



Лекция 1.

Введение

- Предмет изучения. Основные понятия и определения
- Структура курса
- Критерии работоспособности деталей
- Виды расчетов
- Машиностроительные материалы



Основные понятия и определения

- Детали машин и основы конструирования является первым расчетно-конструкторским курсом, в котором изучают основы расчета и конструирования машин и механизмов.
- Любая машина состоит из деталей.
- *Деталь* – это часть машины, изготавливаемая без применения сборочных операций. Детали зачастую объединяют в узлы.
- *Узел* – это комплекс совместно работающих деталей. Сложные узлы могут включать несколько простых узлов. Например, редуктор включает подшипники качения, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т. д.



Предмет изучения

- Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие, которые применяют почти во всех машинах (крепёжные изделия, валы, зубчатые колеса, подшипники и т. д.). Их называют деталями и узлами общего назначения, именно они изучаются в рамках данного курса.
- Детали, применяемые в ограниченном числе машин, называют деталями специального назначения (шпиндели станков, поршни, лопатки турбин), их изучают в специальных курсах.



Структура курса

- Процесс разработки конструкции любой машины состоит из ряда последовательных этапов.

На основании технического задания выполняют расчет энергетических и кинематических параметров привода машины. Разрабатывают конструкции механических передач. Проектируют детали и узлы, несущие звенья механических передач, и соединения, обеспечивающие взаимосвязи деталей и узлов в машине.

- Указанная последовательность определяет следующий порядок изучения трех основных разделов курса.

1. *Механические передачи.*
2. *Валы, оси, подшипники, муфты.*
3. *Соединения.*



Основные требования к машинам

- *Работоспособность, надежность, технологичность, экономичность, удобство и безопасность обслуживания, эстетичность.*
- **Работоспособность** – состояние изделия (машины, узла, детали), при котором оно способно выполнять заданные функции.
- Показателями **технологичности** являются: трудоемкость, материалоемкость, энергоемкость всех этапов жизненного цикла изделия.
- При оценке **экономичности** изделия учитывают затраты на его проектирование, изготовление, эксплуатацию и ремонт.



Критерии работоспособности деталей

• Главным требованием, предъявляемым к любой детали, является сохранение ее работоспособности в течение заданного срока службы. Нарушение работоспособности детали называется *отказом*. Наиболее общие причины отказа принято называть *критериями работоспособности*. Основными критериями работоспособности деталей являются:

- *прочность,*
- *жесткость,*
- *износостойкость,*
- *теплостойкость,*
- *виброустойчивость*



Прочность

- *Прочность* – это способность сопротивляться разрушению при действии заданной нагрузки. Этот критерий является **наиболее важным**. Самым распространенным методом оценки прочности детали является сравнение расчетных напряжений в опасном сечении либо в опасной точке детали с допускаемыми напряжениями.
- В зависимости от вида деформации напряжения могут быть нормальными, например, при растяжении, сжатии и изгибе, или касательными, например, при срезе и кручении. *Условия прочности* по соответствующим напряжениям имеют вид

$$\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau],$$

где $[\sigma]$ и $[\tau]$ – допускаемые нормальные и касательные напряжения.



Допускаемые напряжения

- При статических нагрузках допускаемые нормальные напряжения определяют по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_u}{[S]},$$

где σ_u – предельное напряжение, при достижении которого происходит разрушение детали; $[S]$ – коэффициент запаса прочности.

- Для хрупких материалов $\sigma_u = \sigma_B$,
- для пластичных материалов $\sigma_u = \sigma_T$,

где σ_B – предел прочности, σ_T – предел текучести.



Коэффициент запаса прочности

- *Коэффициент запаса прочности* получают как произведение частных значений коэффициентов, учитывающих различные факторы

$$[S] = S_1 S_2 S_3,$$

где S_1 – коэффициент, учитывающий *неточности в определении нагрузок и напряжений* $S_1=1 \dots 1,5$;

- S_2 – коэффициент, учитывающий *неоднородность материала* (для пластичных материалов $S_2=1,2 \dots 1,5$, для хрупких материалов S_2 может достигать значений 2,5 и более);
- S_3 – коэффициент, учитывающий *степень ответственности детали* (в общем машиностроении принимают $S_3 = 1 \dots 1,5$).



Жесткость

Жесткость – это способность сопротивляться деформациям при действии заданной нагрузки. Под деформациями понимаются изменение размеров и формы детали. Жесткость некоторых деталей может определять работоспособность машины либо узла. Так, упругая деформация вала приводит к взаимному перекосу колец подшипников качения, связанных с валом. Для каждого подшипника в ГОСТ дается допустимое предельное значение угла перекоса колец от нескольких минут до $3...4^\circ$ в зависимости от типа подшипника. Для расчета деформаций в сравнительно простых случаях используют методы сопромата (интеграл Мора или способ Верещагина), в более сложных случаях применяют методы теории упругости.



