не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической и (или) конструкторской документации.

Работоспособное состояние – состояние машины, при котором она способна выполнять заданные функции, соответствующие требованиям стандартов, технических условий и конструкторской документации.

Таким образом, неработоспособное состояние является непременно неисправным. Но неисправное состояние не обязательно неработоспособное (например, повреждение капота или крыла автомобиля). Различают неисправности, не приводящие к отказам, и неисправности, ведущие к отказам.

Показатели надёжности разделяют на единичные и комплексные.

К единичным показателям относятся показатели безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости.

К комплексным показателям надёжности машин относятся коэффициенты готовности, технического использования, а также удельные суммарные трудоёмкости ремонта или ТО. Как правило, они относятся к сложным системам и автоматическим комплексам.

Отказ – это событие, которое заключается в нарушении работоспособности машины.

Наработка – это продолжительность (или объём) работы машины. Нарботка машины от начала эксплуатации до предельного состояния называется *ресурсом*.

В отличие от ресурса *срок службы* – это календарная продолжительность эксплуатации машины от начала эксплуатации до наступления предельного состояния.

Под предельным состоянием понимают состояние машины, при котором дальнейшая эксплуатация должна быть прекращена (вследствие изменения заданных параметров ниже установленных пределов, нарушения требований безопасности и др.).

Вероятность безотказной работы $P(t)$ – вероятность того, что в пределах заданной наработки (t) отказ не возникнет;

Интенсивность отказов ($\lambda(t)$) – показатель надёжности невосстанавливаемых изделий, равный отношению среднего числа отказавших в единицу времени объектов к числу объектов, оставшихся работоспособными (этот показатель более чувствителен, чем вероятность безотказной работы, особенно для изделий высокой надёжности)

$$\lambda(t) = \frac{n(t)}{N(t)\Delta t},$$

где $N(t) = N_0 - n(t)$,

N_0 – общее число элементов;

n – число отказавших элементов.

Очевидно, что отказы приводят к нарушению работоспособности машины и её элементов регламентируются нормативно-технической документацией. Причины нарушения работоспособности и перехода машины в неработоспособное состояние могут быть самыми разными. Для выявления причин возникновения отказов их классифицируют по ряду основных признаков.

По критерию отказы разделяют на функциональные и параметрические. *Функциональные отказы* приводят к частичному или полному прекращению выполнения функ-

ций элементов или машины в целом. Очень часто они связаны с поломками деталей или узлов машины.

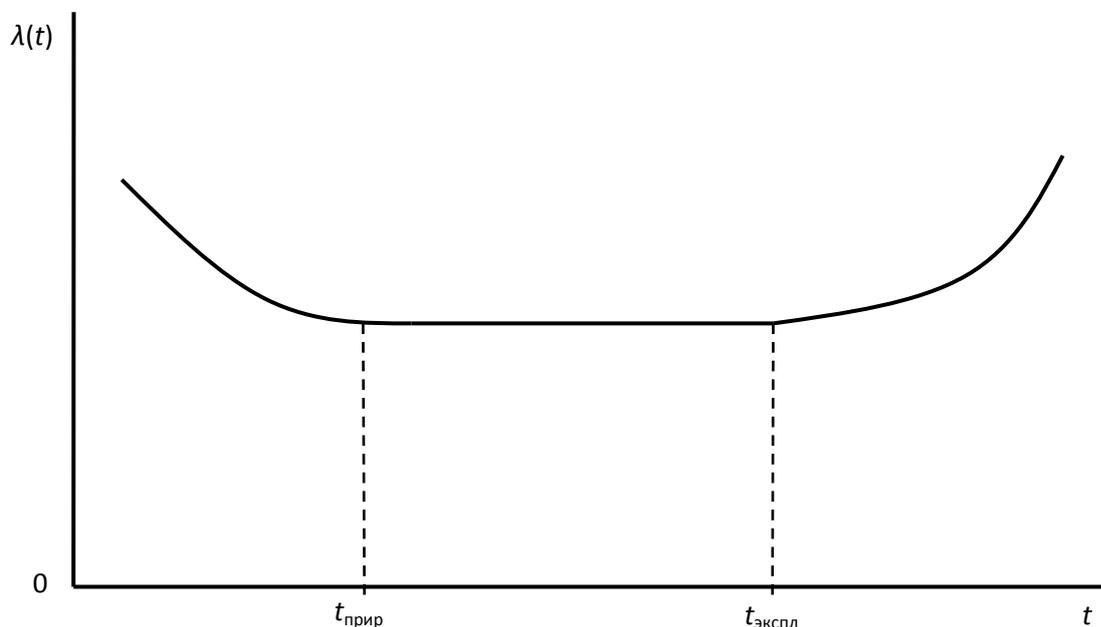
Параметрический отказ приводит к выходу значений параметров или характеристик машины или её элементов за допускаемые пределы. Как правило, подобные отказы не ограничивают возможности функционирования машины, но исходя, из требований нормативно-технической документации машина считается, неработоспособной.

По причинам возникновения отказы разделяют на конструкционные, технологические и эксплуатационные. *Конструкционные отказы* могут быть обусловлены ошибками на этапе конструирования. К ним относятся непродуманная (неудачная) конструкция сборочной единицы, неверно подобранная посадка в подвижных и неподвижных соединениях, ошибочно выбранный материал, несоответствие расчётных данных по прочности и износостойкости деталей и узлов машины нагрузочным режимам при эксплуатации.

Технологические отказы связаны с нарушениями требований технологии на этапе изготовления машины. К ним можно отнести дефекты в материале деталей, необнаруженные контролем нарушения центрирования и соосности, параллельности и перпендикулярности осей при механической обработке деталей; несоблюдение условий химико-термической, термической и другой обработки деталей; отступления от технических условий сборки сборочных единиц и машины в целом и др.

Эксплуатационные отказы могут быть обусловлены нарушением режимов работы или правил эксплуатации машины. Это могут быть проявления нагрузок, превышающих установленные пределы, невысокий уровень технического обслуживания, ошибочный выбор горюче-смазочных материалов, низкое качество запасных частей и др.

Конструкционные и технологические отказы выявляются в основном в приработочный период. Об этом свидетельствует **график зависимости потока отказов (среднего числа отказов $\lambda(t)$ за единицу времени) от времени наработки**.



Зависимость потока отказов от времени наработки

Видно, что в период приработки поток отказов достаточно высок, затем на участке, соответствующем периоду нормальной эксплуатации, он практически не меняется, а затем при $t > t_{\text{экспл}}$ поток резко возрастает из-за резкого увеличения износа деталей в узлах трения машины, что делает её эксплуатацию нерациональной.

По условиям возникновения и развития отказы разделяют на *внезапные* и *постепенные*.

Наиболее опасными для машины являются *внезапные отказы*, которые характеризуются резким (скачкообразным) ухудшением одного или нескольких параметров машины. Как правило, они возникают в результате случайного внезапного воздействия внешних факторов, превышающих допустимые нормы, или грубых нарушений условий эксплуатации (ударов, перегрузок, поломок и прочее). Вследствие этого элементы машины теряют свои свойства, необходимые для нормальной эксплуатации машины, или же разрушаются.

Постепенные отказы характеризуются постепенным ухудшением одного или нескольких параметров машины, обусловленного процессами старения деталей, узлов и элементов машины. Как правило, развитие постепенных отказов можно предупредить с помощью системы технического обслуживания и ремонта машины.

1.6 Критерии работоспособности и расчета деталей машин

Основные понятия о прочности деталей машин и методах ее оценки: по допускаемым напряжениям, по коэффициенту запаса прочности. Применение данных методов при расчетах и проектировании деталей машин. Общие требования к прочности деталей машин и способы ее повышения (увеличение прочности материала, применение упрочняющих технологий, конструкционная прочность).

Трение, износ и износостойкость: виды трения и изнашивания деталей (сухое, граничное, жидкостное и газовое трение). Методы оценки износа деталей и способы борьбы с изнашиванием.

Колебания в машинах и виброустойчивость: причины колебаний машин и их деталей, динамические нагрузки. Понятия о резонансе, способы предотвращения резонанса. Виброустойчивость, демпфирующие устройства для гашения колебаний.

Влияние температуры на работоспособность деталей машин: изменение физико-механических свойств конструкционных материалов, морозо- и теплоустойчивость материалов и конструкций, технологические и конструктивные способы их повышения.

Прочность – главный критерий работоспособности для большинства деталей. Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластичных деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Различают разрушение деталей вследствие потери статической прочности или потери сопротивления усталости. Потеря статической прочности происходит тогда, когда значение рабочих напряжений превышает предел текучести σ_T для пластичных материалов или предел прочности σ_B для хрупких материалов. Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т.п.). Потеря сопротивления усталости происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала, например σ_{-1} .

Проектировочный расчет выполняют в процессе разработки конструкции детали (машины) с целью определения ее требуемых размеров. В ряде случаев размеры деталей принимают конструктивно или руководствуясь практическими рекомендациями. Проектировочные расчеты основаны на ряде допущений и выполняются по допускаемым напряжениям как предварительные, так как на этой стадии проектирования практически невозможно учесть все факторы, влияющие на прочность деталей (концентрация напряжений и т. д.).

Проверочный расчет – уточненный, выполняют по рабочему чертежу сконструированной детали, когда известны ее форма и размеры, концентраторы напряжений и др.

Проверочные расчеты выполняют в целях проверки соблюдения условия $\sigma \leq [\sigma]$ ($\tau \leq [\tau]$) или $S \geq [S]$ или определения допускаемой нагрузки, долговечности, температуры, устойчивости, прогибов и пр., где σ (τ) – соответственно расчетные нормальные (касательные) напряжения; S , $[S]$ – расчетный и допускаемый коэффициенты запаса прочности.

В случае сложного напряженного состояния в качестве расчетного принимается некоторое приведенное (эквивалентное) напряжение, полученное на основании одной из теорий прочности, наиболее приемлемой для рассматриваемого напряженного состояния и материала.

Оценка прочности по значению допускаемых напряжений $[\sigma]$ удобна, так как на практике для однотипных деталей из данного материала, устоявшейся технологии их изготовления, стабильных условий нагружения разработана система допускаемых напряжений, обобщающая предшествующий опыт эксплуатации машин.

Широкое распространение получил расчет по коэффициентам запаса прочности S . При этом выбор допускаемых коэффициентов запасов прочности $[S]$ является весьма ответственным этапом расчета. Заниженное значение запаса прочности приводит к разрушению детали, а завышенное – к неоправданному увеличению массы детали и перерасходу материала. Большое число факторов, влияющих на запас прочности (степень ответственности детали, однородность материала, точность расчетных формул и определения расчетных нагрузок, условия эксплуатации и пр.), создают значительные трудности при выборе значений запасов прочности. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, основываясь на собственном опыте, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей.

Трение и износ оказывают существенное влияние на надёжность машины. С потерями на трение связано значительное повышение энергоёмкости земляных работ при разработке грунта землеройными и землеройно-транспортными машинами, а также существенное ухудшение энергетических характеристик различных транспортирующих машин. При эксплуатации отказы машин, связанные с изнашиванием ее деталей и элементов, более часты, чем отказы, обусловленные потерей прочности. Во многом это связано со спецификой проектирования отечественных машин: как правило, ответственные детали машин обязательно рассчитывают на прочность, но ни одно подвижное сопряжение не проверяют на износостойкость. В лучшем случае возможность влияния износа на прочность и долговечность сопрягаемых деталей закладывается на стадии проектирования в виде коэффициентов, увеличивающих запас их прочности.

Износ (изнашивание) – это процесс постепенного изменения геометрических размеров и формы элементов машины (рабочих органов, ходового оборудования, сопряженных деталей и др.) при трении. *Износ является сложным процессом, зависящим от многих внешних и внутренних факторов.*

Трение – это явление сопротивления относительно перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения их поверхностей по касательному к ним направлению. Иначе, это процесс механического взаимодействия соприкасающихся тел при их относительном смещении в плоскости касания. Причиной возникновения трения является шероховатость трущихся поверхностей и взаимодействие молекул этих поверхностей. Различают трение скольжения, трение покоя, трение верчения, трение качения и трение качения с проскальзыванием.

Трение в многочисленных сопряжениях узлов и механизмов машин, фрикционное воздействие разрабатываемых материалов на элементы рабочих органов и ходовых устройств приводят к их износу, что сопровождается снижением работоспособности машины в целом, вплоть до достижения предельного состояния.

К основным характеристикам трения относятся коэффициент трения и скорость скольжения (разность скоростей деталей в точках их касания в подвижном сопряжении). К основным характеристикам изнашивания относятся скорость изнашивания (отношение

массового, линейного или объёмного износа ко времени) и интенсивность изнашивания (отношение износа к пути трения).

Свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию называют **износостойкостью**.

При трении скольжения скорости контактирующих деталей в точках касания могут различаться по величине и/или направлению. Этот вид трения связан с максимальным износом сопряженных деталей и наибольшей энергоёмкостью процесса трения. *В частности червячная пара, в которой реализовано трение скольжения, имеет наименьший К.П.Д. ($\eta \approx 0,75$) из всех зубчатых передач. Вместе с тем, в машинах используют положительный эффект трения скольжения, а именно возможность реализации больших сил трения при относительно малых нормальных силах. Например, этот эффект используют в тормозных системах, во фрикционных передачах и др.*

При трении качения скорости контактирующих деталей одинаковы и по величине, и по направлению. Этот вид трения имеет наибольшее распространение в машинах в связи с минимальным износом деталей и низкой энергоёмкостью процесса. Он реализуется в подшипниках качения, в парах колесо-рельс, ролик-лента и др.

При трении качения с проскальзыванием перемещение деталей осуществляется одновременно с качением и скольжением. Этот вид трения реализуется в различных парах трения, поскольку по энергетическим характеристикам и износу занимает промежуточное положение между трением скольжения и трением качения. В частности, трение качения с проскальзыванием, которое реализовано в зубчатых (цилиндрических, конических) передачах, обеспечивает значительно меньшие потери на трение по сравнению с червячной передачей.

Вместе с тем, вид трения не является постоянной характеристикой узла трения. Даже для правильно сконструированного и изготовленного узла трения в зависимости от многих эксплуатационных факторов вид трения может меняться и, как правило, его изменение сопровождается снижением или потерей работоспособности узла. Можно привести несколько примеров. При загрязнении подшипников качения трение качения переходит в трение скольжения их промежуточных тел (роликов или шариков) по поверхности одного из колец или в трение скольжения подшипника по поверхности гнезда. Еще пример: при движении колёс по рельсам трение качения колеса по рельсу переходит в трение качения с проскальзыванием в паре «обод колеса – рабочая поверхность рельса» и в трение скольжения в паре «реборда колеса – боковая поверхность головки рельса».

Большое влияние (как отрицательное, так и положительное) оказывает на работоспособность узлов трения наличие смазочного материала в зоне трения.

Если для узлов трения, таких как зубчатые и цепные передачи, подшипники качения и скольжения и прочее, планируется (на этапе проектирования узла) их смазывание смазочными материалами, то отсутствие или ограничение смазки может вызвать резкое увеличение коэффициента трения и интенсивный износ сопряженных деталей вплоть до выхода из строя узла. Как правило, в таких узлах реализуют режим граничной смазки, который характеризуется наличием на контактирующих поверхностях тонкой масляной пленки.

Многие узлы трения (пары колесо-рельс, ролик-лента, шкив-лента и др.) должны эксплуатироваться без смазки, поскольку передача движения между элементами пары осуществляется за счёт сил трения. Поэтому попадание в сопряжение смазочного материала резко ухудшает работоспособность узла. Аналогичный отрицательный эффект имеет место при попадании смазки в рабочую зону тормозных устройств традиционного типа.

В зависимости от наличия и природы смазочного слоя различают: сухое трение (без смазочного материала), граничное трение, жидкостное трение и трение с газовой смазкой.

Жидкостное трение характеризуется тем, что трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазочной жидкости, находящейся под давлением, которое уравнивает внешнюю нагрузку. При этом сила трения не зависит от природы сопрягаемых тел. Различают гидродинамическое и гидростатическое жидкостное трение. Гидродинамическое возникает в результате затягивания смазочной жидкости в зазор за счет высоко-

кой скорости скольжения, а гидростатическое создается за счет подачи смазочного материала в зону трения под давление извне (например, масляным насосом).

При трении с газовой смазкой поверхности разделены слоем газа. Аналогично жидкостному трению различают газодинамическое и газостатическое трение.

Ориентировочные значения коэффициента трения при различных видах трения

Вид трения		Коэффициент трения
Трение скольжения	без смазочного материала	0,1–1,0
	граничное	0,05–0,2
	жидкостное	0,002–0,01
	с газовой смазкой	0,0005–0,001
Трение качения	без смазочного материала	0,005–0,01
	со смазочным материалом	0,0005–0,005

При трении скольжения деталь изменяет свои первоначальные размеры и форму, т. е. происходит одновременно как объемный, так и весовой износ.

При трении качения износ распадается по существу на две фазы. В первой фазе происходят лишь уплотнение материала (наклеп) и изменения его веса, т. е. происходит только объемный износ. Во второй фазе уплотненный слой начинает отслаиваться в виде пленок, износ становится не только объемным, но и весовым. Примером может служить износ беговых дорожек подшипников качения.

Соответственно, можно выделить основные методы оценки износа деталей: измерение геометрии детали и определение изменения массы детали.

Методы борьбы с изнашиванием деталей машин можно разделить на 4 основные группы: технологические, материаловедческие, конструкционные и эксплуатационные.

Технологические методы направлены на достижение оптимального качества поверхностей трения, обеспечение низкого сопротивления сдвигу на границе раздела пар трения, улучшение структуры поверхностного слоя либо формирование специальных функциональных слоев.

Материаловедческие методы направлены на создание новых износостойких материалов, механические, химические и теплофизические свойства которых обеспечат низкие коэффициент трения и интенсивность изнашивания.

Конструкционные методы реализуются на стадии проектирования узла трения и заключаются в правильном выборе материала, оптимизации геометрии деталей, защите узла трения от попадания абразивных частиц, выборе типа смазочного материала и способа его подачи, регулирование температуры, компенсации макрогеометрических отклонений деталей и др.

Эксплуатационные методы включают обкатку машин и механизмов, организацию смазки узлов трения, выбор режимов эксплуатации (исключение перегрузок, снижение частоты запусков и правильность их выполнения), диагностику и ремонт узлов трения.

Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей, увеличению шума или снижению качества работы машин. Например, вибрации в металлорежущих станках снижают точность обработки и ухудшают качество поверхности обрабатываемых деталей. Особенно опасными являются резонансные колебания. В связи с повышением скоростей движения машины опасность вибраций возрастает, поэтому расчеты на колебания приобретают все большее значение.

Теплостойкость – способность конструкции сохранять работоспособность в пределах заданных температур в течение заданного срока службы. Перегрев деталей во время работы уменьшает их прочность и жесткость; снижает защитную способность масляного слоя, что повышает износ деталей или вызывает их заедание; уменьшает зазоры в сопря-

женных деталях, что приводит к заклиниванию и поломке. Для установления нормального температурного режима механизма производится тепловой расчет, основанный на составлении теплового баланса: $Q_{в} = Q_{отв}$, где $Q_{в}$ – количество выделившегося тепла в единицу времени, $Q_{отв}$ – количество отведенного тепла в единицу времени.

Тема 2 Механические передачи

Современные машины приводятся в движение главным образом топливными и электрическими двигателями. В силу специфики законов термогазодинамики и электромагнетизма, эти двигатели более быстроходны, чем было бы удобно для человека, к тому же их скорость сложно и плохо регулируется. Возникает необходимость согласования режимов работы двигателя и исполнительного органа [6,10], с которым, собственно, и имеет дело оператор. Для этого созданы передачи.

Механическими передачами или просто передачами называются механизмы, которые преобразуют параметры движения от двигателя к исполнительным органам машины [1,10].

Механическая энергия передаётся, как правило, с преобразованием скоростей и вращающих моментов, а иногда с преобразованием вида и закона движения.

Передачи по принципу работы разделяются на:

- Передачи зацеплением:
 - с непосредственным контактом (зубчатые и червячные);
 - с гибкой связью (цепные, зубчато-ременные).
- Передачи трением (сцеплением трущихся поверхностей):
 - с непосредственным контактом поверхностей (фрикционные);
 - с гибкой связью (ременные).

ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Передают движение с помощью последовательно зацепляющихся зубьев.

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между параллельными валами.

Прямозубые колёса (около 70%) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ



ПРЯМОЗУБАЯ; КОСОЗУБАЯ; ШЕВРОННАЯ; ВНУТРЕННЯЯ.

Косозубые колёса (более 30%) имеют большую плавность хода и применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях.

Шевронные колёса имеют достоинства косозубых колёс плюс уравновешенные осевые силы и используются в высоконагруженных передачах.

Колёса внутреннего зацепления вращаются в одинаковых направлениях и применяются обычно в планетарных передачах.

Выбор параметров цилиндрических зубчатых передач обусловлен конструктивными и технологическими условиями.

Передаточное отношение U определяется соотношением угловых скоростей (ω) или частот вращения (n) ведомого и ведущего колёс $U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$.

Здесь и далее индексы 1 и 2 расставлены в порядке передачи механической энергии 1- ведущее (шестерня), 2- ведомое (колесо). Учитывая, что в зацепление входят колёса с одинаковым модулем (ГОСТ 9563-60), можно задавшись числом зубьев шестерни Z_1 найти число зубьев колеса

$$Z_2 = U * Z_1.$$

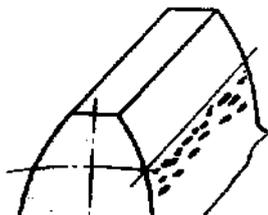
Передаточное число U ограничено габаритами зубчатой передачи.

Его рекомендуется принимать в диапазоне от 2 до 6. Нормальный ряд значений U стандартизирован в ГОСТ 2185-66.

Ширина колеса задаётся обычно коэффициентом ширины $\Psi_a = b / A_w$, где b – ширина венца; A_w – межосевое расстояние (ГОСТ 2185-66).

Критерии расчёта эвольвентных зубьев

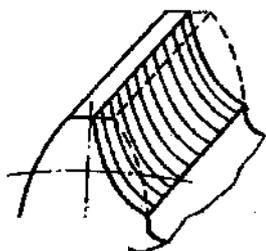
Поскольку колёса в зацеплении взаимодействуют своими зубьями, то весьма часто в эксплуатации наблюдаются различные повреждения их рабочих поверхностей.



Усталостное выкрашивание является наиболее серьёзным и распространённым дефектом поверхности зубьев даже для закрытых хорошо смазываемых и защищённых от загрязнения передач.

На рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины. Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко.

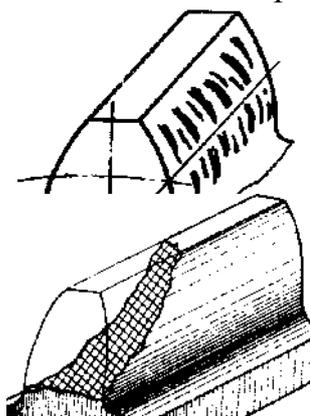
Для предупреждения выкрашивания необходимо повышать твёрдость материала термообработкой либо повышать степень точности передачи, а также правильно назначать размеры из расчёта на усталость по контактными напряжениями.



Абразивный износ является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Это, в первую очередь, открытые передачи, а также закрытые, но находящиеся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах. У изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости по-

верхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.

Заедание происходит в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте контакта зубьев возникает повышенная температура, приводящая к молекулярному сцеплению металла с последующим отрывом. Вырванные частицы затем царапают трущиеся поверхности.



Обычно заедания происходят вследствие выдавливания масляной плёнки между зубьев при совместном действии высоких давлений и скоростей.

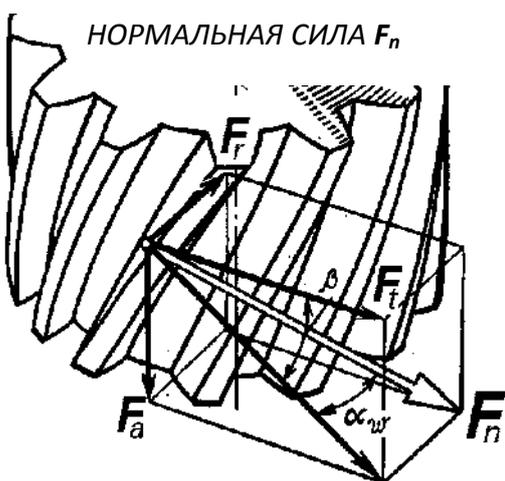
Меры предупреждения здесь те же, что и при абразивном износе. Рекомендуется также фланкирование зубьев, правильный выбор сорта масла и его охлаждение.

Другой, реже встречающийся, но не менее опасный вид поломок – излом зуба. Такая поломка связана с напряжениями изгиба, также имеющими отнулевой пульсирующий характер. Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока вероятность случайных перегрузок, этот расчёт выполняется как проектировочный.

Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены поверхностной прочностью, а излом – объёмной прочностью зубьев.

Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для закрытых передач, то расчёт на контактную выносливость выполняют в качестве проектировочного; расчёт на изгиб – в качестве проверочного. Для открытых передач всё наоборот, т.к. режим работы временный или даже разовый, а перегрузки значительные.

Для выполнения расчётов на поверхностную и объёмную прочность рассмотрим силы в зубчатом зацеплении.



Силы в зубчатом зацеплении

Фактически, движение передаётся зубчатым зацеплением посредством силы нормального давления в точке контакта зубьев F_n , которая определяется, как интеграл от контактных напряжений σ_k по всей площади S контакта зубьев $F_n = \int_S (\sigma_k) dS$.

Однако этот интеграл вычислить практически невозможно, т.к. неизвестен точный вид функции σ_k .

Используют другой приём: ещё неизвестную силу нормального давления F_n сначала раскладывают на три ортогональных проекции:

- осевую силу F_a , направленную параллельно оси колеса;
- радиальную силу F_r , направленную по радиусу к центру колеса;
- окружную силу F_t , направленную касательно к делительной окружности.

Легче всего вычислить силу F_t , зная передаваемый вращающий момент $M_{вр}$ и делительный диаметр d_w

$$F_t = 2M_{вр} / d_w.$$

Радиальная сила вычисляется, зная угол зацепления α_w

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Осевая сила вычисляется через окружную силу и угол наклона зубьев β

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

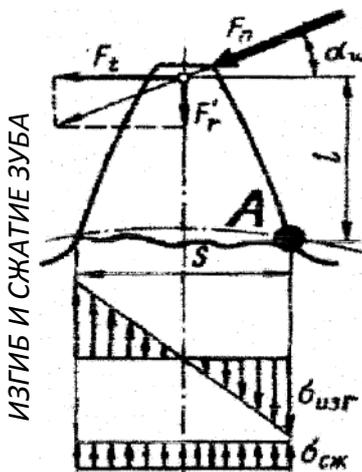
Наконец, если необходимо, зная все проекции, можно вычислить и модуль нормальной силы $F_n = (F_a^2 + F_r^2 + F_t^2)^{1/2} = F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta)$.

Нормальная сила распределена по длине контактной линии, поэтому, зная длину l_Σ контактной линии, можно вычислить удельную погонную нормальную нагрузку $q_n = F_n / l_\Sigma \approx F_t / (b \epsilon \alpha_k \epsilon \cos \alpha_w \cos \beta)$,

где $\epsilon \alpha$ - коэффициент перекрытия, ϵ_k - отношение минимальной длины контактной линии к средней.

Для двух цилиндрических колёс в зацеплении одноимённые силы равны, но противоположны. Окружная сила для шестерни противоположна направлению вращения, окружная сила для колеса направлена в сторону вращения.

Расчёт зубьев на изгиб



Зуб представляют как консольную балку переменного сечения, нагруженную окружной и радиальной силами (изгибом от осевой силы пренебрегают). При этом окружная сила стремится изогнуть зуб, вызывая максимальные напряжения изгиба в опасном корневом сечении, а радиальная сила сжимает зуб, немного облегчая его напряжённое состояние.

$$\sigma_A = \sigma_{\text{изг}} A - \sigma_{\text{сжатия}} A.$$

Напряжения сжатия вычитаются из напряжений изгиба. Учитывая, что напряжения изгиба в консольной балке равны частному от деления изгибающего момента $M_{\text{изг}}$ на момент сопротивления корневого сечения зуба W , а напряжения сжатия это сила F_r , делённая на площадь корневого сечения зуба, получаем:

$$\sigma_A = \frac{M_{\text{изг}}}{W} - \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left(\frac{6l}{S^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{S} \right) \frac{m}{m} = \frac{F_t}{bm} Y_H$$

Здесь b – ширина зуба, m – модуль зацепления, Y_H – коэффициент прочности зуба.

Иногда используют понятие коэффициента формы зуба $Y_{FH} = 1 / Y_H$.

Таким образом, получаем в окончательном виде условие прочности зуба на изгиб : $\sigma_A = q_n Y_H / m \leq [\sigma]_{FE}$. Полученное уравнение решают, задавшись свойствами выбранного материала.

Допускаемые напряжения на изгиб (индекс F) и контактные (индекс H) зависят от свойств материала, направления приложенной нагрузки и числа циклов наработки передачи $[\sigma]_{FE} = [\sigma]_F K_F K_{FC} / SF$; $[\sigma]_{HE} = [\sigma]_H K_H / SH$.

Здесь $[\sigma]_F$ и $[\sigma]_H$ – соответственно пределы изгибной и контактной выносливости; SF и SH – коэффициенты безопасности, зависящие от термообработки материалов; K_{FC} учитывает влияние двухстороннего приложения нагрузки для реверсивных передач; K_F и K_H - коэффициенты долговечности, зависящие от соотношения фактического и базового числа циклов наработки. Фактическое число циклов наработки находится произведением частоты вращения колеса и срока его службы в минутах. Базовые числа циклов напряжений зависят от материала и термообработки зубьев.

Расчёт зубьев на изгиб для открытых передач (работают на неравномерных режимах с перегрузками) выполняют, как проектировочный. В расчёте задаются прочностными характеристиками материала и определяют модуль m , а через него и все геометрические параметры зубьев. Для закрытых передач излом зуба не характерен и этот расчёт выполняют, как проверочный, сравнивая изгибные напряжения с допускаемыми [42].

РАСЧЕТЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Выбор материалов зубчатых передач и вида термообработки

При выборе материала зубчатых колес следует учитывать назначение проектируемой передачи, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам и возможную технологию изготовления колёс. Основным материалом для изготовления зубчатых колёс является сталь. Необходимую твердость в сочетании с другими механическими характеристиками (а следовательно, желаемые габариты и массу передачи) можно получить за счет назначения соответствующей термической или химико-термической обработки стали.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими габаритами колес (когда термическая обработка их затруднена) обычно применяют стали с твердостью не более 350 НВ, которая обеспечивается нормализацией или термоулучшением материала. При этом возможно чистовое нарезание зубьев непосредственно после термообработки с высокой точностью изготовления, а при работе передачи обеспечивается хорошая прирабатываемость зубьев без хрупкого разрушения их при динамических нагрузках.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни НВ1 рекомендуют назначать больше твердости НВ2 колеса не менее чем на (10...15) НВ.

В условиях крупносерийного и массового производства целесообразно применять зубчатые колеса с высокотвердыми зубьями. При твердости более 350 НВ её обычно выражают в единицах Роквелла - HRC (1 HRC \approx 10 НВ).

Такая твердость обеспечивается после проведения упрочняющих видов термической и химикотермической обработки: закалки (объемной или поверхностной), цементации с последующей закалкой, азотирования и др.

Применение высокотвердых материалов является резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач, уменьшения их габаритов и массы. Однако с высокой твердостью материала связаны дополнительные трудности: плохая прирабатываемость зубьев, прогрессирующее усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, необходимость проведения термообработки после зубонарезания. Большинство видов упрочняющей термообработки сопровождается значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев, восстановления требуемой степени точности требуются дополнительные дорогостоящие зубоотделочные операции (шлифование, полирование, притирка и т.п.), что удлиняет технологический процесс изготовления зубчатых колес и значительно повышает стоимость передачи.

Расчет допускаемых напряжений

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают для каждого зубчатого колеса передачи по формуле

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2}}{S_{H1,2}} Z_{N1,2}$$

где $\sigma_{Hlim1,2}$ определяют по эмпирическим зависимостям, указанным в табл.2.2;

$S_{H1,2}$ - коэффициент безопасности, рекомендуют назначать $SH=1,1$ при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему); $SH=1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

Z_N (K_{HL}) - коэффициент долговечности,

$$Z_{N1,2} = 6 \sqrt{\frac{N_{HG1,2}}{N_{H1,2}}} \geq 1$$

, но $\leq 2,6$ при $SH = 1,1$;
и $\leq 1,8$ при $SH = 1,2$.

Если $N_{H1,2} \geq N_{HG1,2}$, то следует принимать $Z_{N1,2} = 1$.

Коэффициент Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{HG}$).

Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений $N_{H1,2} = 60cn_{1,2}t$, где c - число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого редуктора $c=1$);

$n_{1,2}$ - частота вращения того зубчатого колеса, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин;

t – время работы передачи (ресурс) в часах; $t = Lh$.

Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи, поэтому его принимают за расчетный также в случае неопределенного (незадаваемого) режима нагружения.

Режим работы передачи с переменной нагрузкой при расчете допускаемых контактных напряжений заменяют некоторым постоянным режимом, эквивалентным по усталостному воздействию. При этом в формулах расчетное число циклов N_H перемены напряжений заменяют эквивалентным числом циклов N_{HE} до разрушения при расчетном контактом напряжении.

$$N_{HE1,2} = \mu_H \cdot N_{H1,2}$$

где $\mu_H(K_{HE})$ - коэффициент эквивалентности, значения которого для типовых режимов нагружения приведены в таблицах.

Базовое число циклов N_{HG} перемены напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости σ_{Hlim} , определяют по графику на рис.2.2 в зависимости от твердости поверхности зуба или рассчитывают по эмпирическим следующим зависимостям

$$N_{HG1,2} = 30 \cdot HB_{1,2}^{2,4} \approx HB_{1,2}^3 \leq 120 \cdot 10^6$$

Из двух значений (для зубьев шестерни и колеса) рассчитанного по формуле (2.1) допускаемого контактного напряжения в дальнейшем за расчетное принимают:

- для прямозубых (цилиндрических и конических) передач - меньшее из двух значений допускаемых напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;

- для косозубых цилиндрических передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев $H1$ и $H2 \geq 350$ HB - меньшее из двух напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач, у которых зубья шестерни значительно (не менее 70...80 HB) тверже зубьев колеса -

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25 [\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

Допускаемые напряжения изгиба. Расчет зубьев на изгибную выносливость выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса, для которых вычисляют допускаемые напряжения изгиба по формуле [1]

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{F\lim 1,2}}{S_{F1,2}} \cdot Y_A \cdot Y_{N1,2},$$

где $\sigma_{F\lim}(\sigma_{F0})$ - предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, значения которого приведены в табл. 2.2;

SF - коэффициент безопасности, рекомендуют SF = 1,5...1,75 (смотри табл. 2.2);

$Y_A(KFC)$ - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи), при односторонней нагрузке $Y_A = 1$ и при реверсивной $Y_A = 0,7...0,8$ (здесь большие значения назначают при $H1$ и $H2 > 350$ HB);

$Y_N(KFL)$ - коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету ZN (смотри выше).

$$\text{При } H \leq 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 4.$$

$$\text{При } H > 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6.$$

При $N_{FE1,2} \geq N_{FG}$ следует принимать $Y_{N1,2} = 1$. Рекомендуют принимать для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$. При постоянном режиме нагружения передачи

$$N_{FE1,2} = N_{F1,2} = N_{H1,2} = 60 \cdot c \cdot n_{1,2} \cdot t$$

При переменных режимах нагрузки, подчиняющихся типовым режимам нагружения (рис.2.2),

$$N_{FE1,2} = \mu_F \cdot N_{F1,2},$$

где $\mu_F(K_{FE})$ принимают по табл. 2.3.

2.3. Проектный расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи

При проектном расчёте прежде всего определяют главный параметр цилиндрической передачи – межосевое расстояние a_{wp} , в мм. Расчёт производят по следующим формулам [1]:

- для прямозубой передачи

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{np}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}};$$

- для косозубой передачи

$$a_w = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{пр}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}}$$

В указанных формулах знак "+" принимают в расчётах передачи внешнего зацепления, а знак "-" - внутреннего зацепления.

Рекомендуется следующий порядок расчётов.

При необходимости определяют (или уточняют) величину вращающего момента на колесе передачи T_2 в Н·мм. В случае задания в исходных данных на курсовой проект вращающего момента $T_{\text{вых}}$ номинальный момент на колесе рассчитываемой передачи

$$T_2 = \frac{10^3 \cdot T_{\text{вых}}}{\eta_{nk}}$$

. При задании полезной мощности привода $P_{\text{пол}}$ (кВт) номинальный вращающий момент на колесе рассчитывают по формуле

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_{\text{пол}}}{n_2} \cdot 10^3$$

, где n_2 - частота вращения вала колеса, мин⁻¹.

Из табл. 2.4 назначают относительную ширину колёс $\Psi_{ba} = b_w/a_w$ в соответствии со схемой расположения колёс относительно опор и выбранной ранее твёрдостью поверхностей зубьев. Большие значения Ψ_{ba} целесообразно принимать для передач с постоянными или близкими к ним нагрузками. В дальнейшем в расчетах может встретиться относительная ширина колёс $\Psi_{bd} = b_w/d_{w1}$, которую рассчитывают с учетом зависимости

$$\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{ba}(u_p \pm 1)}{2}$$

Коэффициент неравномерности нагрузки по длине контакта КНВ выбирают по кривым на графиках рис. 2.3 а, б в соответствии с расположением колёс относительно опор и твёрдостью рабочих поверхностей зубьев колёс.

Приведённый модуль упругости $E_{пр}$ в случае различных материалов колёс рассчитывают по соотношению

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

Если в передаче используется для изготовления колёс один материал (например, сталь с $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа или чугун с $E = 0.9 \cdot 10^5$ МПа), тогда $E_{пр} = E$, МПа.

Таблица 2.4 Относительная ширина колёс Ψ_{ba}

Схема расположения колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	$H2 \leq 350$ HB или $H1$ и $H2 \leq 350$ HB	$H1$ и $H2 > 350$ HB
Симметричная	0,3...0,5	0,25...0,3
Несимметричная	0,25...0,4	0,20...0,25
Консольная	0,20...0,25	0,15...0,20

Полученное значение межосевого расстояния a_w (мм) для нестандартных передач рекомендуется округлить до ближайшего большего значения по ряду Ra40 нормальных линейных размеров.

Геометрический расчёт закрытой цилиндрической передачи

Определяют модуль зацепления m (или m_n для косозубой передачи) из соотношения $m(m_n) = (0.01...0.02) \cdot a_w$, если $H1$ и $H2 \leq 350$ НВ и $m(m_n) = (0.016...0.0315) \cdot a_w$, если $H1$ и $H2 > 350$ НВ.

Полученное значение модуля необходимо округлить до стандартного значения по 1-му ряду модулей: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм. При этом для силовых передач рекомендуют [1] принимать $m(m_n) \geq 1,5$ мм.

Для косозубой передачи угол наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых колёс $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w / m$,

для косозубых колёс $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w \cos \beta / m_n$.

Полученное значение z_Σ округляют до целого числа.

Число зубьев шестерни определяют из соотношения: $z_1 = z_\Sigma / (u \pm 1)$, где u – передаточное число передачи, $u = z_2 / z_1 \geq 1$. Здесь знак "+" - для внешнего зацепления, знак "-" - для внутреннего зацепления.

Значение z_1 следует округлить до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев необходимо назначать: для прямозубых $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и $z_1 \geq 17 \cdot \cos^3 \beta$ - для косозубых колёс. Зачастую для уменьшения шума в быстроходных передачах принимают $z_1 \geq 25$.

Рассчитывают число зубьев колеса передачи $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

Определяют фактическое значение передаточного числа передачи $u_\phi = z_2 / z_1$ с точностью до двух знаков после запятой. Определяют фактическое межосевое расстояние. Для прямозубой передачи $a_{w\phi} = m(z_1 + z_2) / 2$. Для косозубой передачи уточняют значение фактического угла наклона линии зуба $\beta = \arccos(z_\Sigma m_n / (2 a_{w\phi}))$.

Рабочую ширину зубчатого венца колеса рассчитывают как $b_w = \psi_{ba} \cdot a_{w\phi}$ и округляют до целого числа по ряду Ra20 нормальных линейных размеров (табл. 2.5). Тогда ширина зубчатого венца колеса $b_2 = b_w$, ширина зуба шестерни $b_1 = b_2 + (2...5)$ мм.

Делительные диаметры рассчитывают по формулам:

$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$ - для прямозубых колёс

и $d_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{\cos \beta}$ - для косозубых колёс.

Начальный диаметр шестерни - $d_{w1} = \frac{2 a_{w\phi}}{u_\phi \pm 1}$.

$$d_{w2} = \frac{2a_{w\phi} \cdot u_{\phi}}{u_{\phi} \pm 1}$$

Начальный диаметр колеса передачи -

Диаметры вершин зубьев колёс $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m$ для прямозубых и

$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_n$ - для косозубых колёс. Диаметры впадин зубьев колёс

$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$ - для прямозубых и $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_n$ - для косозубых колёс. Точность вычислений диаметральных размеров колёс должна быть не выше 0,001 мм. Угол α_w зацепления передачи принимают равным углу α профиля исходного контура: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Проверочный расчёт закрытой цилиндрической передачи

Проверка контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колёс. Расчётом должна быть проверена справедливость соблюдения следующих неравенств [1]:

- для прямозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_{\phi} \pm 1)}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_{\phi}}} \leq [\sigma_H];$$

- для косозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_{\phi} \pm 1)}{d_w^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_{\phi}}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям, $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}}$.

Все геометрические параметры рассчитываемых колёс определены в п.2.4. Для косозубой передачи дополнительно рассчитывают ε_{α} - коэффициент торцового перекрытия зубчатой передачи по формуле [1]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta.$$

Здесь также знак "+" относится к передачам внешнего зацепления, а "-" - внутреннего зацепления.

Рассчитывают (или уточняют) величину вращающего момента T_1 в Н·мм на шестерне проверяемой передачи:

$$T_1 = \frac{T_2}{u_{\phi} \cdot \eta},$$

где η - КПД передачи, он учитывает потери мощности в зубчатой передаче; обычно $\eta = 0,97$.

Для определения коэффициента внутренней динамической нагрузки K_{HV} необходимо по табл. 2.6 назначить степень точности передачи в зависимости от окружной скорости в зацеплении

$$V = \pi d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000), \text{ м/с.}$$

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости вращения колёс V , м/с		
	прямозубых		косозубых
	цилиндрических	конических	цилиндрических
6	до 15	до 12	до 30
7	до 10	до 8	до 15
8	до 6	до 4	до 10
9	до 2	до 1,5	до 4

Затем по табл. 2.7 находят значение коэффициента K_{HV} для рассчитываемой передачи.

В косозубой передаче теоретически зацепляется одновременно не менее двух пар зубьев. Однако практически ошибки нарезания зубьев могут устранить двухпарное зацепление, и при контакте одной пары между зубьями второй пары может быть небольшой зазор, который устраняется под нагрузкой вследствие упругих деформаций зубьев. Это учитывают коэффициентом $KH\alpha$, назначаемым из табл. 2.8.

Таблица 2.7

Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость поверхностей зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V , м/с					
			1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	а	K_{Hv}	1.03	1.06	1.12	1.17	1.23	1.28
			1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
		K_{Fv}	1.06	1.13	1.26	1.40	1.53	1.67
	1.02		1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	
	б	K_{Hv}	1.02	1.04	1.07	1.10	1.15	1.18
			1.00	1.00	1.02	1.02	1.03	1.04
K_{Fv}		1.02	1.04	1.08	1.11	1.14	1.17	
	1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07		
7	а	K_{Hv}	1.04	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36
			1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
		K_{Fv}	1.08	1.16	1.33	1.50	1.67	1.80
	1.03		1.06	1.11	1.16	1.22	1.27	
	б	K_{Hv}	1.03	1.05	1.09	1.14	1.19	1.24
			1.00	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04
K_{Fv}		1.03	1.05	1.09	1.13	1.17	1.22	
	1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08		
			1.04	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40

8	а	КНv	1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.08
			1.10	1.20	1.38	1.58	1.78	1.96
		KFv	1.03	1.06	1.11	1.17	1.23	1.29
	б	КНv	1.03	1.06	1.10	1.16	1.22	1.26
			1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
		KFv	1.04	1.06	1.12	1.16	1.21	1.26
9	а	КНv	1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.08
			1.05	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
		KFv	1.01	1.03	1.05	1.07	1.09	1.12
	б	КНv	1.13	1.28	1.50	1.77	1.98	2.25
			1.04	1.07	1.14	1.21	1.28	1.35
		KFv	1.04	1.07	1.13	1.20	1.26	1.32
КНv	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05		
	1.04	1.07	1.14	1.21	1.27	1.34		
KFv	1.01	1.02	1.04	1.06	1.08	1.09		

Примечания: 1. Твёрдость поверхностей зубьев

$$a - \begin{cases} H_1 \leq 350 \text{ HB}, H_2 \leq 350 \text{ HB}; \\ H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \leq 350 \text{ HB}; \end{cases}$$

$$б - H_1 \geq 45 \text{ HRC}, H_2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

2. Верхние цифры относятся к прямым зубьям, нижние – к косым зубьям.

Таблица 2.8

Окружная скорость V, м/с	Степень точности	КН α	KF α
До 5	7	1.03	1.07
	8	1.07	1.22
	9	1.13	1.35
5-10	7	1.05	1.20
	8	1.10	1.30
10-15	7	1.08	1.25
	8	1.15	1.40

Если в результате проверки выявится существенная недогрузка (свыше 10 %) передачи, то с целью более полного использования возможностей материалов зубчатых колёс возможна корректировка рабочей ширины зубчатого венца по соотношению

$$b_{w \text{ уточн.}} = b_w \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$$

Уточнённое значение рабочей ширины венца рекомендуется округлить до нормального линейного размера (по табл.2.5).

Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба. Расчёт выполняют отдельно для шестерни и для зубчатого колеса передачи после уточнения нагрузок на зубчатые колёса и их геометрических параметров.

Проверяют справедливость соотношения расчётных напряжений изгиба σ_F и допускаемых напряжений $[\sigma_F]$:

для прямозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m \cdot b_{w\text{уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

и для косозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m_n \cdot b_{w\text{уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

где $Z_{F\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба,

$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$. Здесь Y_β - коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии на зубе к основанию зуба, $Y_\beta = 1 - \beta/140$, где β подставляют в градусах. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями $K_{F\alpha}$ назначают по табл. 2.8.