Износостойкость

Износостойкость – это способность сопротивляться износу. Под износом понимают процесс постепенного изменения размеров детали или узла в результате действия сил трения. При этом увеличиваются зазоры в подшипниках, зубчатых передачах, направляющих, снижаются качественные характеристики машин (точность, мощность, КПД, прочность).

Износ значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость периодического проведения ремонтных работ. Высокая стоимость ремонта обусловлена трудностью его механизации и автоматизации, значительными затратами ручного труда.



Теплостойкость

Теплостойкость – сохранение работоспособности при переменных температурах. Нагрев деталей машин в процессе эксплуатации вызывает *снижение прочности* материала деталей, *ухудшение смазочной способности* масляных пленок и увеличения в связи с этим износа деталей, *изменение зазоров в сопряжениях*. Это может привести к заклиниванию или заеданию, а также снижает точность работы машины.

Для исключения влияния переменных температур на работу машин выполняют их *тепловой расчет* и, в случае необходимости, предусматривают варианты обеспечения заданного температурного режима (например, используют систему естественного или искусственного охлаждения).



Виброустойчивость

Виброустойчивость – способность сопротивляться вибрациям. Появление вибраций при работе машины вызывает *дополнительные переменные напряжения в деталях и узлах*, что может привести к их усталостному разрушению. Особенно опасны резонансные режимы работы.

Кроме того, вибрации *снижают точность обработки, ухудшают качество обрабатываемой поверхности, сопровождаются увеличением уровня шума* при работе машины.

Для исключения нежелательных вибраций необходимо выполнять *динамические расчеты машин* и использовать специальные конструктивные решения (установка гасителей колебаний).



Виды расчетов

- В инженерной практике встречаются два вида расчетов: *проектный* и *проверочный*.
- *Проектный* расчет является предварительным, упрощенным, выполняется в процессе разработки конструкции детали для определения ее размеров и выбора материала детали.
- *Проверочный* расчет является уточненным, он проводится при известных форме и размерах детали, а также заданной технологии ее изготовления.
- При проектном расчете число неизвестных обычно больше числа уравнений. В поисках наилучшего конструктивного варианта приходится выполнять многовариантные расчеты, либо решать оптимизационную задачу. В этих случаях существенно увеличить производительность труда конструктора позволяет использование ЭВМ.



Машиностроительные материалы

- Для изготовления деталей в машиностроении широко используются стали, чугуны, сплавы цветных металлов.
- *Сталью* называется железоуглеродистый сплав с содержанием углерода до 2 %. По сравнению с другими материалами стали имеют высокую прочность, пластичность, хорошо поддаются механической, термической и химико-термической обработке. По химическому составу различают *углеродистые* и *легированные* стали. Наибольшее применение находят углеродистые стали. С ростом содержания углерода увеличивается прочность стали и снижается пластичность.
- *Углеродистые стали* делятся на три группы: *обыкновенного качества, качественная общего назначения* (конструкционная) и *специальная* (например, инструментальная).

Углеродистые стали

- Наиболее широко применяются *стали обыкновенного качества*. Из них изготавливают детали машин, работающие при сравнительно малых напряжениях (крепеж, оси, шестерни, крышки подшипниковых узлов, металлоконструкции и др.). Они обозначаются буквами Ст и номерами в порядке возрастания прочности (например, Ст3, Ст5); причем, начиная со Ст4, номер соответствует минимальному значению временного сопротивления в МПа, деленному на 100.
- *Качественные* углеродистые стали маркируют двухзначными числами, указывающими среднее содержание углерода в сотых долях процента (например, сталь 45 содержит 0,45% С). В зависимости от содержания углерода эти стали условно делят на *низкоуглеродистые* (до 0,25% С), *среднеуглеродистые* (от 0,3 до 0,55% С) и *высокоуглеродистые* (от 0,6 до 0,85% С).

Легированные стали и сплавы

- *Низкоуглеродистые* стали хорошо поддаются пластической деформации, *среднеуглеродистые* стали хорошо обрабатываются методами резания и широко используются для изготовления различных деталей машин. *Высокоуглеродистые* стали применяют для изготовления высоконагруженных деталей машин (пружин, рессор и др.).
- В химический состав *легированных* сталей добавляют легирующие элементы, улучшающие их свойства. В обозначении сталей буквами указывают легирующие элементы: М – молибден, Н – никель, Т – титан, Х – хром и др. Цифры после букв означают процентное содержание соответствующего компонента. До 1,5% цифра не ставится. *Легированные стали используют для изготовления ответственных деталей машин* (валов, зубчатых колес и т. п.). Если легирующих элементов больше чем железа, то такие стали называют *сплавами*.