Окружное усилие в зацеплении колёс рассчитывают по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта $K_{F\beta}$ определяют по графикам рис. 2.7 в, аналогично рассмотренному выше определению значения коэффициента $K_{H\beta}$.

Коэффициент формы зуба Y_F для прямозубых колёс назначают по табл. 2.9 в зависимости от фактического числа зубьев для прямозубых колёс и от числа зубьев эквивалентных колёс $Z_{V1,2} = Z_{1,2} / \cos^3 \beta$ - для косозубых колёс. Табл. 2.9 составлена для случая отсутствия смещения зуборезного инструмента ($x=0$) при зубонарезании.

Если при проверочном расчёте рабочие напряжения изгиба $\sigma_{F1,2}$ в зубьях колёс оказываются значительно меньшей величины, чем допускаемые напряжения $[\sigma_F]_{1,2}$, то для закрытых передач это вполне допустимо, так как нагрузочная способность таких передач ограничивается, как правило, контактной выносливостью зубьев.

Таблица 2.9

Коэффициент формы зуба Y_F

Z или ZV	YF										
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,68	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Расчёт открытой цилиндрической зубчатой передачи

Учитывая условия и характер работы открытых передач (недостаточная защищённость от загрязнения абразивными частицами и увеличенный абразивный износ при плохой смазке, большие деформации валов, что приводит к увеличению зазоров в зацеплении, возрастанию динамических нагрузок, к понижению прочности изношенных зубьев вследствие уменьшения площади их поперечного сечения и, как следствие, к поломке зубьев), данные передачи рекомендуют рассчитывать по напряжениям изгиба. В этих передачах выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев изнашиваются и удаляются раньше, чем появляются усталостные трещины.

Для проектного расчёта открытых передач по напряжениям изгиба определяют модуль зацепления из выражений [1]:

для прямозубых колес

$$m \geq \sqrt[3]{3T_{\text{ВЫХ}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])},$$

для косозубых колес

$$m_n \geq \sqrt[3]{2T_{\text{ВЫХ}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Z_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])}.$$

Здесь:

Z_3 - число зубьев шестерни открытой передачи (см. исходные данные);

$\psi_{bm} = b_w/m$ - коэффициент ширины зубчатого венца колеса относительно модуля, рекомендуют назначать для открытых передач $\psi_{bm} = 10 \dots 15$;

$[\sigma_{F1}]$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни, Н/мм², определяют в соответствии с п.2.2. («Расчет допускаемых напряжений»);

T_3 - момент на шестерне, Н·мм; $T_3 = T_{\text{ВЫХ}}$;

$Z_{F\beta}$ - определяют по п.2.5. («Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба»);

$K_{F\beta}$ - смотри рис. 2.3, б;

Y_{F3} - смотри табл. 2.9.

Полученное значение модуля округляют в большую сторону до значения из стандартного ряда модулей (см. п.2.4).

Зная значение модуля, определяют геометрические размеры шестерни :

диаметр делительный - $d_3 = m \cdot z_3$ или $d_3 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_3$,

диаметр вершин зубьев - $d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m$,

диаметр впадин зубьев - $d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m$,

ширина венца - $b_3 = \psi_{bm} \cdot m + (2 \dots 4)$.

Точность вычисления диаметров шестерни до 0,001 мм, значение ширины зубчатого венца округляют до целого числа по нормальным линейным размерам (см. табл. 2.5).

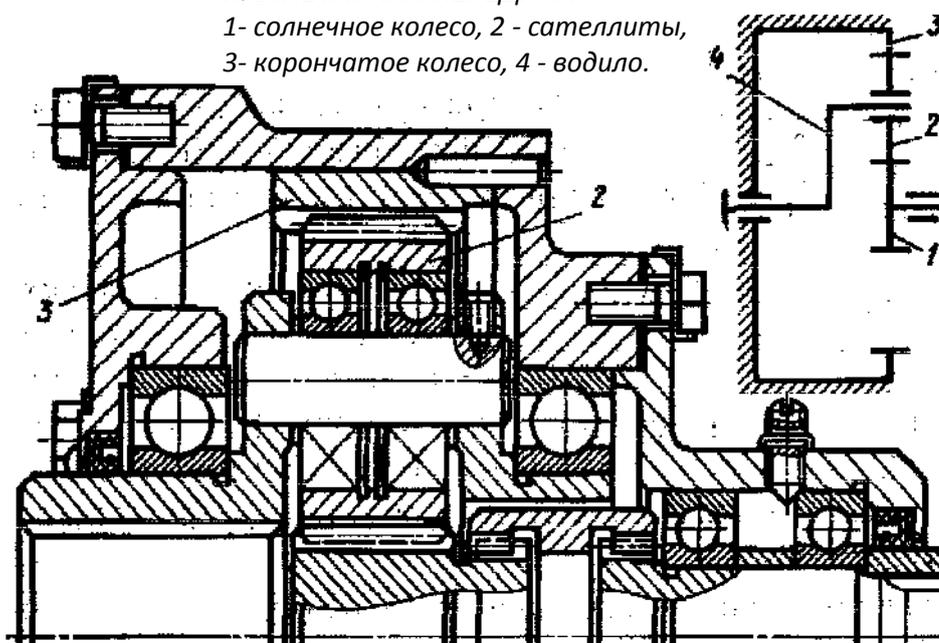
Проверочный расчет такой передачи по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.5. («Проверочный расчет закрытой цилиндрической передачи»).

ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колёса с перемещающимися осями [8,29]. Эти подвижные колёса подобно планетам Солнечной системы вращаются вокруг своих осей и одновременно перемещаются вместе с осями, совершая плоское движение, называются они сателлитами (лат. *satellitum* – спутник). Подвижные колёса катятся по центральным колёсам (их иногда называют солнечными колёсами), имея с ними внешнее, а с корончатым колесом внутреннее зацепление. Оси сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси.

ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА

1- солнечное колесо, 2 - сателлиты,
3- корончатое колесо, 4 - водило.



Планетарные передачи имеют ряд преимуществ перед обычными:

- большие передаточные отношения при малых габаритах и массе;
- возможность сложения или разложения механической мощности;
- лёгкое управление и регулирование скорости;
- малый шум вследствие замыкания сил в механизме.

В планетарных передачах широко применяют внутреннее зубчатое зацеп-

ление с углом $\alpha_w = 30^\circ$.

Для обеспечения сборки планетарных передач необходимо соблюдать условие соосности (совпадение геометрических центров колёс); условие сборки (сумма зубьев центральных колёс кратна числу сателлитов) и соседства (вершины зубьев сателлитов не соприкасаются друг с другом).

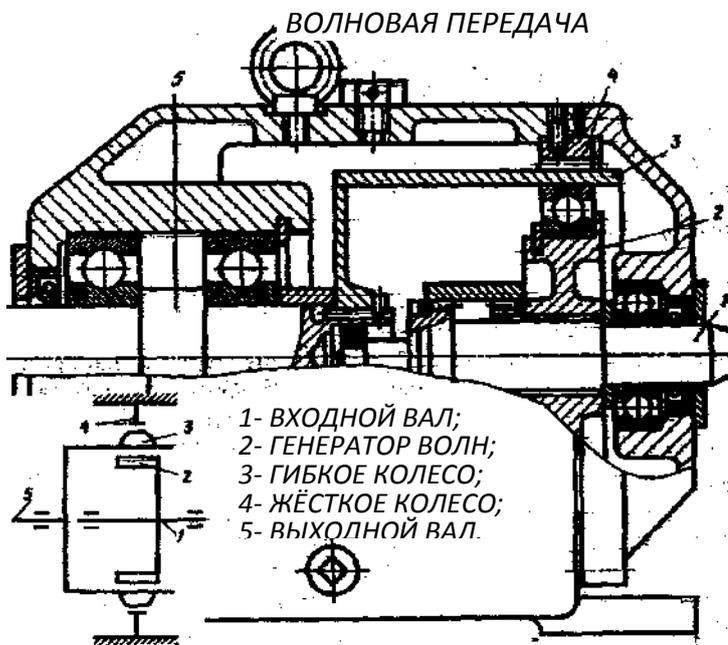
Зубчатые колёса планетарных передач рассчитываются по тем же законам, что и колёса обычных цилиндрических передач [39].

ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Представляют собой цилиндрические передачи, где одно из колёс имеет гибкий венец. Этот гибкий венец деформируется генератором волн специальной некруглой формы и входит в зацепление с центральным колесом в двух зонах [17].

Идея волновых передач заключается в наличии нескольких пар зацепления, которые ещё и перемещаются по окружности, за счёт чего достигается огромное передаточное отношение (обычно $U 60 \div 300$, известны конструкции с $U > 1000$). И это в одной ступени!



Принцип работы волновой передачи аналогичен работе планетарной передачи с внутренним зацеплением и деформируемым сателлитом.

Волновые передачи имеют меньшие массу и габариты, большую кинематическую точность, меньший мёртвый ход, высокую вибропрочность за счёт демпфирования (рассеяния энергии) колебаний, создают меньший шум.

При необходимости такие передачи позволяют передавать движение в герметичное пространство без применения уплотняющих сальников, что особенно ценно для авиационной, космической и подводной техники, а также для машин

химической промышленности.

К недостаткам волновых передач относятся:

- ограниченные обороты ведущего вала (во избежание больших центробежных сил инерции некруглого генератора волн);
- мелкие модули зубьев (1,5 – 2 мм);
- практически индивидуальное, дорогостоящее, весьма трудоёмкое изготовление гибкого колеса и генератора.

Основные виды поломок волновых передач:

- разрушение подшипника генератора волн от нагрузки в зацеплении;
- проскакивание генератора волн при больших вращающих моментах, когда зубья на входе в зацепление упираются друг в друга вершинами;
- поломка гибкого колеса от трещин усталости (особенно при $U < 80$);
- износ зубьев на концах;
- пластические деформации боковых поверхностей зубьев при перегрузках.

Расчёт волновых зубчатых передач отличается от расчёта обычных зубчатых передач тем, что учитывается деформация гибкого венца и генератора [40].

За критерий работоспособности обычно принимают допускаемые напряжения смятия

$$\sigma_{см} = 10M_{вр} / \psi_d d^3 \leq [\sigma]_{см} ; \quad d = \sqrt[3]{10M_{вр} / \psi_d [\sigma]_{см}} ,$$

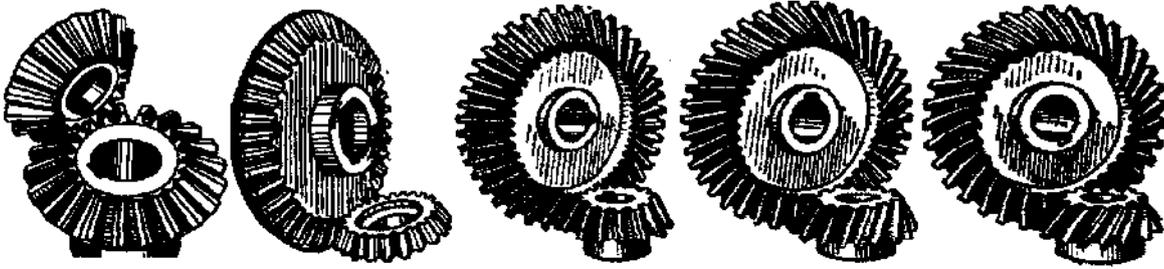
где ψ_d – коэффициент ширины гибкого венца; d – делительный диаметр гибкого венца.

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между валами с пересекающимися осями (чаще всего под углом 90°). Их зубья бывают прямыми, косыми, круговыми и обычно имеют эвольвентный профиль.

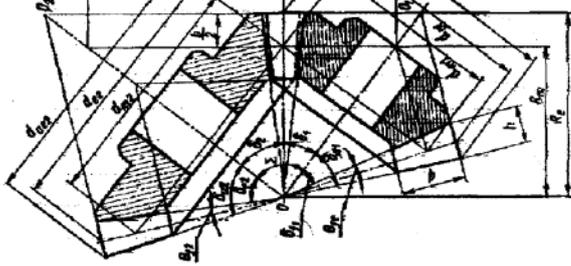
И хотя, конические колёса сложнее цилиндрических как по своей геометрии, так и в изготовлении, принципы силового взаимодействия, условия работы, а следовательно, и методика расчёта аналогичны цилиндрическим.

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Сначала конструктор выбирает внешний окружной модуль m_{te} , из которого рассчитывается вся геометрия зацепления, в частности, нормальный модуль в середине зуба $m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 b/Re)$,

СХЕМА КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



где Re – внешнее конусное расстояние.

Силы в конической передаче действуют аналогично цилиндрической, однако следует помнить, что из-за перпендикулярности осей радиальная сила на шестерне аналогична осевой силе для колеса и наоборот, а окружная сила при переходе от шестерни к колесу только меняет знак

$$\bar{F}_{r1} = -\bar{F}_{a2}; \quad \bar{F}_{r2} = \bar{F}_{a1},$$

$$\bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{t2}$$

Прочностные расчёты конических колёс [45] проводят аналогично цилиндрическим, по той же методике [3]. Из условия контактной выносливости определяют внешний делительный диаметр d_{we} , из условия прочности на изгиб находят нормальный модуль в середине зуба m_{nm} . При этом в расчёт принимаются воображаемые эквивалентные колёса с числами зубьев $Z_{\Sigma 1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ и диаметры $d_{\Sigma 1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$. Здесь Z_1, Z_2 , - фактические числа зубьев конических колёс. При этом числа $Z_{\Sigma 1,2}$ могут быть дробными.

В эквивалентных цилиндрических колёсах [32] диаметр начальной окружности и модуль соответствуют среднему сечению конического зуба, вместо межосевого расстояния берётся среднее конусное расстояние [45], а профили эквивалентных зубьев получают развёрткой дополнительного конуса на плоскость.

Расчёт закрытой конической зубчатой передачи

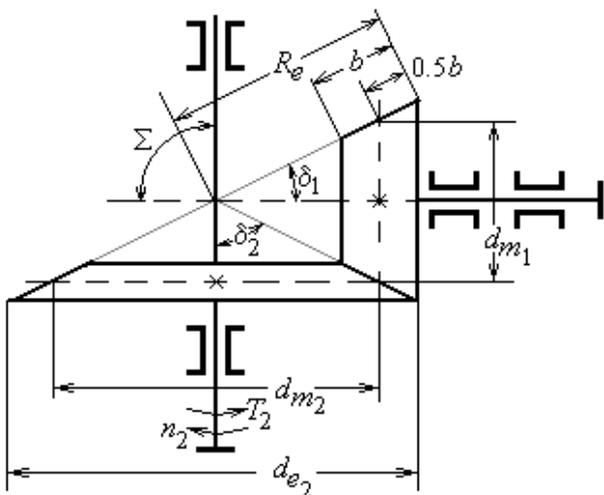


Рис.2.4

Наибольшее применение в редукторостроении получили прямозубые конические колёса, у которых оси валов пересекаются под углом $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 2.4).

Проектный расчёт. Основной габаритный размер передачи - делительный диаметр колеса по внешнему торцу - рассчитывают по формуле [1] :

$$d_{e2} \geq 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н·мм (см.п.2.3);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, определяют по графикам.

Здесь K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{be} = b_w / R_e$. Рекомендуют принять $K_{be} \leq 0,3$. Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда $H1$ и $H2 > 350$ НВ или $V > 15$ м/с.

Наиболее распространено в редукторостроении значение $K_{be} = 0,285$, тогда предыдущее выражение для определения делительного диаметра по внешнему торцу колеса принимает вид

$$d_{e2} \geq 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

где u_p – расчетное передаточное число конической передачи.

Геометрический расчёт. Определяют диаметр шестерни по внешнему торцу

$$d_{l1p} = \frac{d_{l2p}}{u_p}$$

Число зубьев шестерни Z'_1 назначают по рекомендациям, представленным на рис. 2.6.

По значению Z'_1 определяют число зубьев шестерни:

$$z_1 = 1,6z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \leq 350 \text{ НВ ,}$$

$$z_1 = 1,3z'_1 \text{ при } H1 \geq 45 \text{ HRC и } H2 \leq 350 \text{ НВ ,}$$

$$z_1 = z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \geq 45 \text{ HRC .}$$

Вычисленное значение z_1 округляют до целого числа.

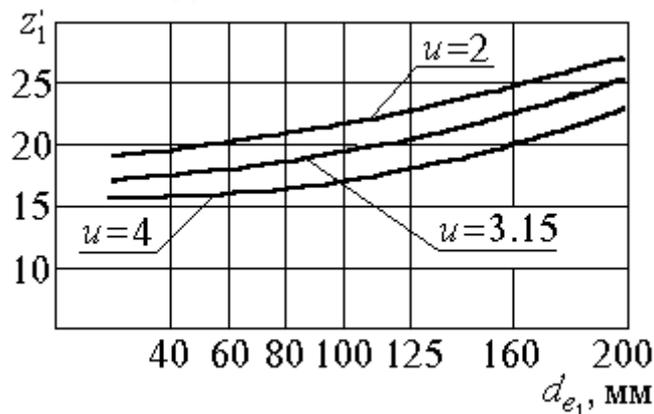


Рис.2.6

Определяют число зубьев колеса $z_2 = u \cdot z_1$.

Вычисленное значение z_2 округляют до целого числа. После этого необходимо уточнить:

- передаточное число передачи $u_\phi = z_2/z_1$,
- угол делительного конуса колеса $\delta_{2\phi} = \arctg u_\phi$,
- угол делительного конуса шестерни $\delta_{1\phi} = 90 - \delta_{2\phi}$,
- внешний окружной модуль $m_e = d_{e2}/z_2$.

Рекомендуется округлить m_e до стандартного значения $m_{e\phi}$ по ряду модулей: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10. После этого уточняют величины диаметров $d_{e1\phi} = m_{e\phi} \cdot z_1$ и $d_{e2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_2$.

Рассчитывают величину внешнего конусного расстояния передачи (рис.2.4)

$$R_e = \frac{d_{e2\phi}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}}$$

Рабочая ширина зубчатого венца колеса $b_w = K_{be} \cdot R_e$.

Полученное значение b_w округляют до ближайшего из ряда нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Определяют расчётный модуль зацепления в среднем сечении зуба

$$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5 b_w / R_e)$$

При этом найденное значение m_m не округляют!

Рассчитывают внешнюю высоту головки зуба $h_{ae} = m_{e\phi}$.

Внешнюю высоту ножки зуба определяют как $h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$.

Внешний диаметр вершин зубьев колёс рассчитывают по формуле

$$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

Угол ножки зуба рассчитывают по формуле $\theta_f = \arctg(h_{fe}/R_e)$.

Проверочный расчёт. При расчёте на выносливость зубьев колёс по контактным напряжениям проверяют выполнение условия

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_1 \cdot K_H}{0,85 \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot s \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{\sqrt{u_\phi^2 + 1}}{u_\phi}} \leq [\sigma_H]$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ;

T_1 - вращающий момент на шестерне, Н·мм, $T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta_{пер}}$;

здесь $\eta_{пер}$ - КПД передачи.

K_H - коэффициент расчётной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ найден ранее по графикам рис.2.5.

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки, находят по табл. 2.7 с понижением на одну степень точности против фактической, назначенной по окружной скорости

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} \text{ в соответствии с рекомендациями (табл.2.6);}$$

d_{m1} - делительный диаметр шестерни в среднем сечении зуба,

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1;$$

α_w - угол зацепления, $\alpha_w = 20^\circ$.

Далее проверяют зубья колёс на выносливость по напряжениям изгиба по формулам [1]:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_F]_2,$$

где F_t - окружное усилие в зацеплении, Н, $F_t = 2T_1 / d_{m1}$;

K_F - коэффициент расчётной нагрузки, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$. Здесь

$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1)$, а K_{FV} определяют по табл. 2.7 с понижением точности на одну степень против фактической.

$Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба соответственно шестерни и колеса, находят по табл. 2.9 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колёс

$$z_{V1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{\phi 1,2}.$$

Проектный расчёт открытой конической прямозубой передачи

Модуль зацепления в среднем сечении зуба конического колеса рассчитывают по формуле

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{3T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3}}{0,85 \cdot z_3 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_{F3}]}}$$

где, кроме рассмотренных выше величин (см. п. 2.6), рекомендуют назначить

$\psi_m = b_w / m_m \leq 10$ и $k_{F\beta} = 1, 1 \dots 1,2$.

Далее рассчитывают основные геометрические параметры зубчатых колёс открытой передачи:

- ширину зубчатого венца $b_w = \psi_m \cdot m_m$ (с округлением до целого числа по ряду нормальных линейных размеров);

- делительный диаметр в среднем сечении зуба шестерни $d_{m3} = m_m \cdot z_3$;

- по заданному (или принятому) передаточному числу $u_{\text{отк}}$ находим угол при вершине делительного конуса $\delta_3 = \text{arcctg } u_{\text{отк}}$;

$$R_m = \frac{d_{m3}}{2 \cdot \sin \delta_3};$$

- среднее конусное расстояние

- внешнее конусное расстояние $R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w$;

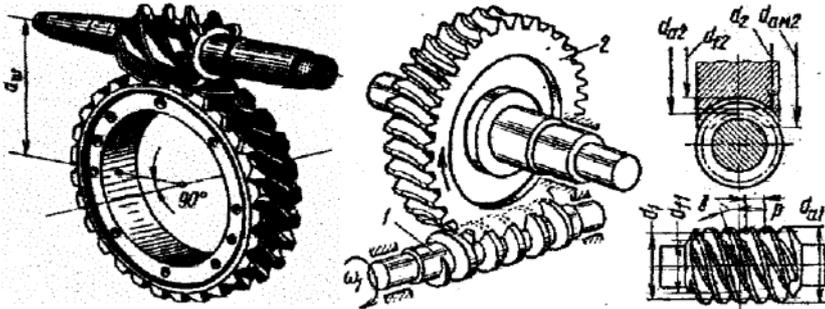
- модуль зацепления на внешнем торце $m_e = m_m \cdot R_e / R_m$;
- внешний делительный диаметр шестерни $d_{e3} = d_{m3} \cdot R_e / R_m$.

Проверочный расчет такой передачи на выносливость по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.7 («Расчет закрытой конической зубчатой передачи»).

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапецидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.

КОНСТРУКЦИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ



Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары. Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:
большое передаточное отношение

(до 80);

+ плавность и бесшумность хода.

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качество, виток червяка скользит по зубу колеса. Следовательно, червячные передачи имеют "по определению" один фундаментальный недостаток: высокое трение в зацеплении. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: движение передаётся только от червяка к колесу, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической $U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$.

Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

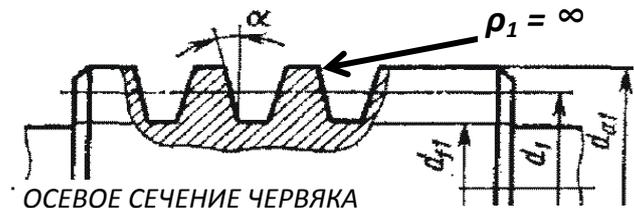
- ✗ поверхностное выкрашивание и схватывание;
- ✗ излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично [44].

В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямоочное речное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности "рейки" (винта червяка) ρ_1 равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса

$$\rho_{пр} = \rho_2.$$

Далее расчёт проводится по формуле Герца-Беляева. Из проекторочного расчёта находят осевой модуль червяка, а по нему и все геометрические параметры зацепления.



ОСЕВОЕ СЕЧЕНИЕ ЧЕРВЯКА

Особенность расчёта на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев $Z_{экв} = Z_2 / \cos 3\gamma$, где γ - угол подъёма витков червяка.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95оС. Допускаемая температура назначается 65 оС.

Уравнение для теплового расчёта составляется из баланса тепловой энергии, а именно: выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду

$$Q_{выделяемое} = Q_{отводимое}.$$

Решая это уравнение, находим температуру редуктора, передающего заданную мощность N

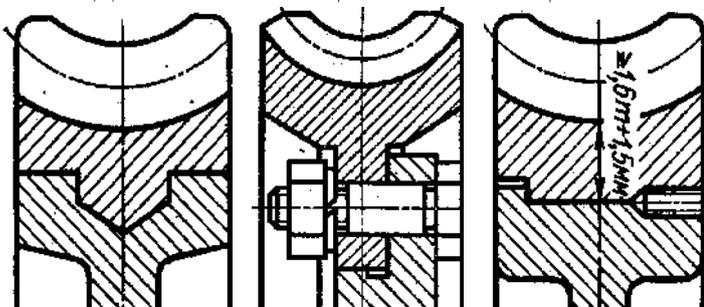
$$t = [860N(1-\eta)] / [KT S(1-\Psi)] + t_0.$$

где КТ – коэффициент теплоотдачи, S – поверхность охлаждения (корпус), t_0 – температура окружающей среды, Ψ – коэффициент теплоотвода в пол.

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т.д.

Оптимальная пара трения это "сталь по бронзе". Поэтому при стальном червяке червячные колёса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким образом, червячное колесо - сборочная

СОЕДИНЕНИЕ ВЕНЦА СО СТУПИЦЕЙ



ОТЛИВКА ФЛАНЕЦ ПОСАДКА

единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают движение за счёт сил трения (лат. *frictio* – трение). Простейшие передачи состоят из двух цилиндрических или конических роликов - катков.

Главное условие работы передачи состоит в том, что момент сил трения между катками должен быть больше передаваемого вращающего момента.

Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи определяют как

отношение частот вращения или диаметров тел качения.

$$U = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1-\varepsilon)],$$

где ε – коэффициент скольжения (0,05 - для передач "всухую"; 0,01 – для передач со смазкой и большими передаточными отношениями).

Для конической передачи – вместо диаметров берут углы конусов.

Фрикционные передачи выполняются либо с постоянным, либо с регулируемым передаточным

отношением (вариаторы).

Передачи с постоянным передаточным отношением применяются редко, главным образом, в кинематических цепях приборов, например, магнитофонов и т.п. Они уступают зубчатым передачам в несущей способности. Зато фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и в силовых передачах для бесступенчатого регулирования скорости. Зубчатые передачи не позволяют такого регулирования.

Достоинства фрикционных передач:

- + простота тел качения;
- + равномерность вращения, что удобно для приборов;
- + возможность плавного регулирования скорости;
- + отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи.

Недостатки фрикционных передач:

- потребность в прижимных устройствах;
- большие нагрузки на валы, т.к. необходимо прижатие дисков;
- большие потери на трение;
- повреждение катков при пробуксовке;
- неточность передаточных отношений из-за пробуксовки.

Основными видами поломок фрикционных передач являются:

- × усталостное выкрашивание (в передачах с жидкостным трением смазки, когда износ сводится к минимуму);
- × износ (в передачах без смазки);
- × задиры поверхности при пробуксовке.

Поскольку всё это следствие высоких контактных напряжений сжатия, то в качестве проекторочного выполняется расчёт по допускаемым контактным напряжениям [29]. Здесь применяется формула Герца-Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колёс

$$D_1 = 2 * \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} * \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$

Основные требования к материалам фрикционных колёс:

- высокая износостойкость и поверхностная прочность;
- высокий коэффициент трения (во избежание больших сил сжатия);
- высокий модуль упругости (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы).

Наиболее пригодными оказываются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 или 18ХГТ, 18Х2Н4МА.

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5. Широко применяется текстолит.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

Применяются обрешиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха.

Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

Цепные передачи

Цепные передачи включают ведущую и ведомую звездочки и цепь и так же, как и ременные, относятся к передачам с гибкими связями. Однако по сравнению с ременными передачами цепные передачи имеют меньшие габариты и нагрузки на валы (при равных условиях работы) и больший КПД. Скорость движения цепи может достигать 35 м/с, а передаточное число передачи – 7 (для тихоходных и маломощных передач – 15). Цепи могут быть втулочные, роликовые или зубчатые. Роликовые и втулочные цепи, в свою очередь, могут быть одно- и многорядные [4, 7].

При расчете цепной передачи необходимо знать:

- крутящий момент на валу ведущей звездочки T_1 , Н·м;
- мощность на ведущей звездочке P_1 , Вт;
- частоту вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин;
- передаточное число передачи i .

Вид и тип цепи либо указываются в задании, либо выбираются самостоятельно.

Начиная расчет, обычно задаются условиями работы с помощью коэффициента эксплуатации

$$K_3 = K_d K_a K_v K_b K_p K_{рег}, \quad (2.1)$$

- где K_d – коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_d = 1$, при нагрузке с толчками $K_d = 1,25 \dots 1,50$);
- K_a – коэффициент межосевого расстояния (таблица 2.1);
- K_c – коэффициент метода смазывания (при непрерывном смазывании $K_c = 0,8$; при капельном смазывании $K_c = 1,0$; при периодическом смазывании $K_c = 1,5$);
- K_θ – коэффициент наклона линии передачи ($K_\theta = 1$ при $\theta \leq 60^\circ$; $K_\theta = 1,25$ при $\theta > 60^\circ$);
- K_p – коэффициент режима работы (при односменной работе $K_p = 1$; при двухсменной работе $K_p = 1,25$; при трехсменной работе $K_p = 1,5$);
- $K_{\text{рег}}$ – коэффициент регулирования натяжения (при регулировании отжимными опорами $K_{\text{рег}} = 1,0$; при регулировании нажимными роликами или оттяжными роликами $K_{\text{рег}} = 1,1$; для нерегулируемой цепи $K_{\text{рег}} = 1,25$).

Таблица 2.1 – Значения коэффициента межосевого расстояния K_a

Межосевое расстояние a	$\leq 25t$	$(30 \dots 50)t$	$(60 \dots 80)t$
K_a	1,25	1	0,8

В соответствии с передаточным отношением определяется число зубьев ведущей звездочки z_1 (таблица 2.2). Число зубьев ведущей звездочки принимается нечетным [1].

Таблица 2.2 – Рекомендуемое число зубьев звездочек

Цепь	Значения z_1 при передаточном числе i						$z_{1\text{min}}$	$z_{2\text{max}}$
	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6	6		
Роликовая	31–27	27–25	25–23	23–21	21–17	17–15	13	120
Втулочная								90
Зубчатая	40–35	35–31	31–27	27–23	23–19	19–17	17	140

По таблице 2.3 для заданной частоты вращения ведущей звездочки выбирается значение допускаемого давления $[p_0]$ для шарниров цепи как среднее арифметическое допускаемых давлений всех значений шага цепи.

Таблица 2.3 – Допускаемое давление в шарнирах цепи

Шаг цепи t , мм	$[p_0]$, МПа, при частоте вращения малой звездочки, об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7–15,87	35,0	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21,0	18,5
	19,6	17,6	16,1	14,7	13,7	12,9	11,8	10,3
19,05–25,4	35,0	30,0	26,2	23,4	21,0	19,0	17,5	15,0
	19,6	16,7	14,7	12,9	11,8	10,8	9,8	8,4
31,75–38,1	35,0	28,7	24,2	21,0	18,5	16,6	15,0	–
	19,6	16,1	13,7	11,8	10,3	9,3	8,4	–
44,45–50,8	35,0	26,2	21,0	17,5	15,0	–	–	–
	–	–	–	–	–	–	–	–

Примечание – Верхние значения – для втулочных и роликовых цепей, нижние – для зубчатых цепей.

Шаг в миллиметрах для однорядной роликовой цепи можно ориентировочно определить по формуле

$$t_{\text{ц}} \cong 5\sqrt[3]{T_1}. \quad (2.2)$$

Для многорядных втулочных и роликовых цепей шаг определяется по формуле

$$t_{\text{ц}} = 60\sqrt[3]{\frac{P_1 K_3}{z_1 n_1 [p_0] m}}, \quad (2.3)$$

где m – число рядов цепи (указывается в задании или принимается самостоятельно).

Для зубчатой цепи

$$t_{\text{ц}} = 18\sqrt[3]{\frac{P_1 K_3}{z_1 n_1 [p_0] B}}, \quad (2.4)$$

где B – ширина цепи, мм.

Окончательно шаг цепи принимается ближайший к рассчитанному значению (желательно больший).

Зная шаг цепи, можно определить делительный диаметр ведущей звездочки D_1 , мм,

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}, \quad (2.5)$$

где t – шаг выбранной цепи, мм.

Определяется окружная сила, передаваемая цепью, Н,

$$F_{\text{т}} = \frac{2T_1}{D_1 \cdot 10^{-3}}, \quad (2.6)$$

Проверяется работоспособность цепи по уравнению износостойкости шарниров по допускаемому давлению $[p]$ для шарниров

$$p = \frac{F_{тн} K_3}{S} \leq [p], \quad (2.7)$$

где $[p]$ – допускаемое давление в шарнирах для выбранной цепи (см. таблицу 2.3);

S – площадь проекции опорной поверхности шарнира (см. таблицу 2.4).

Если условие (2.7) не выполняется, то необходимо изменить условия работы или выбрать цепь с большей площадью проекции опорной поверхности шарнира.

Межосевое расстояние (в зависимости от выбранного ранее значения коэффициента K_a), мм,

$$\begin{aligned} a &\leq 25t, \\ a &= (30 \dots 50)t, \\ a &= (60 \dots 80)t. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000}. \quad (2.9)$$

Расчетная скорость цепи не должна превышать допускаемое значение (см. с. 23). В противном случае необходимо выбрать цепь с меньшим шагом. Для сохранения площади проекции опорной поверхности шарнира и выполнения условия (2.7) следует выбрать многорядную цепь.

Число зубьев ведомой звездочки (проверяется по таблице 2.2)

$$z_2 = z_1 i. \quad (2.10)$$

Полученный результат округляется до *ближайшего целого* значения.

После определения числа зубьев звездочек уточняется фактическое передаточное отношение передачи

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.11)$$

Расхождение с заданным не должно превышать 3 %.
 Делительный диаметр ведомой звездочки, мм,

$$D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}.$$

Длина цепи в шагах

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (2.12)$$

Полученный результат округляется до целого *четного* числа.

После округления уточняется межосевое расстояние для принятого числа шагов цепи, мм,

$$a = \frac{t}{4} \left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right). \quad (2.13)$$

Для необходимости небольшого провисания цепи межосевое расстояние уменьшается на $\Delta a = (0,002 \dots 0,004)a$.

Нагрузка на валы звездочек, Н,

$$F = K_v F_{тл} + 2F_0, \quad (2.14)$$

где K_v – коэффициент нагрузки вала (таблица 2.6);

Таблица 2.6 – Коэффициент нагрузки вала

Угол наклона линии центров звездочек к горизонтали, град	Характер нагрузки	K_v
0–40	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40–90	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

F_0 – натяжение цепи от провисания ведомой ветви, Н,

$$F_0 = K_g q g a \cdot 10^{-3}, \quad (2.15)$$

где K_f – коэффициент провисания (при горизонтальном расположении передачи $K_f = 6$; при расположении передачи под углом к горизонту до 40° $K_f = 3$; при вертикальном расположении передачи $K_f = 1$);

q – масса одного метра цепи (см. таблицы 2.4 и 2.5);

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Натяжение цепи от центробежных сил, Н,

$$F_v = qv^2. \quad (2.16)$$

Расчетный коэффициент безопасности

$$s = \frac{Q}{K_{уд} F_{ц} + F_v} \geq [s], \quad (2.17)$$

где Q – допускаемая разрушающая нагрузка (см. таблицы 2.4 и 2.5);

$k_{уд}$ – коэффициент ударной нагрузки (при перегрузке 150 % $k_{уд} = 1,2$; при перегрузке 200 % $k_{уд} = 1,7$; при перегрузке 300 % $k_{уд} = 2$);

$[s]$ – рекомендуемый коэффициент безопасности (таблица 2.7).

Таблица 2.7 – Допускаемые значения коэффициента безопасности

Шаг цепи t , мм	Значения $[s]$ при частоте вращения ведущей звездочки, об/мин									
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400
12,7–15,875	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8	16,0
	20	22	24	26	29	31	33	37	42	46
19,05–25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	–	–
	20	23	26	30	33	36	40	46	53	–
31,75–38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	–	–	–
	20	26	32	36	41	46	51	–	–	–
44,45–50,8	7	9,3	11,7	14,0	16,3	–	–	–	–	–
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Примечание – Верхние значения – для втулочных и роликовых цепей, нижние – для зубчатых цепей.

Оценка возможности возникновения резонансных колебаний цепи по условию

$$n_{рез} = \frac{30 \sqrt{\frac{F_{ц}}{q}}}{z_1 a \cdot 10^{-3}} < n_1. \quad (2.18)$$

Для обеспечения долговечности цепи рекомендуется проверять число ударов цепи в секунду u , которое не должно превышать допускаемого $[u]$ (таблица 2.8)

$$u = \frac{z_1 n_1}{15L_c} < [u]. \quad (2.19)$$

Таблица 2.8 – Допускаемое число ударов цепи в секунду $[u]$

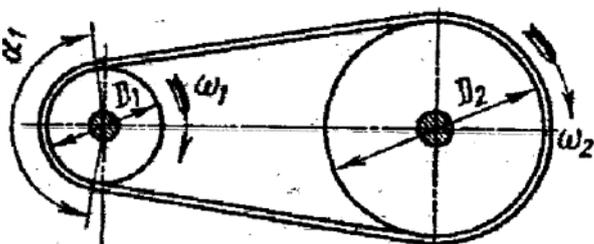
Тип цепи	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликовая	40	30	25	20	16	14	12	10
Зубчатая	60	50	40	25	20	–	–	–

Если условие (2.19) не выполняется, необходимо увеличить число шагов цепи с последующим уточнением расчетов.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Являются разновидностью фрикционных передач, где движение передаётся посредством специального кольцевого замкнутого ремня.

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.



Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива.

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

Достоинства ременных передач:

- + передача движения на средние расстояния;
- + плавность работы и бесшумность;
- + возможность работы при высоких оборотах;
- + дешевизна.

Недостатки ременных передач:

- большие габариты передачи;
- неизбежное проскальзывание ремня;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- потребность в натяжных устройствах;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях.

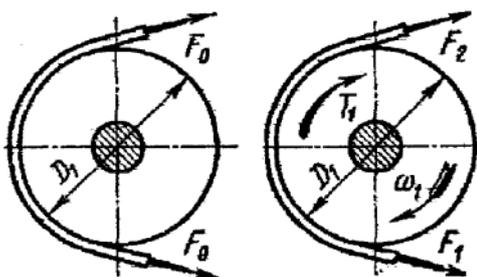
Основные критерии расчёта ременных передач:

- тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- долговечность ремня.

Если не будет выдержано первое условие, ремень начнёт буксовать, если не выполнить второе – ремень быстро разорвётся. Поэтому основным расчётом ременных передач является расчёт по тяговой способности. Расчёт на долговечность выполняется, как проверочный.

Для создания трения ремень надевают с предварительным натяжением F_0 . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче вращающего момента T_1 натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 . Составляя уравнение равновесия моментов относительно оси вращения имеем $-T_1 + F_1 D_1/2 - F_2 D_2/2 = 0$ или $F_1 - F_2 = F_t$, где F_t – окружная сила на шкиве $F_t = 2T_1/D_1$.

СИЛЫ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ



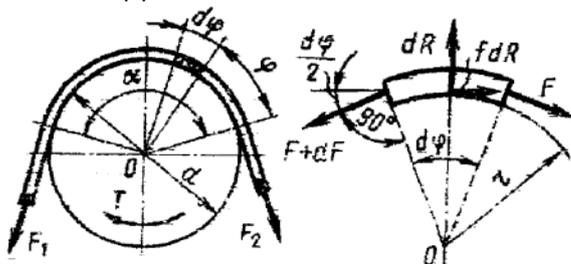
ХОЛОСТОЙ ХОД С НАГРУЗКОЙ

Общая длина ремня не зависит от нагрузки [16], следовательно, суммарное натяжение ветвей остаётся постоянным: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Таким образом, получаем систему двух уравнений с тремя неизвестными:

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2.$$

Эти уравнения устанавливают изменение натяжения ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не показывают нам тяговую способность передачи, которая связана с силой трения между ремнём и шкивом. Такая связь установлена Л.Эйлером с помощью дифференциального анализа.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛ В РЕМНЕ



Рассмотрим элементарный участок ремня $d\varphi$. Для него dR – нормальная реакция шкива на элемент ремня, fdR – элементарная сила трения. По условию равновесия суммы моментов $rF + rfdR - r(F + dF) = 0$.

Сумма горизонтальных проекций сил:

$$dR - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Отбрасывая члены второго порядка малости и помня, что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное уравнение: $dF/F = f d\varphi$.

Интегрируя левую часть этого уравнения в пределах от F_1 до F_2 , а правую часть в пределах угла обхвата ремня получаем: $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$.

Теперь стало возможным найти все неизвестные силы в ветвях ремня:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_0 = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

Полученные формулы устанавливают связь натяжения ремней с передаваемой нагрузкой F_t , коэффициентом трения f и углом обхвата α . Они позволяют вычислить минимальное предварительное натяжение ремня F_0 , при котором уже станет возможной передача требуемого вращающего усилия F_t .

Нетрудно увидеть, что увеличение f и α улучшает работу передачи. На этом основаны идеи клиноременной передачи (повышается f) и натяжных роликов (повышается α).

При круговом движении ремня на него действует центробежная сила $F_v = \rho S v^2$, где S - площадь сечения ремня. Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

В ремне действуют следующие напряжения:

- предварительное напряжение (от силы натяжения F_0) $\sigma_0 = F_0 / S$;
- "полезное" напряжение (от полезной нагрузки F_t) $\sigma_p = F_t / S$;
- напряжение изгиба $\sigma_i = \delta E / D$ (δ – толщина ремня, E – модуль упругости ремня, D – диаметр шкива);
- напряжения от центробежных сил $\sigma_v = F_v / S$.

Наибольшее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набега-ния на малый шкив $\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_p + \sigma_i + \sigma_v$.

При этом напряжения изгиба не влияют на тяговую способность передачи, однако являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

Силы натяжения ветвей ремня (кроме центробежных) воспринимаются опорами вала. Равнодействующая нагрузка на опору $F_R \approx 2 F_0 \cos(\beta/2)$. Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

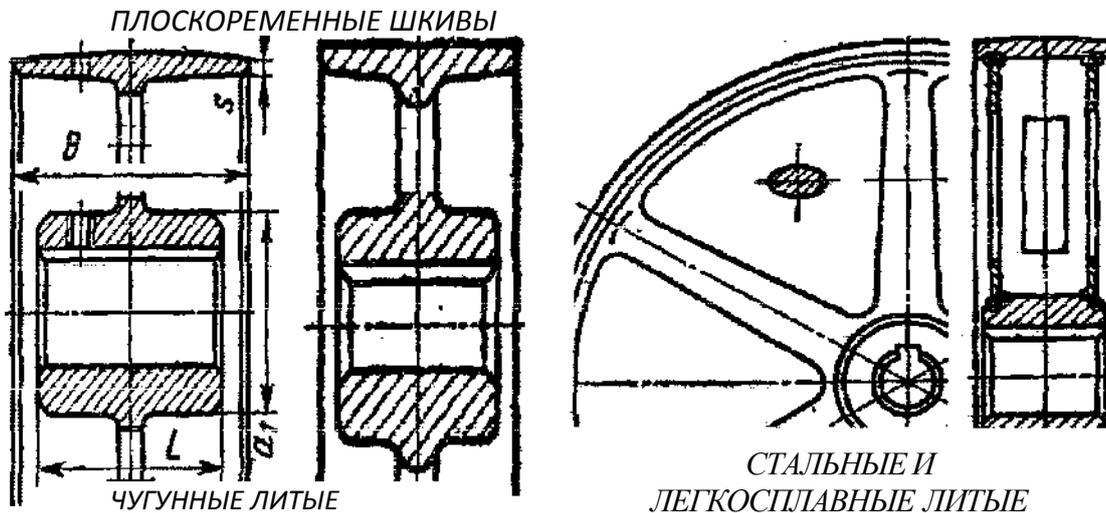
Порядок проектного расчёта плоскоременной передачи

1. Выбирают тип ремня.
2. Определяют диаметр малого шкива $D_1 = (110 \dots 130)(N/n)^{1/3}$, где N – мощность, кВт, n – частота вращения, об/мин, подбирают ближайший по ГОСТ 17383-73.
3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины $2(D_1 + D_2) \leq a \leq 15m$.
4. Проверяют угол обхвата на малом шкиве: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1)/a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, при необходимости на ведомой нити ремня применяют натяжной ролик, который позволяет даже при малых межосевых расстояниях получить угол обхвата более 180° . Угол обхвата можно измерить по вычерченной в масштабе схеме передачи.
5. По передаваемой мощности N и скорости v ремня определяют ширину $b \geq N/(vz[p])$ и площадь ремня $F \geq N/(v[k])$, где $[p]$ – допускаемая нагрузка на 1мм ширины прокладки, $[k]$ – допускаемая нагрузка на единицу площади сечения ремня.
6. Подбирают требуемый ремень по ГОСТ 101-54; 6982-54; 18679-73; 6982-75; 23831-79; ОСТ 17-969-84.
7. Проверяют ресурс передачи $N = 3600vzшТ$.
8. Вычисляют силы, действующие на валы передачи $F_R = F_0 \cos(\beta/2)$.

Порядок проектного расчёта клиноременной передачи

1. Выбирают по ГОСТ 1284-68; 1284.1-80; 5813-76; РТМ 51015-70 профиль ремня. Большие размеры в таблицах соответствуют тихоходным, а меньшие – быстроходным передачам.
2. Определяют диаметр малого шкива.

3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины $0,55(DM+Dб)+h \leq a \leq 2(D1+D2)$, где h – высота сечения ремня.
4. Находят длину ремня и округляют её до ближайшего стандартного значения.
5. Проверяют частоту пробегов ремня и если она выше допустимой, то увеличивают диаметры шкивов или длину ремня.
6. Окончательно уточняют межосевое расстояние.
7. Определяют угол обхвата на малом шкиве $\alpha_1 = 180 - 57 \cdot (D_2 - D_1) / a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.
8. По тяговой способности определяют число ремней.



9. При необходимости проверяют ресурс.
10. Вычисляют силы, действующие на валы передачи.

Шкивы плоскоремennых передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.

Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда R40 (ГОСТ 17383-73*). Ширину шкива выбирают в зависимости от ширины ремня [32].

Во избежание сползания ремня их рабочие поверхности делают выпуклыми. Шероховатость $RZ \leq 10$ мкм.

Чугунные шкивы применяют при скоростях до $30 \div 45$ м/с. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров – ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $60 \div 80$ м/с. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с.

Плоские ремни должны обеспечивать:

- прочность при переменных напряжениях;
- износостойкость;
- высокое трение со шкивами;
- малую изгибную жёсткость.

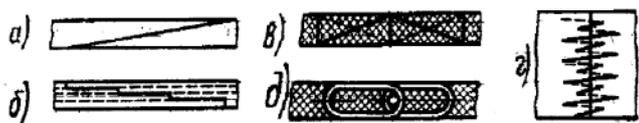
Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми

прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками [32].

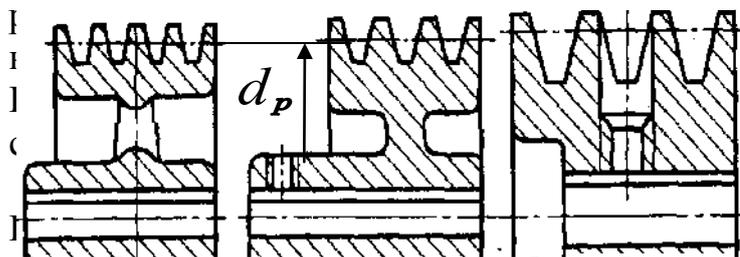
Ремни выпускают конечными и поставляют в рулонах.

Соединение концов ремней оказывает большое влияние на работу передачи, особенно при больших скоростях. Выбирая тип соединения следует учитывать рекомендации специальной литературы. Самый совершенный

способ соединения – склеивание, которое производят для однородных ремней по косому срезу (а), для слоёных по ступенчатой поверхности (б). Надёжным способом считают сшивку встык жильными струнами (в,г). Из механических соединений лучшими являются проволочные спирали, которые продеваются в отверстия и после прессования обжимают концы ремней (д).



КЛИНОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ

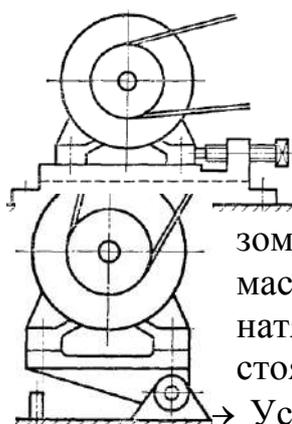


бочей поверхностью являются боковые стороны. По этому определяют расчётную длину ремня, обозначается d_p . По этому же углом канавки назначают в зависимости от тех же материалов, что и плоскоремённые шкивы.

Быстроходные шкивы требуют балансировки.

Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца). Угол клина ремня 40° .

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:



→ Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.

→ Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.

→ Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_0$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

ВАЛЫ И ОСИ

Колёса передач установлены на специальных продолговатых деталях круглого сечения. Среди таких деталей различают оси и валы [7,11,38].

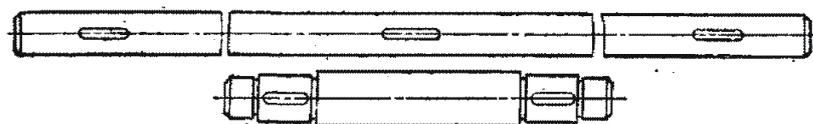
Ось – деталь, служащая для удержания колёс и центрирования их вращения. Вал – ось, передающая вращающий момент.

Не следует путать понятия "ось колеса", это деталь и "ось вращения", это геометрическая линия центров вращения.

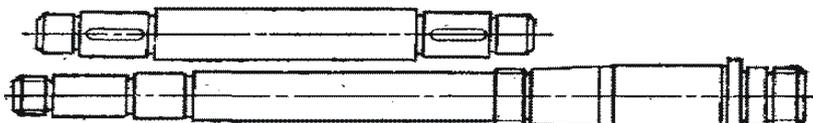
Формы валов и осей весьма многообразны от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Известны конструкции гибких валов.

Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине. Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления.

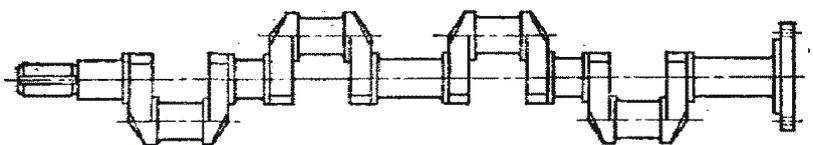
Валы и оси вращаются, а следовательно, испытывают знакопеременные нагрузки, напряжения и деформации. Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер.



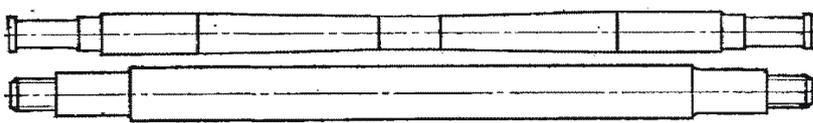
ВАЛЫ ПЕРЕДАЧ, НЕСУЩИЕ ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ



КОРЕННЫЕ ВАЛЫ, НЕСУЩИЕ КРОМЕ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ РАБОЧИЕ ОРГАНЫ МАШИН: КОЛЁСА, ДИСКИ И Т.Д.



КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ, НЕСУЩИЕ НА СЕБЕ ШАТУНЫ



ОСИ ВРАЩАЮЩИЕСЯ И НЕПОДВИЖНЫЕ

Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах их "жизни".

На стадии проектирования – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений.

На стадии изготовления – надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения.

На стадии эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов.

Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить:

→ объёмную прочность (способность

сопротивляться Мизг и Мкрут);

→ поверхностную прочность (особенно в местах соединения с другими деталями);

→ жёсткость на изгиб;

→ крутильную жёсткость (особенно для длинных валов).

Все валы в обязательном порядке рассчитывают на объёмную прочность.

Схемы нагружения валов и осей зависят от количества и места установки на них вращающихся деталей и направления действия сил. При сложном нагружении выбирают две ортогональные плоскости (например, фронтальную и горизонтальную) и рассматривают схему в каждой плоскости. Рассчитываются, конечно, не реальные конструкции, а упрощённые расчётные модели, представляющие собой балки на шарнирных опорах, балки с заделкой и даже статически неопределимые задачи [7].

При составлении расчётной схемы валы рассматривают как прямые бруссы, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники

скольжения или качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, - как шарнирно-подвижные.

Такие задачи хорошо известны студентам из курсов теоретической механики (статики) и сопротивления материалов.

Расчёт вала на объёмную прочность выполняют в три этапа.

I. Предварительный расчёт валов

Выполняется на стадии проработки Технического Задания, когда известны только вращающие моменты на всех валах машины. При этом считается, что вал испытывает только касательные напряжения кручения

$$\tau_{кр} = M_{вр} / W_p \leq [\tau]_{кр},$$

где W_p - полярный момент сопротивления сечения.

Для круглого сечения: $W_p = \pi d^3/16$, $[\tau]_{кр} = 15 \div 20$ Н/мм².

Условие прочности по напряжениям кручения удобно решать относительно диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{вр}}{0,2[\tau]_{кр}}}$$

Это – минимальный диаметр вала. На всех других участках вала он может быть только больше. Вычисленный минимальный диаметр вала округляется до ближайшего большего из нормального ряда. Этот диаметр является исходным для дальнейшего проектирования.

II. Уточнённый расчёт валов

На данном этапе учитывает не только вращающий, но и изгибающие моменты. Выполняется на этапе эскизной компоновки, когда предварительно выбраны подшипники, известна длина всех участков вала, известно положение всех колёс на валу, рассчитаны силы, действующие на вал.

Чертятся расчётные схемы вала в двух плоскостях. По известным силам в зубчатых передачах и расстояниям до опор строятся эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и фронтальной плоскостях. Затем вычисляется суммарный изгибающий момент

$$M_{изг_{сумм}} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}$$

Далее рассчитывается и строится эпюра эквивалентного "изгибающе-вращающего" момента

$$M_{эkv} = \sqrt{M_{изг_{сумм}}^2 + \alpha M_{вр}^2}$$

где $\alpha = 0,75$ или 1 в зависимости от принятой энергетической теории прочности [5], принимаемый большинством авторов равным 1 .

Вычисляется эквивалентное напряжение от совместного действия изгиба и кручения $\sigma_{эkv} = M_{эkv} / W_p$.

Уравнение также решается относительно минимального диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{эkv}}{0,2[\tau]}}$$

Или то же самое для сравнения с допускаемыми нормальными напряжениями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}}$$

Полученный в уточнённом расчёте минимальный диаметр вала принимается окончательно для дальнейшего проектирования.

III. Расчёт вала на выносливость

Выполняется как проверочный на стадии рабочего проектирования, когда практически готов рабочий чертёж вала, т.е. известна его точная форма, размеры и все концентраторы напряжений: шпоночные пазы, кольцевые канавки, сквозные и глухие отверстия, посадки с натягом, галтели (плавные, скруглённые переходы диаметров).

При расчёте полагается, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения – по отнулевому пульсирующему циклу.

Проверочный расчёт вала на выносливость по существу сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности n , который сравнивается с допускаемым

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = 1,5 \div 2.$$

Здесь n_{σ} и n_{τ} – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным циклом; k_{σ} и k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, прессовые посадки и резьбу; ε_{σ} и ε_{τ} – масштабные коэффициенты диаметра вала; σ_a и τ_a – амплитудные значения напряжений; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты влияния среднего напряжения цикла на усталостную прочность зависят от типа стали.

Вычисление коэффициентов запаса прочности по напряжениям подробно излагалось в курсе "Сопротивление материалов", в разделе "Циклическое напряжённое состояние".

Если коэффициент запаса оказывается меньше требуемого, то сопротивление усталости можно существенно повысить, применив поверхностное упрочнение: азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклёп, обкатку роликами и т.д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более.

ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ – ПОДШИПНИКИ

Валы и оси поддерживаются специальными деталями, которые являются опорами. Название "подшипник" происходит от слова "шип" (англ. shaft, нем. zapfen, голл. shiffen – вал). Так раньше называли хвостовики и шейки вала, где, собственно говоря, подшипники и устанавливаются.

Назначение подшипника состоит в том, что он должен обеспечить надёжное и точное соединение вращающейся (вал, ось) детали и неподвижного корпуса. Следовательно, главная особенность работы подшипника – трение сопряжённых деталей.

По характеру трения подшипники разделяют на две большие группы:

- подшипники скольжения (трение скольжения);
- подшипники качения (трение качения).

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

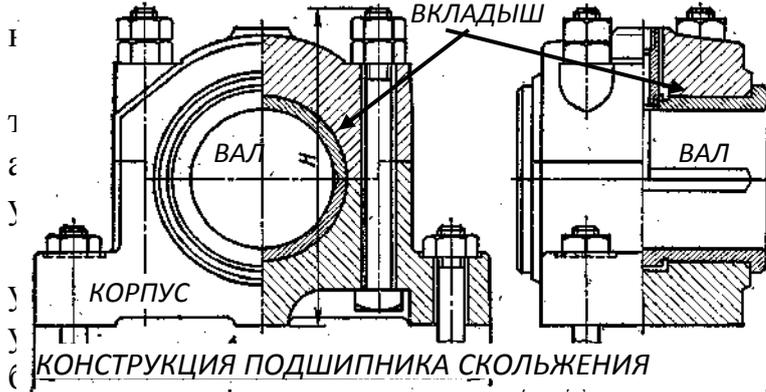
Основным элементом таких подшипников является вкладыш из антифрикционного материала или, по крайней мере, с антифрикционным покрытием. Вкладыш устанавливают (вкладывают) между валом и корпусом подшипника [43].

Трение скольжения безусловно больше трения качения, тем не менее, достоинства подшипников скольжения заключаются в многообразных областях использования:

- + в разъемных конструкциях (см. рисунок);
- + при больших скоростях вращения (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при $n > 10\,000$ об/мин);
- + при необходимости точного центрирования осей;
- + в машинах очень больших и очень малых габаритов;
- + в воде и других агрессивных средах.

Недостатки таких подшипников – трение и потребность в дорогих антифрикционных материалах.

Кроме того, подшипники скольжения применяют во вспомогательных, тихоход-



ников скольжения вызваны трением [41]: (е вкладыша);

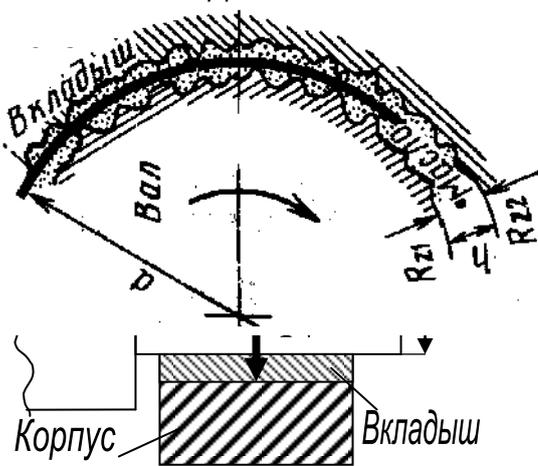
нагрузок.

структивных вариантов подшипниковых оит в том, что между корпусом и валом фрикционного материала, как правило, уженных механизмов из пластмасс. Име-

ется успешный опыт эксплуатации в тепловозных дизелях М753 и М756 тонкостенных биметаллических вкладышей толщиной не более 4 мм, выполненных из стальной полосы и алюминиево-оловянного сплава АО 20-1.

Большинство радиальных подшипников имеет цилиндрический вкладыш, который, однако, может воспринимать и осевые нагрузки за счёт галтелей на валу и закругления кромок вкладыша. Подшипники с коническим вкладышем применяются редко, их используют при небольших нагрузках, когда необходимо систематически устранять ("отслеживать") зазор от износа подшипника для сохранения точности механизма.

СМАЗКА В ПОДШИПНИКЕ



Для правильной работы подшипников без износа поверхности цапфы и втулки должны быть разделены слоем смазки достаточной толщины. В зависимости от режима работы подшипника в нём может быть:

- жидкостное трение, когда рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей; при этом масло воспринимает внешнюю нагрузку, изолируя вал от вкладыша, предотвращая

их износ. Сопротивление движению очень мало;

→ полужидкостное трение, когда неровности вала и вкладыша могут касаться друг друга и в этих местах происходит их схватывание и отрыв частиц вкладыша. Такое трение приводит к абразивному износу даже без попадания пыли извне.

Обеспечение режима жидкостного трения является основным критерием расчёта большинства подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания.

Критерием прочности, а следовательно, и работоспособности подшипника скольжения являются контактные напряжения в зоне трения или, что, в принципе, то же самое – контактное давление. Расчётное контактное давление сравнивают с допустимым $p = N / (l d) \leq [p]$. Здесь N – сила нормального давления вала на втулку (реакция опоры), l – рабочая длина втулки подшипника, d – диаметр цапфы вала.

Иногда удобнее сравнивать расчётное и допустимое произведение давления на скорость скольжения. Скорость скольжения легко рассчитать, зная диаметр и частоту вращения вала.

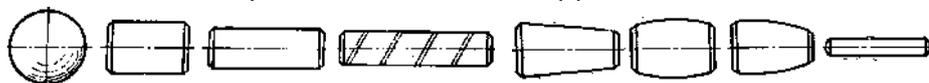
$$pV = \frac{NV}{ld} = \frac{2\pi * ndN}{60ld * 2} = \frac{Nn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{Нм}{мм^2 сек}.$$

Произведение давления на скорость скольжения характеризует тепловыделение и износ подшипника. Наиболее опасным является момент пуска механизма, т.к. в покое вал опускается ("ложится") на вкладыш и при начале движения неизбежно сухое трение.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Принцип их конструкции заключается в наличии между валом и корпусом группы одинаковых круглых тел, называемых телами качения.

ТЕЛА КАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ПОДШИПНИКАХ



Это могут быть и шарик, или ролики (короткие толстые либо длинные иглообразные), или конические ролики,

или бочкообразные, или даже спиралевидные пружины. Обычно подшипник выполняется как самостоятельная сборочная единица, состоящая из наружного и внутреннего колец, между которыми и помещены тела качения.

Тела качения во избежание ненужного контакта друг с другом и равномерного распределения по окружности заключены в специальную кольцеобразную обойму – сепаратор (лат. Separatum – разделять).

В некоторых конструкциях, где приходится бороться за уменьшение радиальных габаритов, применяются т.н. "бескольцевые" подшипники, когда тела качения установлены непосредственно между валом и корпусом. Однако нетрудно догадаться, что такие конструкции требуют сложной, индивидуальной, а, следовательно, и дорогой сборки-разборки.

Достоинства подшипников качения:

- + низкое трение, низкий нагрев;
- + экономия смазки;
- + высокий уровень стандартизации;
- + экономия дорогих антифрикционных материалов.

Недостатки подшипников качения:

- высокие габариты (особенно радиальные) и вес;
- высокие требования к оптимизации выбора типоразмера;
- слабая виброзащита, более того, подшипники сами являются генераторами вибрации за счёт даже очень малой неизбежной разноразмерности тел качения.

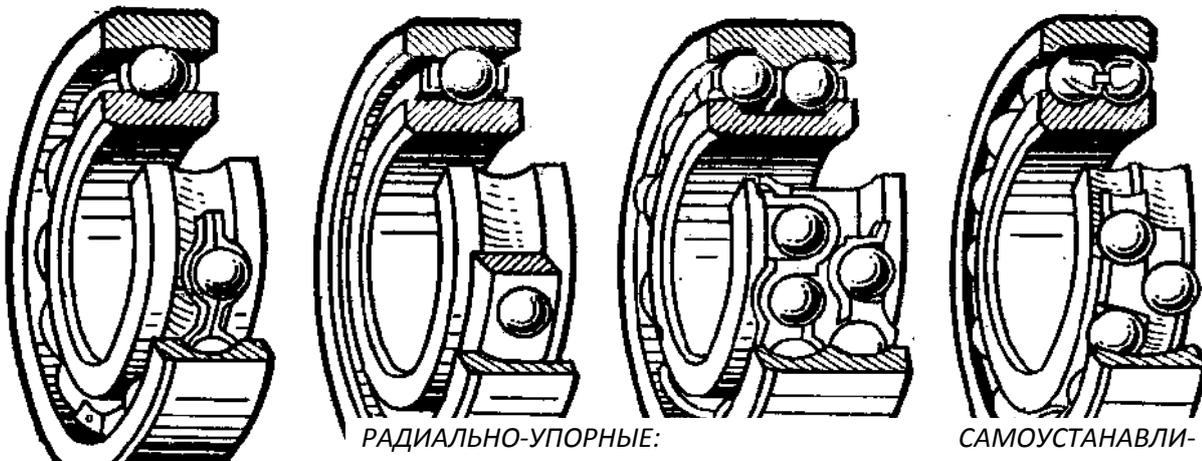
Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- форма тел качения;
- габариты (осевые и радиальные);
- точность выполнения размеров;
- направление воспринимаемых сил.

По форме тел качения подшипники делятся на:

- Шариковые (быстроходны, способны к самоустановке за счёт возможности некоторого отклонения оси вращения);

ШАРИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ

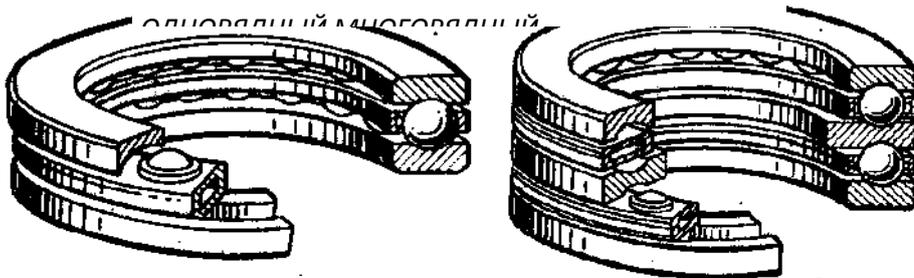


РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ:

САМОУСТАНОВЛИ-

ОСНОВНОЙ И МНОГОУГОЛОВНЫЙ УПОРНЫЕ:

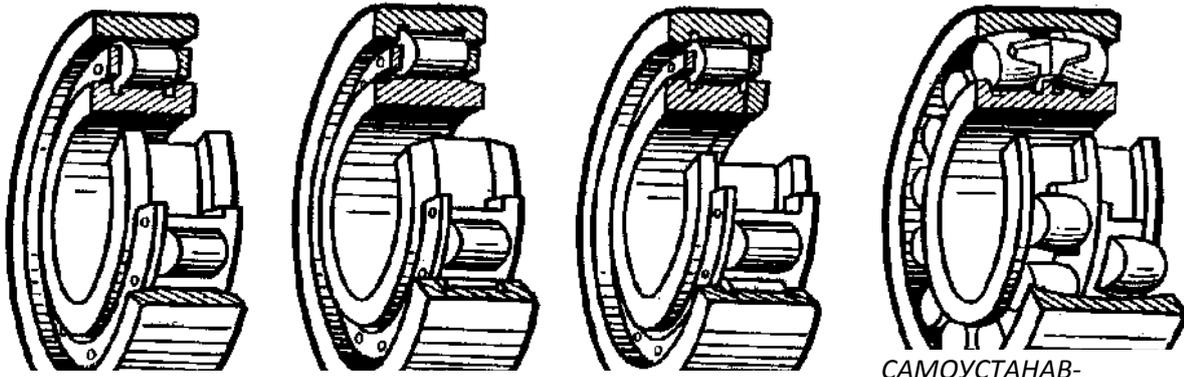
ВАЛИЩА



ОСНОВНОЙ И МНОГОУГОЛОВНЫЙ

- Роликовые – конические, цилиндрические, игольчатые (более грузоподъёмны, но из-за точно фиксированного положения оси вращения не способны самоустанавливаться, кроме бочкообразных роликов).

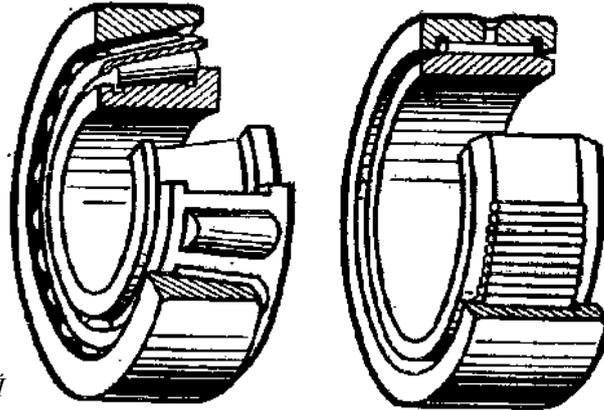
РОЛИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ



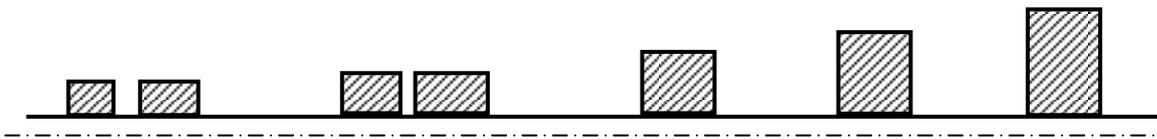
САМОУСТАНОВ-

ЛИВАЮЩИЙСЯ

КОНИЧЕСКИЙ



По радиальным габаритам подшипники сгруппированы в семь серий:



По осевым габаритам подшипники сгруппированы в четыре серии:



По классам точности подшипники различают следующим образом:

- "0" – нормального класса;
- "6" – повышенной точности;
- "5" – высокой точности;
- "4" – особовысокой точности;
- "2" – сверхвысокой точности.

При выборе класса точности подшипника необходимо помнить о том, что "чем точнее, тем дороже".

По воспринимаемым силам все подшипники делятся на четыре группы. Вычислив радиальную F_r и осевую F_a реакции опор вала, конструктор может выбрать:

- Радиальные подшипники (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую. Это цилиндрические роликовые (если $F_a = 0$) и радиальные шариковые подшипники.
- Радиально-упорные подшипники (если $F_r > F_a$), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки. Это радиально-упорные шариковые и конические роликовые с малым углом конуса.
- Упорно-радиальные подшипники (если $F_r < F_a$), воспринимающие большую осевую и меньшую радиальную нагрузки. Это конические роликовые подшипники с большим углом конуса.
- Упорные подшипники, "подпятники" (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только осевую нагрузку. Это упорные шариковые и упорные роликовые подшипники. Они не могут центрировать вал и применяются только в сочетании с радиальными подшипниками.

Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения.

Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Твёрдость колец и роликов обычно HRC 60 ÷ 65, а у шариков немного больше – HRC 62 ÷ 66, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

Причины поломок и критерии расчёта подшипников

Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Циклическое перекачивание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к усталостному выкрашиванию и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т.к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения.

В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Следовательно, при проектировании машины необходимо определить, во-первых, количество оборотов (циклов), которое гарантированно выдержит подшипник, а, во-вторых - максимально допустимую нагрузку, которую выдержит подшипник.

Вывод: работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев:

- Долговечность.
- Грузоподъёмность.

Расчёт номинальной долговечности подшипника

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности $L_n = (C / P)^\alpha$, [млн. оборотов],

где C – грузоподъёмность, P – эквивалентная динамическая нагрузка, $\alpha = 0,3$ для шариков, $\alpha = 0,33$ для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах

$$L_h = (106 / 60 n) L_n, \text{ [часов]},$$

где n – частота вращения вала.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

$$P = (V X Fr + Y Fa) K_B K_T,$$

где Fr , Fa – радиальная и осевая реакции опор;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо)

X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ для подвижного состава),

K_T – коэффициент температурного режима (до 100°C $K_T = 1$).

Грузоподъёмность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности C . Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

Методика выбора подшипников качения

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчёт. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполниться условие прочности, тогда потребуются выбрать другой подшипник и повторить проверочный расчёт.

Во избежание многочисленных "проб и ошибок" можно предложить методику выбора подшипников, построенную по принципу проектировочного расчёта, когда известны нагрузки, задана требуемая долговечность, а в результате определяется конкретный типоразмер подшипника из каталога.

Методика выбора состоит из пяти этапов:

1. Вычисляется требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения и заданного заказчиком срока службы машины.
2. По найденным ранее реакциям опор выбирается тип подшипника (радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный или упорный), из справочника находятся коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X , Y .
3. Рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка.
4. Определяется требуемая грузоподъёмность $C = P * L / (1/\alpha)$.

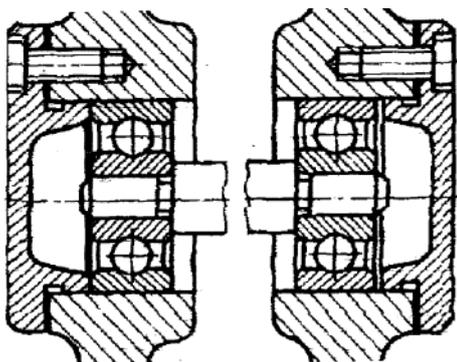
5. По каталогу, исходя из требуемой грузоподъёмности, выбирается конкретный типоразмер ("номер") подшипника, причём должны выполняться два условия:
- грузоподъёмность по каталогу не менее требуемой;
 - внутренний диаметр подшипника не менее диаметра вала.

Особенности проектирования подшипниковых узлов

Неточность монтажа, нагрев, деформации вала могут привести к заклиниванию вращающихся колёс, что, особенно в момент движения, чревато весьма неприятными последствиями. Предотвращение этого достигается различными мероприятиями.

Схемы установки подшипников

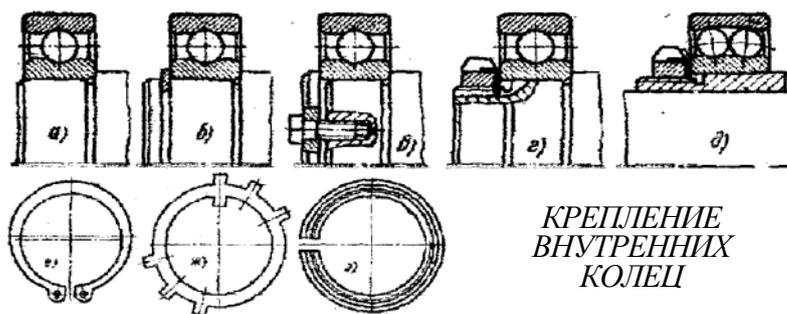
Применяют фиксированные и плавающие опоры. В фиксированных внутренние и наружные кольца неподвижны в осевом направлении. В плавающих внешнее кольцо может перемещаться в осевом направлении за счёт установки подшипника в специальном стакане с зазором. Плавающей обычно делают ту опору, где меньше радиальная нагрузка. При большом расстоянии между опорами (вал червяка) фиксированная опора для жёсткости имеет два подшипника. Для свободных температурных перемещений подходят радиальные роликоподшипники с цилиндрическими роликами и радиальные шарикоподшипники с незакреплёнными наружными кольцами.



Короткие валы при слабом нагреве можно устанавливать на подшипники враспор, когда один подшипник фиксирует осевое смещение вала в одну сторону, а другой – в другую. Схема с фиксацией подшипников враспор удобна в монтаже, но требует жёстких допусков на линейные размеры и опасна возможным защемлением тел качения при нагреве. При установке враспор для радиальных подшипников оставляют осевой зазор, а для радиально-упорных предусматривают осевую регулировку.

Крепление подшипников на валу и в корпусе

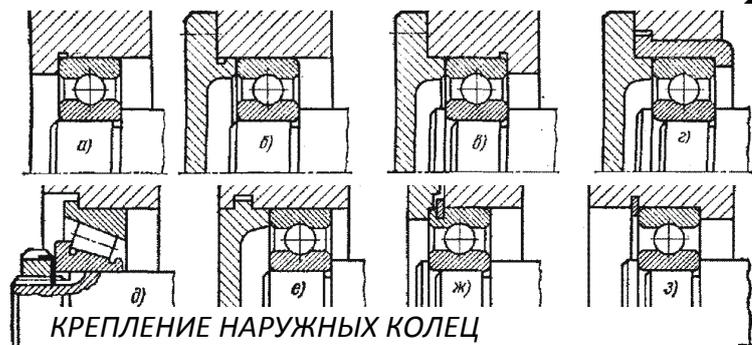
Для восприятия осевых нагрузок кольца подшипника закрепляют на валу и в корпусе.



Для закрепления внутренних колец на валу применяются различные средства:

- уступы вала (а);
- пружинные стопорные кольца (б,е);
- торцовые шайбы (в);
- упорные гайки (г,ж);
- конические разрезные втулки (д,з).

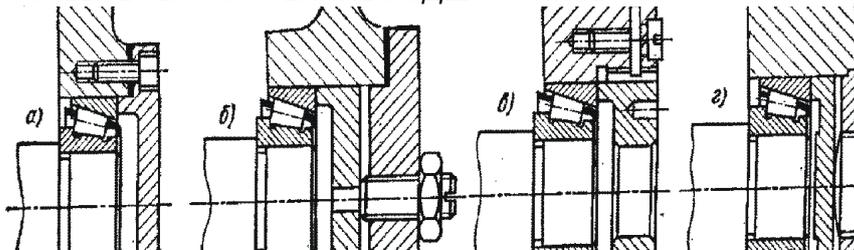
Для фиксации наружных колец применяют:



- уступы в корпусе и стакане (а);
- ▶ крышки (б);
- ▶ крышки и уступы (в,г);
- ▶ упорные борты (д);
- ▶ врезные крышки при разъемных корпусах (е);
- ▶ пружинные кольца (ж,з).

Радиально-упорные подшипники требуют осевого регулирования, которое делается смещением наружного кольца:

ОСЕВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ



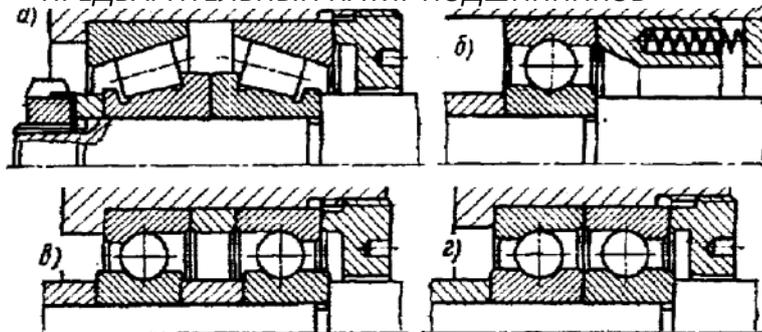
- прокладками из металла (а);
- ▶ крепёжным винтом (б,г) при малых осевых силах;
- ▶ резьбовой крышкой или кольцом (в).

Жёсткость подшипников и их предварительный натяг

Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов. Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность вращения системы. Максимальную жёсткость имеют точные роликоподшипники.

Жёсткость увеличивается предварительным натягом, суть которого в выборке зазоров и начальном сжатии тел качения. Это достигается взаимным осевым смещением колец посредством:

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ НАТЯГ ПОДШИПНИКОВ



- затяжки резьбы (а);
- пружинами (б);
- установкой втулок (в);
- шлифовкой торцов колец (г).

Излишний преднатяг приводит к усилению износа сепаратора из-за набегания на него части тел качения и отставания другой части в связи с разными их диаметрами.

МУФТЫ

Это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента.

Муфты могут передавать вращающий момент и валам, и другим деталям (колёсам, шкивам и т.д.). Соединяют соосные и несоосные валы. Муфты существуют потому, что всегда есть некоторая несоосность, перекосы, взаимная подвижность валов. Конструкции муфт весьма разнообразны. Простейшая муфта сделана из куса ниппельной трубочки и соединяет вал электромоторчика с крыльчаткой автомобильного омывателя стекла. Муфты турбокомпрессоров реактивных двигателей состоят из сотен деталей и являются сложнейшими саморегулирующимися системами.

Группы муфт различают по их физической природе.

- Муфты механического действия.

- Муфты электрического (электромагнитного) действия.
- Муфты гидравлического или пневматического действия.
- Классы муфт различают по режиму соединения валов.
- Нерасцепляемые (постоянные, соединительные) – соединяют валы постоянно, образуют длинные валы.
- Управляемые – соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления.
- Самодействующие – срабатывают автоматически при заданном режиме работы.
- Прочие.

Основная характеристика муфты – передаваемый вращающий момент.

Существенные показатели – габариты, масса, момент инерции.

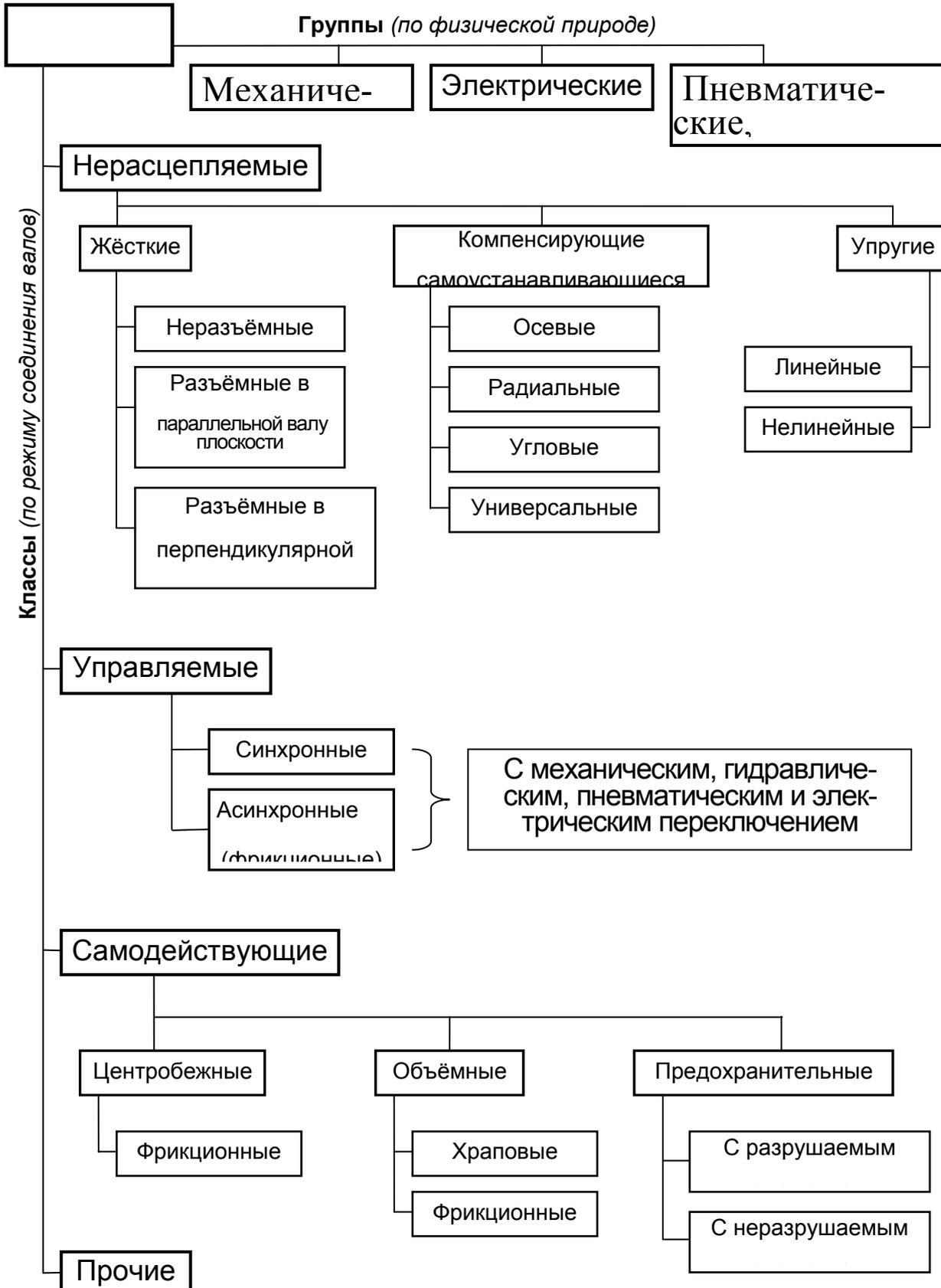
Муфта, рассчитанная на передачу определённого вращающего момента, выполняется в нескольких модификациях для разных диаметров валов. Муфты – автономные узлы, поэтому они легко стандартизируются.

Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

- прочности при циклических и ударных нагрузках,
- износостойкости,
- жёсткости.

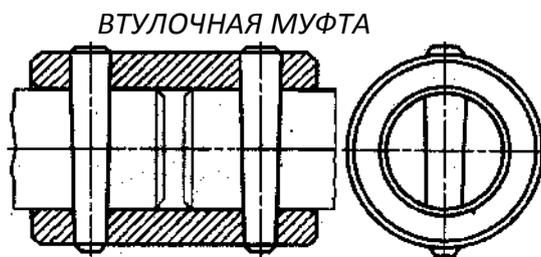
На практике муфты подбираются из каталога по величине передаваемого момента $M = M_{\text{Вала}}K$, где $M_{\text{Вала}}$ – номинальный момент, определённый расчётом динамики механизма, K – коэффициент режима работы: $K = 1 \div 1,5$ спокойная работа, лёгкие машины; $K = 1,5 \div 2$ переменные нагрузки, машины среднего веса (поршневые компрессоры); $K = 2 \div 6$ ударные нагрузки, большие массы (прессы, молоты). Для двигателей транспортных машин K завышают на $20 \div 40 \%$ в зависимости от числа цилиндров.

КЛАССИФИКАЦИЯ МУФТ



ЖЁСТКИЕ МУФТЫ

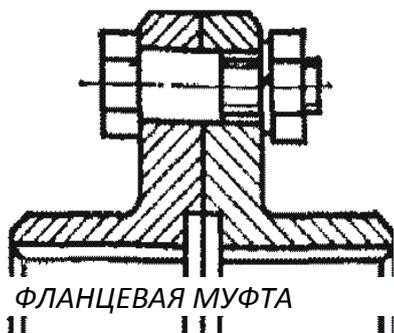
Могут быть втулочными или фланцевыми.



ВТУЛОЧНАЯ МУФТА

Втулочные иногда называются глухими. Это самые простые конструкции и обычно применяются в лёгких машинах на валах диаметром до 70 мм. Требуют точной соосности, затрудняют сборку-разборку, имеют малую жёсткость на изгиб. Их работоспособность определяется прочностью в местах крепления к валам.

Чаще применяются фланцевые жёсткие муфты, т.к. они допускают лёгкую сборку-разборку. Такие конструкции имеют две полумуфты в виде фланцев, устанавливаемых на концах валов с натягом и стянутых болтами. Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между фланцами, а когда болты вставлены без зазора, то также и болтами. Фланцевые муфты стандартизованы в диапазоне диаметров 12 ÷ 250 мм и передают моменты 0,8 ÷ 4500 кГм. В тяжёлых машинах фланцы приваривают к валам.



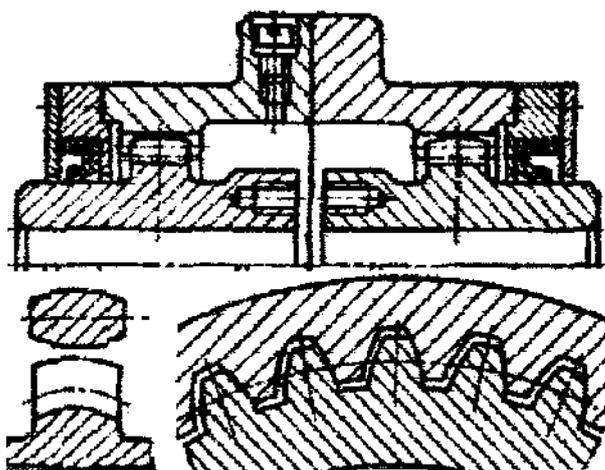
ФЛАНЦЕВАЯ МУФТА

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Иногда называют самоустанавливающимися. Они соединяют валы с небольшими смещениями осей.

Наиболее популярна конструкция зубчатой муфты. Она компенсирует осевые, радиальные и угловые смещения валов. Состоит из двух втулок (полумуфт с зубьями) и надетой на них обоймы с внутренними зубьями. Зубчатые зацепления выполняют с боковым зазором; зубьям придают бочкообразную форму; венцы полумуфт располагают на некотором расстоянии друг от друга. Зубчатые муфты малы и легки, весьма грузоподъёмны (до 100000 кГм), высокооборотны.

ЗУБЧАТАЯ МУФТА



Однако эти муфты чувствительны к перекосам. Кроме того, при перекосах валов вследствие трения в зубьях муфта нагружает валы изгибающим моментом примерно 10% от вращающего.

Несущая способность муфт резко падает с ростом перекоса валов.

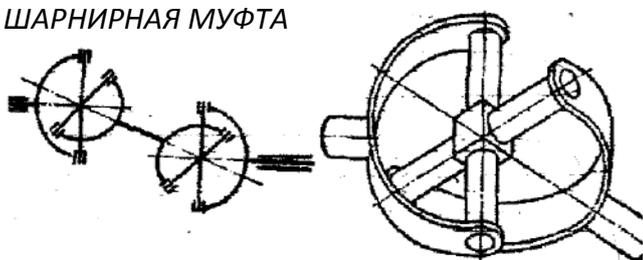
Размеры муфт подбирают по таблицам в зависимости от вращающего момента, который находят по наибольшему длительно действующему моменту на ведущем валу.

Размеры муфт подбирают по таблицам в зависимости от вращающего момента, который находят по наибольшему длительно действующему моменту на ведущем валу.

ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

Допускают соединение валов с повышенным взаимным смещением осей как вызванными неточностями, так и специально заданными конструктором.

ШАРНИРНАЯ МУФТА



Ярким представителем этого семейства являются шарнирные муфты. Идея муфты впервые предложена Джероламо Кардано в 1570 г. и доведена до инженерного решения Робертом Гуком в 1770 г. Поэтому иногда в

литературе они называются карданными муфтами, а иногда – шарнирами Гука.

Шарнирные муфты соединяют валы под углом до 45°, позволяют создавать цепные валы с передачей вращения в самые недоступные места. Всё это возможно потому, что крестовина является не одним шарниром, а сразу двумя с перпендикулярными осями.

Прочность карданной муфты ограничена прочностью крестовины, в особенности

мест крепления пальцев крестовины в отверстиях вилок. Поломка крестовины – весьма частый дефект, известный, практически, каждому автоладельцу.

Муфты выбираются по каталогу. Проверочный расчёт ведётся для рабочих поверхностей шарниров на смятие, проверяется прочность вилок и крестовины.

Малогабаритные шарнирные муфты стандартизованы в диапазоне диаметров $8 \div 40$ мм и моментов $1,25 \div 128$ кГм. Крестовина выполнена в виде параллелепипеда. Шарнир образуется с помощью вставных осей, одна из которых длинная, а другая состоит из двух коротких втулок, стянутых заклёпкой. Конструкция весьма технологична.

УПРУГИЕ МУФТЫ

Предназначены главным образом для смягчения (амортизации) ударов, толчков и вибрации. Кроме того, допускают некоторую компенсацию смещений валов.

Главная особенность таких муфт – наличие металлического или неметаллического

упругого элемента. Способность упругих муфт противостоять ударам и вибрации значительно повышает долговечность машин.

Муфта с упругой торообразной оболочкой может, фактически, рассматриваться, как упругий шарнир Гука. Она способна компенсировать значительные неточности монтажа валов.

Лёгок монтаж, демонтаж и замена упругого элемента. Допускаются радиальные смещения $1 \div 5$ мм, осевые $2 \div 6$ мм, угловые $1,5 \div 2^\circ$, угол закручивания $5 \div 30^\circ$.

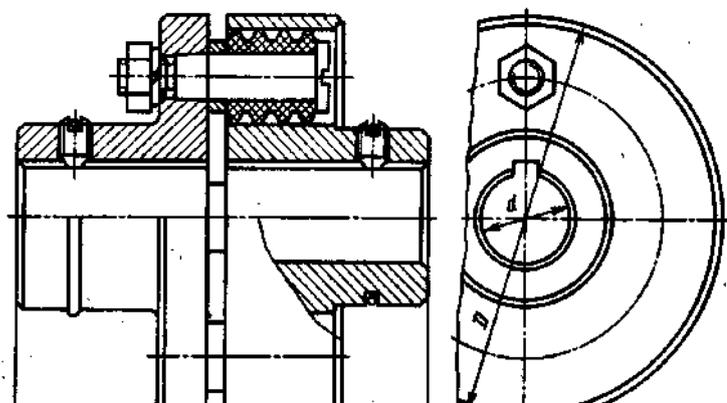
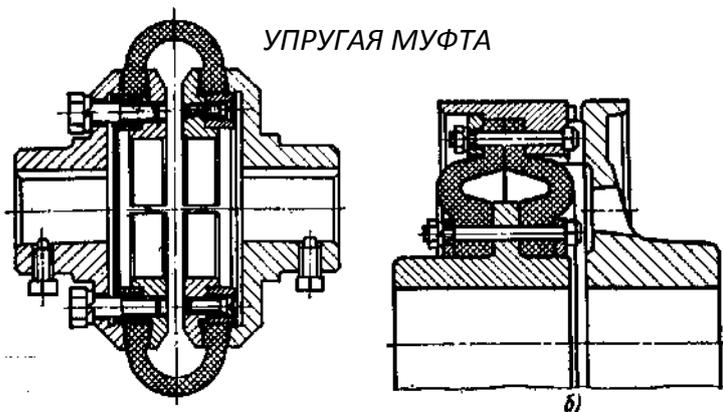
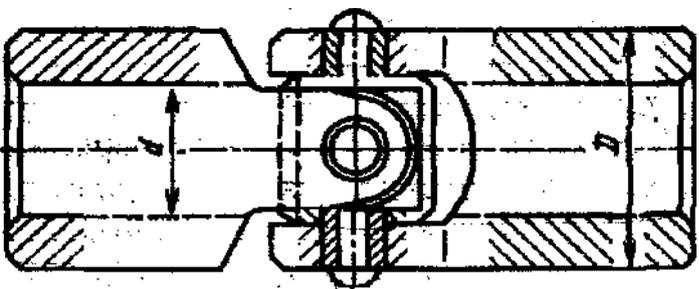
Несущая способность (и прочность) муфт зависит от крепления оболочки к фланцам. Стандартизованы муфты с неразрезной упругой оболочкой в диапазоне моментов $2 \div 2500$ кГм.

Широкое применение находит упругая втулочно-пальцевая муфта ("МУВП").

Здесь нет необходимости крепить резину к металлу, легко заменять упругие элементы при износе.

В этих муфтах момент передаётся через пальцы и насаженные на них

МАЛОГАБАРИТНАЯ ШАРНИРНАЯ МУФТА



УПРУГО-ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВАЯ МУФТА (МУВП)

упругие элементы в форме колец или гофрированных втулок. Такие муфты легки в изготовлении, просты в конструкции, удобны в эксплуатации и поэтому получили широкое применение, особенно для передачи вращения от электродвигателя.

Муфты нормализованы в размерах $16 \div 150$ мм и моментов $3,2 \div 1500$ кГм.

К сожалению, радиальные и угловые смещения существенно снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузки на валы и опоры.

Муфты рассчитывают по допускаемым давлениям между пальцами и упругими втулками

$$P = 2 M_{вр} / (zDdl) \leq [p],$$

где z – число пальцев, d – диаметр пальца, l – длина упругого элемента, D – диаметр расположения осей пальцев. Допускаемое давление обычно 30 кГ/см².

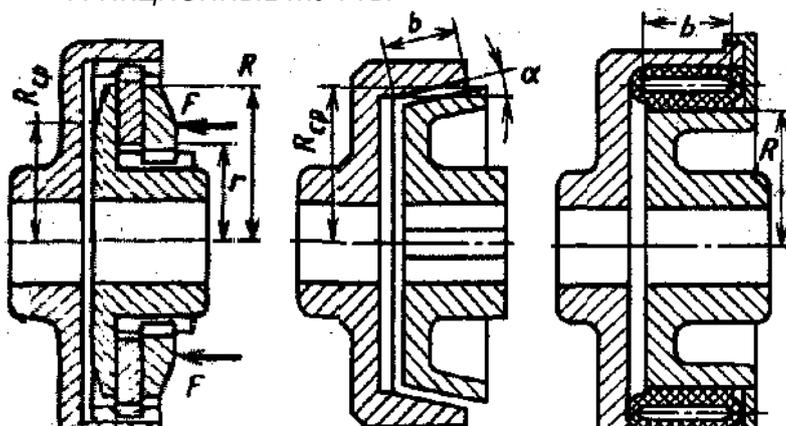
Пальцы муфты рассчитывают на изгиб.

ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ

Передают вращающий момент благодаря силам трения, возникающим в контакте между элементами муфты (лат. *frictio* - трение). Силы трения легко регулируются изменением силы сжатия трущихся поверхностей. Поэтому фрикционные муфты допускают плавное сцепление при любой скорости, что успешно используется, например, в конструкции автомобильного сцепления.

Кроме того, фрикционная муфта не может передать через себя момент больший, чем момент сил трения, поскольку

ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ



начинается проскальзывание контактирующих фрикционных элементов, поэтому фрикционные муфты являются эффективными неразрушающимися предохранителями для защиты машины от динамических перегрузок.

Встречаются различные формы рабочих поверхностей фрикционных элементов:

- дисковые, в которых трение происходит по торцевым поверхностям дисков (одно- и многодисковые);
- конусные, в которых рабочие поверхности имеют коническую форму;
- цилиндрические, имеющие цилиндрическую поверхность контакта (колодочные, ленточные и т.д.).

Главной особенностью работы фрикционных муфт является сжатие поверхностей трения. Отсюда ясно, что такие муфты рассчитываются на прочность по контактному давлению (аналогично напряжениям смятия). Для каждой конструкции необходимо вычислить сжимающую силу и разделить её на площадь контакта. Расчётное контактное давление не должно быть больше допускаемого для данного материала.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Детали объединяются в машину посредством соединений.

Соединения состоят из соединительных деталей и прилегающих частей соединяемых деталей, форма которых подчинена задаче соединения. В отдельных конструкциях специальные соединительные детали могут отсутствовать. Все соединения делятся на:

- Неразъёмные, разборка которых возможна лишь при разрушении соединяющих или соединяемых деталей;
- Разъёмные, позволяющие разборку без разрушения.
- Выбор типа соединения определяет конструктор.

НЕРАЗЪЁМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварные соединения

Не имеют соединяющих деталей. Выполняются за счёт местного нагрева и диффузии (перемешивания частиц) соединяемых деталей. Создают, практически, одну целую, монолитную деталь. Весьма прочны, т.к. используют одну из самых могучих сил природы - силы межмолекулярного сцепления.

Сварку (дуговую электросварку) изобрел в 1882 году российский инженер Н.И. Бенардос. С тех пор технология процесса значительно усовершенствована. Прочность сварного шва теперь практически не отличается от монолита, освоена сварка всех конструкционных материалов, включая алюминий и неметаллы.

Сварные соединения (швы) по взаимному расположению соединяемых элементов делятся на следующие группы:



Для сварки характерна высокая экономичность: малая трудоёмкость; сравнительная дешевизна оборудования; возможность автоматизации; отсутствие больших сил, как, например, в кузнечно-прессовом производстве; отсутствие больших объёмов нагретого металла, как, например, в литейном производстве. Однако говорить обо всех этих достоинствах имеет смысл только при хорошо налаженном и организованном технологическом процессе сварки.

Недостатки сварки состоят в том, что при низком качестве шва возникают температурные повреждения материала, кроме того, из-за неравномерности нагрева возникает коробление деталей. Это устраняется либо привлечением квалифицированного (высокооплачиваемого) сварщика, либо применением автоматической сварки, а также специальными приспособлениями, в которых деталь фиксируется до полного остывания.

Общее условие проектирования сварных соединений – обеспечение равнопрочности шва и свариваемых деталей [27].

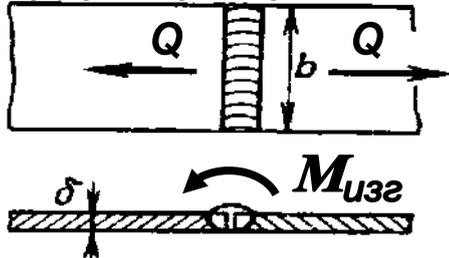
Расчёт на прочность сварных швов

По ориентации относительно приложенных сил различают:

- лобовые швы – перпендикулярные силам;
- фланговые швы – параллельны силам;
- косые швы – под углом к силам.

Эти виды швов в различных сочетаниях применяются в разных соединениях.

ЛОБОВОЙ ШОВ НАГРУЖЕН СИЛОЙ И МОМЕНТОМ



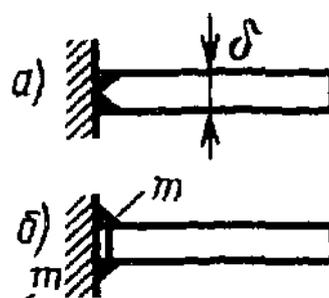
Соединения встык обычно выполняются лобовыми швами. При качественной сварке соединения разрушаются не по шву, а в зоне температурного влияния. Поэтому рассчитываются на прочность по сечению соединяемых деталей без учёта утолщения швов. Наиболее частые случаи – работа на растяжение и на изгиб.

Напряжения растяжения: $\sigma_{раст} = Q / S = Q / b\delta \leq [\sigma_{раст}]_{шва}$.

Напряжения изгиба: $\sigma_{изг} = M_{изг} / W = 6 M_{изг} / b\delta^2 \leq [\sigma_{изг}]_{шва}$.

Допускаемые напряжения шва $[\sigma_{раст}]_{шва}$ и $[\sigma_{изг}]_{шва}$ принимаются в размере

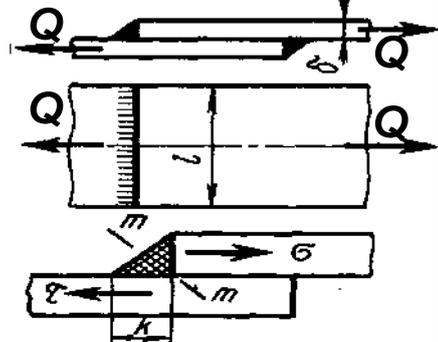
90% от соответствующих допустимых напряжений материала свариваемых деталей. Соединения выполняются лобовыми и косыми



соответствующих допустимых напряжений материала свариваемых деталей. Соединения выполняются лобовыми и косыми

Лобовые швы в инженерной практике рассчитывают только по касательным напряжениям. За расчётное сечение принимают биссектрису m-m, где обычно наблюдается разрушение. Расчёт только по касательным напряжениям

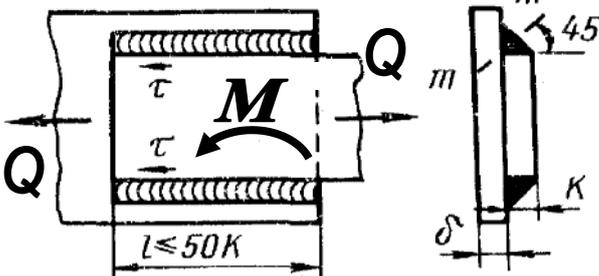
ЛОБОВОЙ ШОВ. КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ



не зависит от угла приложения нагрузки.

При этом $\tau = Q / (0,707 k l) \leq [\tau']_{шва}$.

ФЛАНГОВЫЙ ШОВ НАГРУЖЕН СИЛОЙ И МОМЕНТОМ



Фланговые швы характерны неравномерным распределением напряжений, поэтому их рассчитывают по средним касательным напряжениям. При действии растягивающей силы касательные напряжения равны:

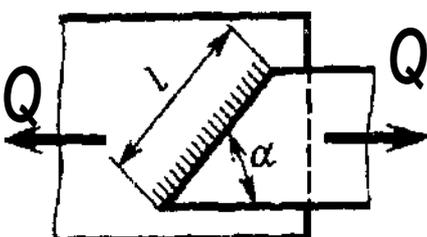
$$\tau = Q / (2 * 0,707 \delta l) \leq [\tau']_{шва}$$

При действии момента: $\tau = M / (0,707 k \delta l) \leq [\tau']_{шва}$.

Если швы несимметричны, то нагрузка на фланговые швы распределяется по закону рычага $Q_{1,2} = Q l_{1,2} / (l_1 + l_2)$, где l_1 и l_2 – длины швов.

При этом швы рассчитывают по соответствующим нагрузкам, а длины швов назначают пропорционально этим нагрузкам. Касательные напряжения в швах $\tau_{1,2} = Q_{1,2} / (1,414 \delta l_{1,2}) \leq [\tau']_{шва}$.

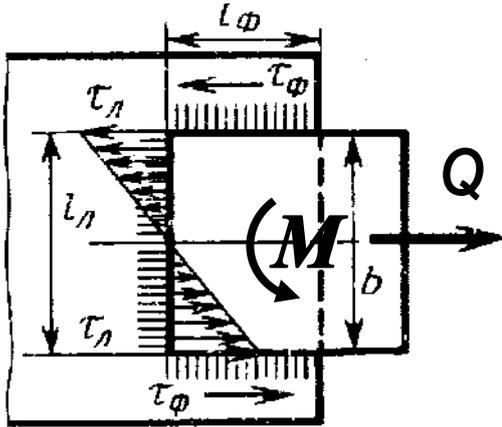
КОСОЙ ШОВ



Косые швы рассчитываются аналогичным образом. Нагрузка Q раскладывается на проекции в продольном и нормальном направлениях к шву, а далее выполняются расчёты лобового и флангового швов.

Комбинированные лобовые и фланговые швы рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При

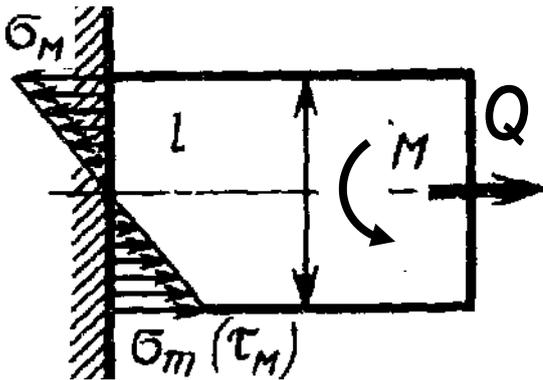
КОМБИНИРОВАННЫЙ ШОВ



действии силы Q касательные напряжения равны:
 $\tau_Q = Q / [0,707 k (2l_n + l_\phi)] \leq [\tau']_{шва}$.
 Если действует момент M , то
 $\tau_M = M / [0,707 k l_n (l_\phi + l_n / 6)] \leq [\tau']_{шва}$.
 При совместном действии силы и момента касательные напряжения складываются $\tau = \tau_M + \tau_Q \leq [\tau']_{шва}$.
 Тавровые и угловые швы соединяют элементы в перпендикулярных плоскостях. Выполняются либо стыковым швом с

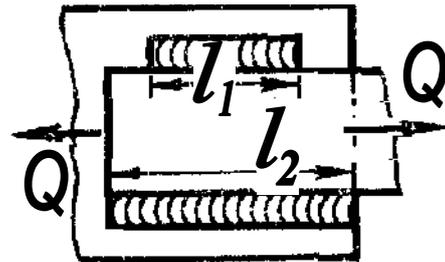
кой кромок (а), либо угловым без разделки кромок (б). При нагружении изгибающим моментом и силой Q прочность соединения оценивают:
 для стыкового шва (а) по нормальным напряжениям
 $\sigma = 6M / (b\delta^2) + Q / (l\delta) \leq [\sigma_{раст}]_{шва}$,

ТАВРОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ



для углового шва (б) по касательным напряжениям
 $\tau = 6M / (1,414 l_2 k) + Q / (1,414 l_1 k) \leq [\tau']_{шва}$.

НЕСИММЕТРИЧНЫЕ ШВЫ



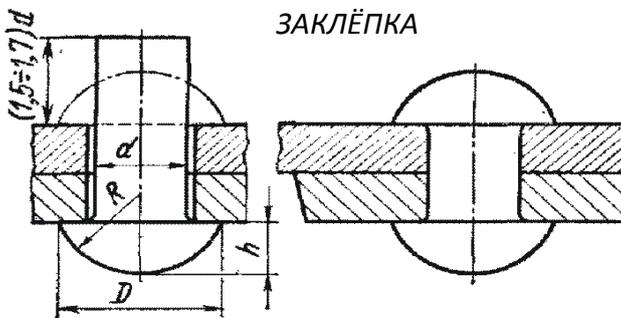
ных
 Выполняются стыковым швом с разделкой кромок (б) или

напряжениям

В любом случае для расчёта самых сложных сварных швов сначала необходимо привести силу и момент к шву и распределить их пропорционально несущей способности (длине) всех простых участков. Таким образом, любой сложный шов сводится к сумме простейших расчётных схем.

Заклёпочные соединения

Образуются с помощью специальных деталей – заклёпок [1, 10, 38]. Заклёпка имеет грибообразную форму и выпускается с одной головкой (закладной) вставляется в совместно просверленные детали, а затем хвостовик ударами молотка или прессы расклёпывается, образуя вторую головку (закрывающую). При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъёмное соединение.



Достоинства заклёпочного соединения:

- соединяют не свариваемые детали (А1);
- не дают температурных деформаций;
- + детали при разборке не разрушаются.

Недостатки заклёпочного соединения:

- детали ослаблены отверстиями;
- высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;

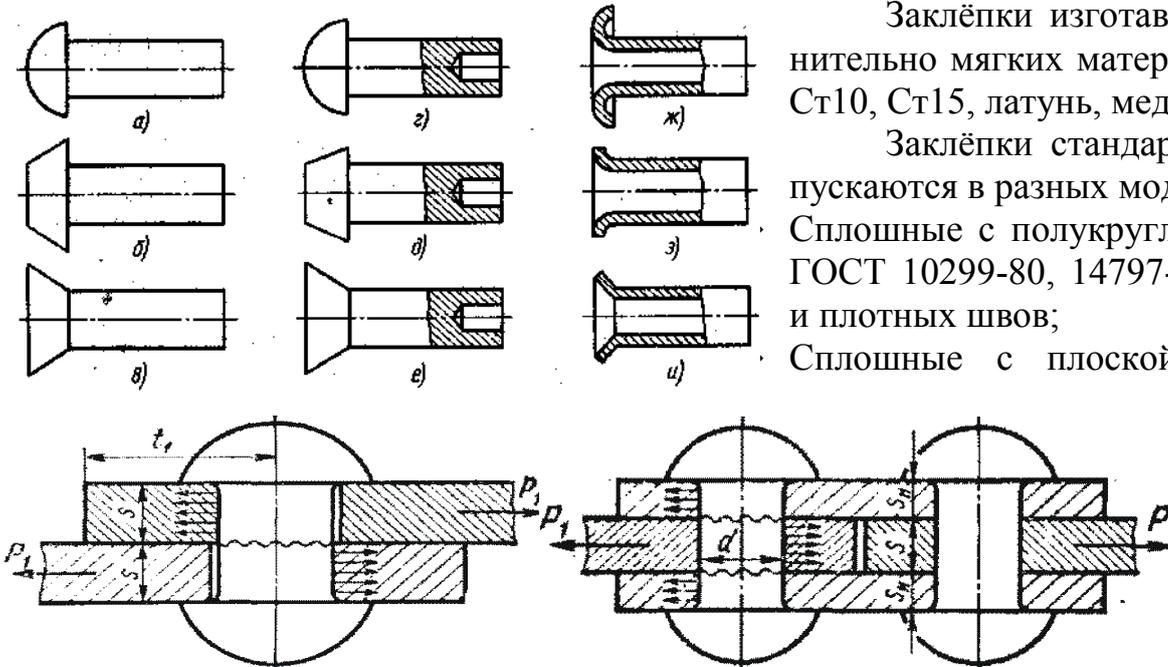
повышенный расход материала.

Заклёпки изготавливают из сравнительно мягких материалов: Ст2, Ст3, Ст10, Ст15, латунь, медь, алюминий.

Заклёпки стандартизованы и выпускаются в разных модификациях.

Сплошные с полукруглой головкой (а) ГОСТ 10299-80, 14797-85 для силовых и плотных швов;

Сплошные с плоской головкой (б)



ГОСТ 14801-85 для коррозионных сред;

→ Сплошные с потайной головкой (в) ГОСТ 10300-80, 14798-85 для уменьшения аэро- и гидросопротивления (самолёты, катера);

→ Полупустотелые (г,д,е) ГОСТ 12641-80, 12643-80 и пустотелые (ж,з,и) ГОСТ 12638-80, 12640-80 для соединения тонких листов и неметаллических деталей без больших нагрузок.

Заклёпки испытывают сдвиг (срез) и смятие боковых поверхностей. По этим двум критериям рассчитывается диаметр назначаемой заклёпки. При этом расчёт на срез – проектировочный, а расчёт на смятие – проверочный.

Здесь и далее имеем в виду силу, приходящуюся на одну заклёпку.

При одной плоскости среза диаметр заклёпки:

$$d_{закл} \geq \sqrt{4P/(\pi[\tau]_{срез})}$$

При двух плоскостях среза (накладки с двух сторон):

$$d_{закл} \geq \sqrt{2P/(\pi[\tau]_{срез})}$$

Напряжения смятия на боковых поверхностях заклёпки $\sigma_{см} = P/Sd \leq [\sigma]_{см}$, где S – толщина наименьшей из соединяемых деталей. При проектировании заклёпочных швов как, например, в цистернах, необходимо следить, чтобы равнодействующая нагрузок приходилась на центр тяжести шва.

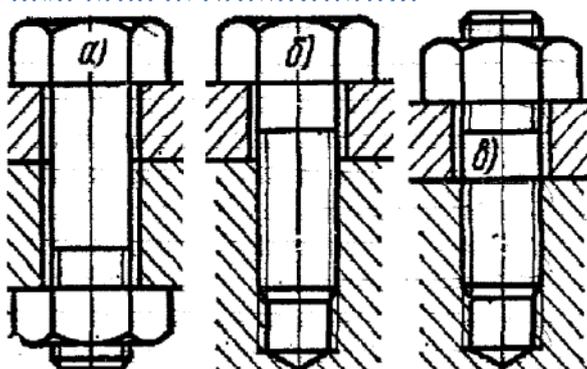
Следует симметрично располагать плоскости среза относительно линии действия сил, чтобы избежать отрыва головок.

Кроме того, необходимо проверять прочность деталей в сечении, ослабленном отверстиями.

РАЗЪЁМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

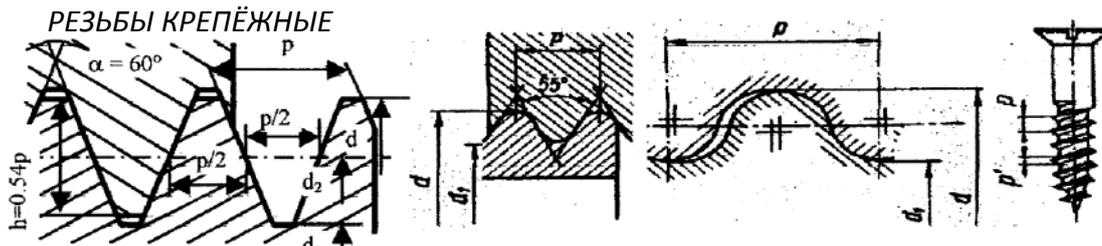
Резьбовые соединения

Являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъёмных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах [4,10].



Основные детали соединения имеют наружную либо внутреннюю винтовую нарезку (резьбу) и снабжены ограниченными поверхностями для захвата гаечным ключом.

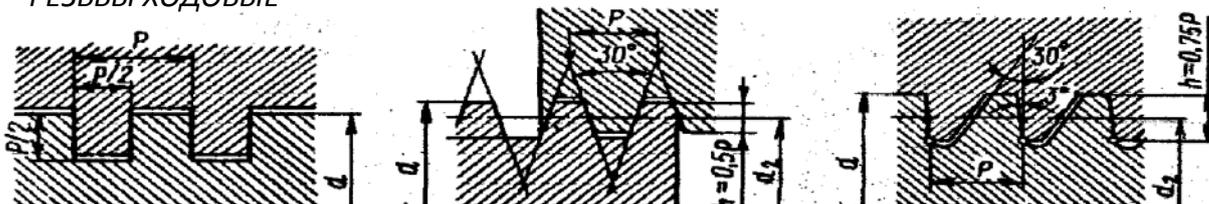
Болт – длинный цилиндр с головкой и наружной резьбой. Проходит сквозь соединяе-



ОСНОВНАЯ ТРУБНАЯ КРУГЛАЯ ДЛЯ ДЕРЕВА

мые детали и затягивается гайкой (а) – деталью с резьбовым отверстием. Винт – внешне не отличается от болта, но завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей (б). Шпилька – винт без головки с резьбой на обоих концах (в).

РЕЗЬБЫ ХОДОВЫЕ



ПРЯМОУГОЛЬНАЯ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ СИММЕТРИЧНАЯ НЕСИММЕТРИЧНАЯ

креплёжные для фиксации деталей (основная – метрическая с треугольным профилем, трубная – треугольная со скруглёнными вершинами и впадинами, круглая, резьба винтов для дерева) должны обладать самоторможением для надёжной фиксации;

Резьбовые соединения различают по назначению на:

→ резьбы

→ резьбы ходовые для винтовых механизмов (прямоугольная, трапецеидальная симметричная, трапецеидальная несимметричная упорная) должны обладать малым трением для снижения потерь.

Конструкции винтов и гаек весьма многообразны.

Для малонагруженных и декоративных конструкций применяются винты и болты с коническими и сферическими головками (как у заклёпок), снабжёнными линейными или крестообразными углублениями для затяжки отвёрткой. Для соединения деревянных и пластмассовых деталей применяют шурупы и саморезы – винты со специальным заострённым хвостовиком.

Болты и гайки стандартизованы. В их обозначении указан наружный диаметр резьбы.

Резьбовые соединения имеют ряд существенных достоинств:

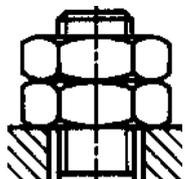
- + высокая надёжность;
- + удобство сборки-разборки;
- + простота конструкции;
- + дешевизна (вследствие стандартизации);
- + технологичность;
- + возможность регулировки силы сжатия.

Недостатки резьбовых соединений:

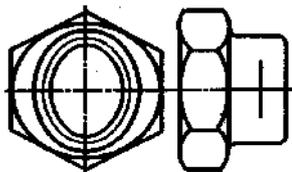
- концентрация напряжений во впадинах резьбы;
- низкая вибрационная стойкость (самоотвинчивание при вибрации).

Это серьёзные недостатки, однако, их можно свести к минимуму и, практически, полностью исключить. Это делается посредством правильного проектировочного расчёта и специальных мер стопорения, называемых на техническом языке "контровка". Известны следующие виды стопорения.

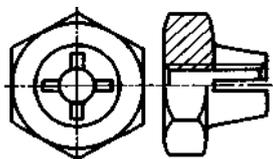
1. Стопорение дополнительным трением, за счёт создания дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней нагрузки.



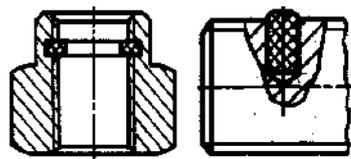
Контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила трения и затяжки в резьбе основной гайки ослабляется. Необходима взаимная затяжка гаек.



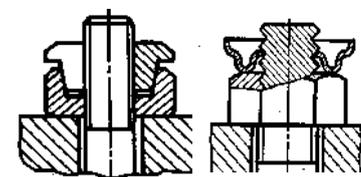
Самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы после нарезания резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс.



Иногда самоконтрящиеся гайки выполняются с несколькими радиальными прорезями.

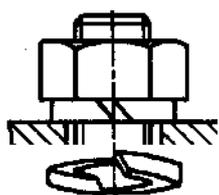


Гайки с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании, обеспечивают большие силы трения. Применяют полиамидную пробку в винте.

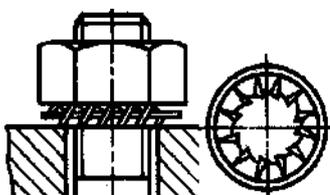


Контргайка цангового типа (слева) при навинчивании обжимается на конической поверхности.

Контргайка арочного типа (справа) при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу.

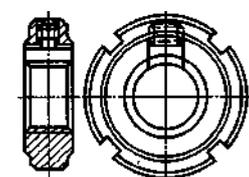


Пружинные шайбы обеспечивают трение в резьбе. Повышают сцепление врезанием своих острых срезов. Изготавливаются для правой и левой резьбы. Создают некоторое смещение нагрузки.



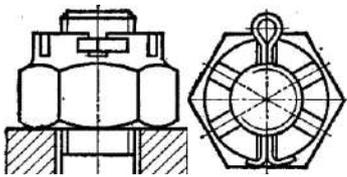
У пружинных шайб с несколькими отогнутыми усиками сила упругости направлена строго по оси болта.

Стопорение пружинными шайбами ненадёжно.

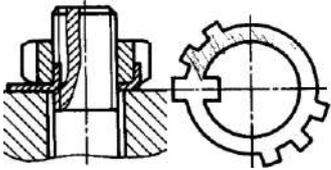


При спокойных нагрузках резьбы стопорят специальными винтами через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси.

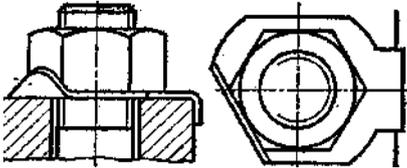
2. Стопорение специальными запирающими элементами, полностью исключая самопроизвольный поворот гайки.



Шплинты ГОСТ 397-79 сгибают из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь. Выпадению шплинта препятствуют его петля и разогнутые концы.



Шайбы с лапками ГОСТ 11872-80 стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу. Внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки – в шлицы гайки.



У шайб с лапками ГОСТ 3693/95-52 одна отгибается по грани гайки, а другая по грани детали. Стопорение такими шайбами, как и шплинтами, весьма надёжно и широко распространено.



В групповых соединениях головки болтов обвязывают проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затяжки резьбы.

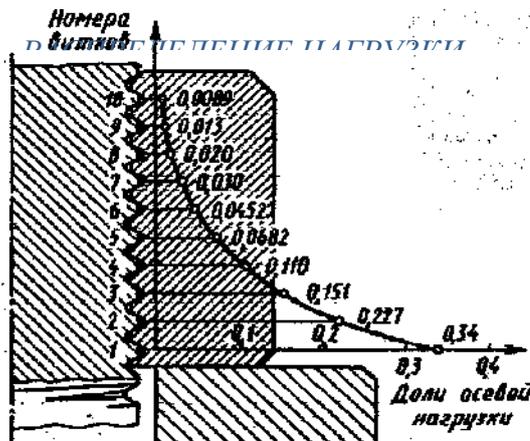
3. И, наконец, стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

Винты и гайки обычно выполняются из Ст3, Ст4, Ст5, Ст35, Ст45. Наиболее напряжённые соединения из Ст40, 40ХН. Декоративные винты и гайки выполняются из цветных металлов и пластмасс.

Выбор материалов, как и всех параметров резьбовых соединений, определяется расчётом на прочность.

Расчёт на прочность резьбовых соединений

Осевая нагрузка винта передаётся через резьбу гайке и уравнивается реакцией её опоры. Каждый из Z витков резьбы нагружается силами F_1, F_2, \dots, F_Z .



В общем случае нагрузки на витках не одинаковы. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима и была решена русским учёным Н.Е. Жуковским в 1902 г. на основе системы уравнений для стандартной шестигранной гайки. График показывает значительную перегрузку нижних витков и бессмысленность увеличения длины гайки, т.к. последние витки практически не нагружены. Такое распределение нагрузки позже было подтверждено экспериментально. При расчётах неравномерность нагрузки учитывают эмпирическим (опытным) коэффициентом K_m , который равен 0,87

для треугольной, 0,5 – для прямоугольной и 0,65 для трапецеидальной резьбы.

Основные виды разрушений у крепёжных резьб – срез витков, у ходовых - износ витков. Следовательно, основной критерий работоспособности для расчёта крепёжных резьб – прочность по касательным напряжениям среза, а для ходовых резьб – износостойкость по напряжениям смятия.

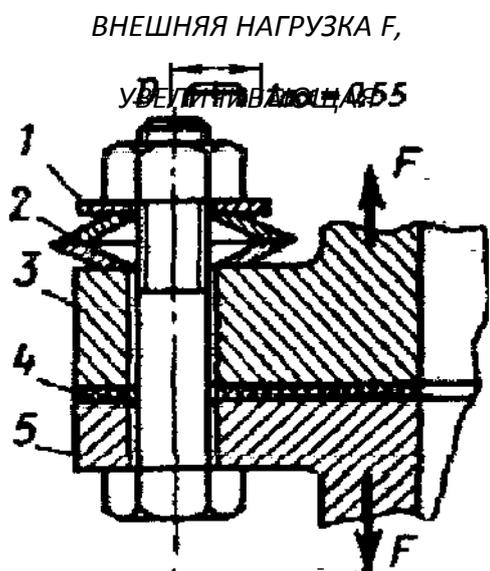
Условие прочности на срез:

$F / (\pi d_1 n K K_m) \leq [\tau]$ для винта; $\tau = F / (\pi d n K K_m) \leq [\tau]$ для гайки,
 где n – высота гайки или глубина закручивания винта в деталь, $K=ab/p$ или $K=ce/p$ – коэффициент полноты резьбы, K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам.

Условие износостойкости на смятие:

$$\sigma_{см} = F / (\pi d 2 n Z) \leq [\sigma]_{см},$$

где Z – число рабочих витков.



Равнопрочность резьбы и стержня винта является важнейшим условием назначения высоты стандартных гаек. Так, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала и учитывая, что $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$ условие равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение предстанет в виде: $\tau = F / (\pi d_1 n K K_m) = 0,6\sigma_T = 0,6 F / [(\pi/4) d_1 2]$. При $K = 0,87$ и $K_m = 0,6$ получаем $n \approx 0,8d_1$, а учитывая, что $d_1 = d$ окончательно принимаем высоту нормальной стандартной крепёжной гайки $n \approx 0,8d$.

Кроме нормальной стандартом предусмотрены высокие $n \approx 1,2d$ и низкие $n \approx 0,5d$ гайки. По тем же соображениям устанавливают глубину закручивания винтов и шпилек в детали: в стальные $n_1 = d$, в хрупкие – чугунные и силуминовые $n = 1,5d$. Стандартные высоты гаек

(кроме низких) и глубины закручивания избавляют нас от расчёта на прочность резьбы стандартных крепёжных деталей.

В расчётах невозможно игнорировать податливость болта и соединяемых деталей. В простейшем случае при болтах постоянного сечения и однородных деталях

$$\lambda_b = l_b / (E_b A_b); \lambda_d = \delta_d / (E_d A_d),$$

где λ_b, λ_d – податливости болта и деталей, равные их деформации при единичной нагрузке (податливость обратна жёсткости); E_b, E_d, A_b, A_d – модули упругости и площади сечения болта и деталей; δ_d – суммарная толщина деталей $\delta_d \approx l_b$.

В сложном случае податливость системы определяют как сумму податливостей отдельных участков болта и отдельных деталей. Под площадями сечения A понимают площади тех частей, которые подвержены деформации от затяжки болта. Здесь полагают, что деформации от гайки и головки болта располагаются вглубь деталей по конусам с углом $\alpha = 30^\circ$. Приравнивая объём этих конусов к объёму цилиндра, находят его диаметр

$$D_1 = D + (\delta_1 + \delta_2) / 4; A_d = \pi (D_1^2 - d_{отв}^2) / 4.$$

Внешняя нагрузка F деформирует не только болт, но и прокладки, шайбы, тарельчатые пружины и т.п. (1,2). Поэтому при расчёте суммарной нагрузки болта F_Σ вводят понятие коэффициента внешней нагрузки χ , равного приращению нагрузки болта в долях от внешней нагрузки. Тогда

$F_\Sigma = F_{зат} + \chi F$. При этом упругие прокладки 1 и 2 нельзя рассматривать как детали 3, 4 и 5, деформация которых уменьшается. В таких случаях все детали соединения разделяют на две системы:

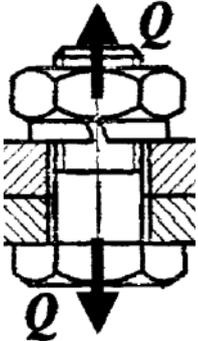
1. Детали системы болта, в которых под действием нагрузки абсолютная деформация возрастает (болт, прокладки 1,2);
2. Детали системы корпуса, в которых абсолютная деформация уменьшается (3,4,5).

$$\chi = \sum_3^5 \lambda_{ди} / (\lambda_{\sigma} + \sum_1^5 \lambda_{ди}).$$

При этом

В таких соединениях наборы упругих прокладок (шайб, тарельчатых пружин) существенно увеличивают податливость системы болта, а следовательно, уменьшают нагрузку на болт.

В расчёте болтов сначала находят силу, приходящуюся на один болт. Затем всё многообразие компоновок резьбовых соединений может быть сведено к трём простейшим расчётным схемам.



А. Болт вставлен в отверстия с зазором.

Соединение нагружено продольной силой Q. Болт растянут.

Условие прочности на растяжение запишется в виде: $\sigma_{раст}^{резьб} \leq [\sigma]_{раст}^{резьб}$.

Напряжения растяжения в резьбе $\sigma_{раст}^{резьб} = 4Q / \pi d_{внутр}^2$.

Из условия прочности на растяжение находим внутренний диаметр

резьбы болта $d_{внутр} \geq \sqrt{4Q / (\pi [\sigma]_{раст}^{резьбы})}$.

Найденный внутренний диаметр резьбы округляют до ближайшего большего по ГОСТ 9150-59. Там же указан конкретный типоразмер-номер (наружный диаметр резьбы) болта.

Б. Болт вставлен в отверстия без зазора.

Соединение нагружено поперечной силой P.

При этом болт работает на срез. Внутренний диаметр резьбы рассчитывается аналогично случаю с растяжением:

$$d_{внутр} \geq \sqrt{4P / (\pi [\tau]_{срез}^{резьбы})}.$$

Порядок назначения номера болта также аналогичен предыдущему случаю.

В. Болт вставлен с зазором.

Соединение нагружено поперечной силой F.

Сила затяжки болта V должна дать такую силу трения между деталями, которая была бы больше поперечной сдвигающей силы F.

Болт работает на растяжение, а от момента затяжки испытывает ещё и кручение, которое учитывается повышением нормальных напряжений на 30% (в 1,3 раза).

Тогда $d_{внутр} \geq \sqrt{4 * 1,3 * V / (\pi [\sigma]_{раст}^{резьбы})}$.

По опыту многочисленных расчётов принимают величину требуемой растягивающей силы V в зависимости от сдвигающей поперечной силы F

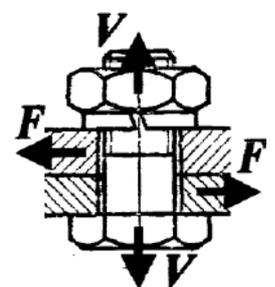
$$V = 1,2 F / f.$$

Тогда внутренний диаметр резьбы болта $d_{внутр} \geq \sqrt{6,24 F / (\pi f [\sigma]_{раст}^{резьб})}$,

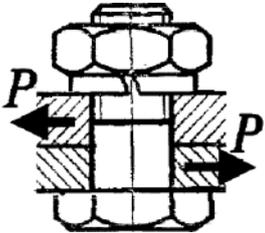
где f – коэффициент трения.

Во всех случаях в расчёте находится внутренний диаметр резьбы, а обозначается резьба по наружному диаметру. Распространённая ошибка состоит в том, что рассчитав, например, внутренний диаметр резьбы болта 8мм, назначают болт М8, в то время как следует назначить болт М10, имеющий наружный диаметр резьбы 10мм, а внутренний 8мм.

БОЛТ С ЗАЗОРОМ
И ПОПЕРЕЧНОЙ
СИЛОЙ



БОЛТ БЕЗ ЗАЗОРА

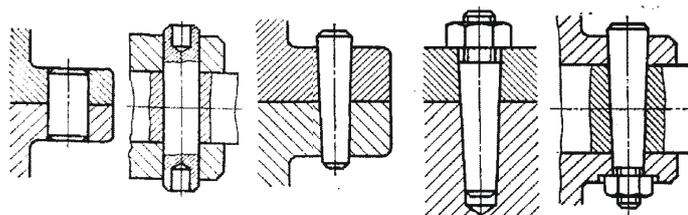


Концентрация напряжений во впадинах витков резьбы учитывается занижением допускаемых напряжений резьбы на 40% по сравнению с соответствующими допускаемыми напряжениями материала.

Штифтовые соединения

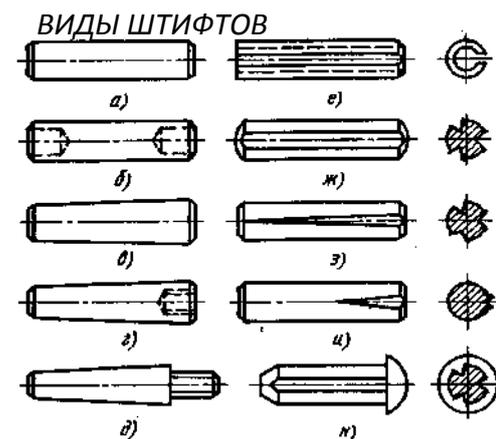
Образуются совместным сверлением соединяемых деталей и установкой в отверстие с натягом специальных цилиндрических или конических штифтов.

Соединения предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи небольших нагрузок.



Конструкции штифтов многообразны. Известны цилиндрические (а,б), конические (в,г,д), цилиндрические пружинные разрезные (е), просечённые цилиндрические, конические и др. (ж,з,и,к), простые, забиваемые в отверстия (б,в), выбиваемые из сквозных отверстий с другой стороны (гладкие, с насечками и канавками, пружинные, вальцованные из ленты, снабжённые резьбой для закрепления или извлечения (д) и т.д. Применяются специальные срезаемые штифты, служащие предохранителями.

Гладкие штифты выполняют из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные – из пружинной стали.



При закреплении колёс на валу штифты передают как вращающий момент, так и осевое усилие.

Достоинства штифтовых соединений:

- простота конструкции;
- простота монтажа-демонтажа;
- точное центрирование деталей благодаря посадке с натягом;

+ работа в роли предохранителя, особенно при креплении колёс к валу.

Недостатком штифтовых соединений является ослабление соединяемых деталей отверстием.

Подобно заклёпкам штифты работают на срез и смятие. Соответствующие расчёты выполняют обычно как проверочные

$$\tau_{срез} = \frac{8M_{вращ}}{\pi d_{вала}^2 d_{штифта}} \leq [\tau]_{срез}, \quad \sigma_{смят} = \frac{2M_{вращ}}{d_{вала} d_{штифта} (D_{ступицы} - d_{вала})} \leq [\sigma]_{смят}$$

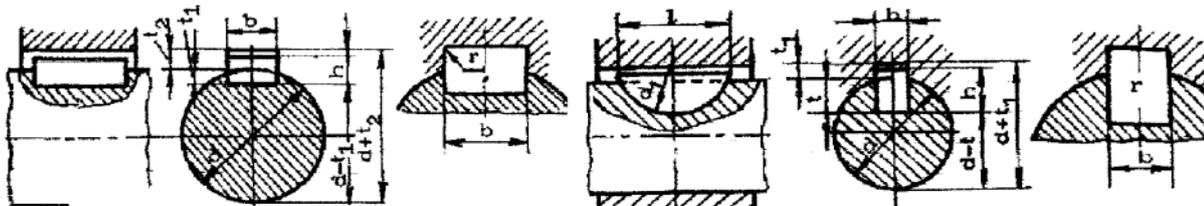
Штифты с канавками рассчитывают также, как гладкие, но допускаемые напряжения материала занижают на 50%.

Шпоночные соединения

Передают вращающий момент между валом и колесом. Образуются посредством шпонки, установленной в сопряжённые пазы вала и колеса.

Шпонка имеет вид призмы, клина или сегмента, реже применяются шпонки других форм.

ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ ШПОНКИ СЕГМЕНТНЫЕ



Шпоночные соединения:

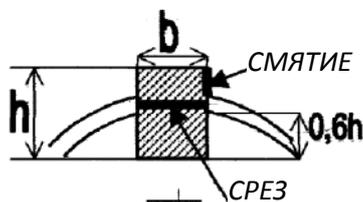
- + просты, надёжны;
- + удобны в сборке-разборке;
- + дешёвы.

Шпонки, однако:

- ослабляют сечение валов и ступиц колёс;
- концентрируют напряжения в углах пазов;
- нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки).

Шпоночные соединения могут быть:

- ненапряжёнными, выполняемыми призматическими или сегментными шпонками. Они передают момент только боковыми гранями;
- напряжёнными, выполняемыми клиновыми шпонками. Они передают момент за счёт сил трения по верхним и нижним граням.



Шпонки всех основных типов стандартизованы.

Для призматических шпонок стандарт указывает ширину и высоту сечения. Глубина шпоночного паза в валу принимается как 0,6 от высоты шпонки.

Призматические и сегментные шпонки всех форм испытывают смятие боковых поверхностей и срез по средней продольной плоскости:

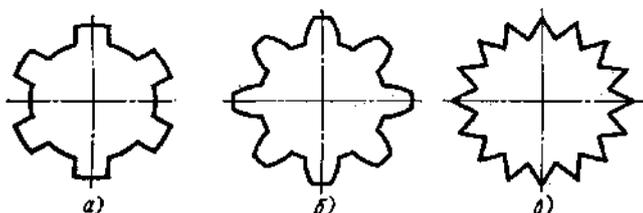
$$\sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{\text{смят}}; \quad \tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}}$$

здесь h – высота сечения шпонки, d – диаметр вала, b – ширина сечения шпонки, l – рабочая длина шпонки (участок, передающий момент).

Исходя из статистики поломок, расчёт на смятие проводится как проектный. По известному диаметру вала задаются стандартным сечением призматической шпонки и рассчитывают её рабочую длину.

Расчёт на срез – проверочный. При невыполнении условий прочности увеличивают рабочую длину шпонки.

Шлицевые соединения



Образуются выступами на валу, входящими в сопряжённые пазы ступицы колеса. Как по внешнему виду, так и по динамическим условиям работы шлицы можно считать многошпоночными соединениями. Некоторые авторы называют их зубчатыми

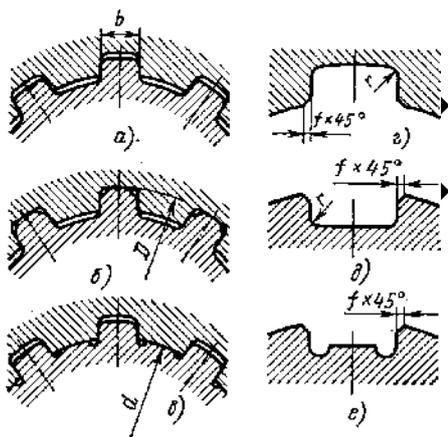
соединениями.

В основном используются прямоугольные шлицы (а), реже встречаются эвольвентные (б) ГОСТ 6033-57 и треугольные (в) профили шлицов.

Прямоугольные шлицы могут центрировать колесо по боковым поверхностям (а), по наружным поверхностям (б), по внутренним поверхностям (в).

В сравнении со шпонками шлицы:

- + имеют большую несущую способность;
- + лучше центрируют колесо на валу;
- + усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым;
- требуют специального оборудования для изготовления отверстий.



Основными критериями работоспособности шлицов являются:

- сопротивление боковых поверхностей смятию (расчёт аналогичен шпонкам);
- сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Смятие и износ связаны с одним параметром – контактным напряжением (давлением) $\sigma_{см}$. Это позволяет рассчитывать шлицы по обобщённому критерию одновременно на смятие и контактный износ. Допускаемые напряжения $[\sigma]_{см}$ назначают на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Для расчёта учитывается неравномерность распределения нагрузки по зубьям

$$\sigma_{см} = 8M_{вращ} / (Zhl d_{ср}) \leq [\sigma]_{см}$$

где Z – число шлицов, h – рабочая высота шлицов, l – рабочая длина шлицов, $d_{ср}$ – средний диаметр шлицевого соединения. Для эвольвентных шлицов рабочая высота принимается равной модулю профиля, за $d_{ср}$ принимают делительный диаметр.

Условные обозначения прямоугольного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев Z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D 8 \times 36 H7/g6 \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.