Термообработка сталей

- Для придания стали требуемых свойств выполняют *термическую обработку*, состоящую из трех стадий: нагрева до требуемой температуры с определенной скоростью, выдержки при этой температуре в течение определенного времени и охлаждения с заданной скоростью. Основные виды термической обработки: *отжиг, нормализация, закалка и отпуск*.
- *Отжиг* проводится для уменьшения остаточных напряжений в деталях, получаемых отливкой, сваркой или обработкой давлением, а также для снижения твердости и улучшения обрабатываемости деталей.
- *Нормализацию* применяют для получения однородной структуры материала с более высокой твердостью, чем после отжига.
- *Закалку* используют для повышения прочности и износостойкости деталей. Различают объемную и поверхностную закалку. В последнем случае упрочняется только поверхность детали, а сердцевина остается вязкой.



Химико-термическая обработка сталей

- *Отпуск* обычно применяют после закалки стальных отливок, поковок, проката для повышения вязких свойств, снижения остаточных напряжений и улучшения обрабатываемости резанием.
- При *химико-термической обработке* стальных деталей *изменяется химический состав их поверхностных слоев*, что позволяет обеспечить высокую твердость, прочность и износостойкость поверхностных слоев. Наиболее широко применяются такие способы химико-термической обработки, как *цементация* (насыщение поверхностного слоя углеродом), *азотирование* (насыщение поверхностного слоя азотом) и *нитроцементация* (одновременное насыщение поверхностного слоя углеродом и азотом).

Чугуны

- *Чугуном* называют железоуглеродистый сплав с содержанием углерода свыше 2%. Чугуны хорошо обрабатываются резанием, обладают улучшенными литейными свойствами и пониженной пластичностью. Различают **белые, ковкие и серые чугуны**.
- Широкое применение находит *серый чугун*. Его обозначают буквами СЧ и двузначным числом, показывающим деленное на 10 значение предела прочности чугуна при растяжении в МПа (например, СЧ 10, СЧ 20). Серые чугуны используют в основном для деталей сложной конфигурации, требующих литой заготовки.
- *Белые чугуны* обладают высокой твердостью и износостойкостью, хорошо сопротивляются коррозии. Из них делают детали, работающие на износ, в агрессивных средах, в условиях повышенных температур.
- *Ковкий чугун* применяют для деталей машин, получаемых отливкой, работающих при действии ударных нагрузок.



Сплавы цветных металлов

- Из *сплавов цветных металлов* наиболее широко в машиностроении применяют сплавы меди и баббиты.
- *Сплавы на основе меди* разделяют на *латуни*, в которых основным легирующим элементом является цинк, и *бронзы*.
- *Латуни* хорошо обрабатываются давлением, резанием, литьем, имеют высокие антифрикционные свойства, хорошо сопротивляются коррозии. Применяются для изготовления деталей узлов трения, проволоки, труб, арматуры. *Стоимость латуни в 5 и более раз превышает стоимость качественной стали.*
- *Бронзы* различают по содержанию в них основного легирующего элемента на *оловянистые, алюминиевые* и др. Бронзы отличаются высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами, широко применяются в узлах трения для изготовления вкладышей подшипников скольжения, венцов червячных колес и т.д. *Стоимость бронз на порядок превышает стоимость качественной стали.*



Сплавы цветных металлов

- *Баббиты* – сплавы на основе олова, свинца и кальция с хорошими антифрикционными свойствами. Их применяют для заливки вкладышей подшипников скольжения. *Стоимость баббитов в 20 и более раз превышает стоимость качественной стали.*



Лекция 2.

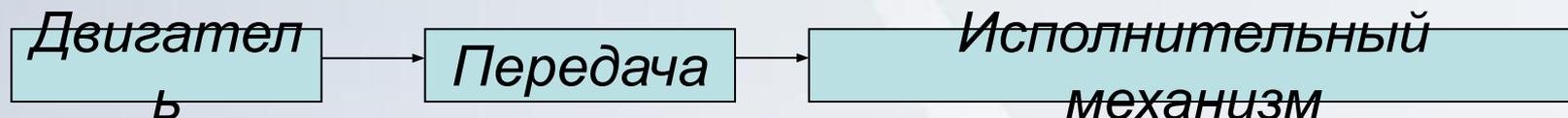
Механические передачи

- Понятие о механических передачах
- Классификация механических передач вращательного движения
- Основные кинематические и энергетические зависимости
- Типы цилиндрических зубчатых передач
- Виды разрушения зубьев. Критерии расчета зубчатых передач
- Материалы зубчатых колес и способы термообработки



Общее определение

- Передачей* называется устройство, передающее энергию на расстояние, обычно с преобразованием скоростей и крутящих моментов. Передачу устанавливают между двигателем и исполнительным механизмом



$$P_1, n_1, T_1$$

$$u, \eta$$

$$P_2, n_2, T_2$$

P – мощность, n – частота вращения,

T – крутящий момент, u – передаточное отношение,

η – КПД

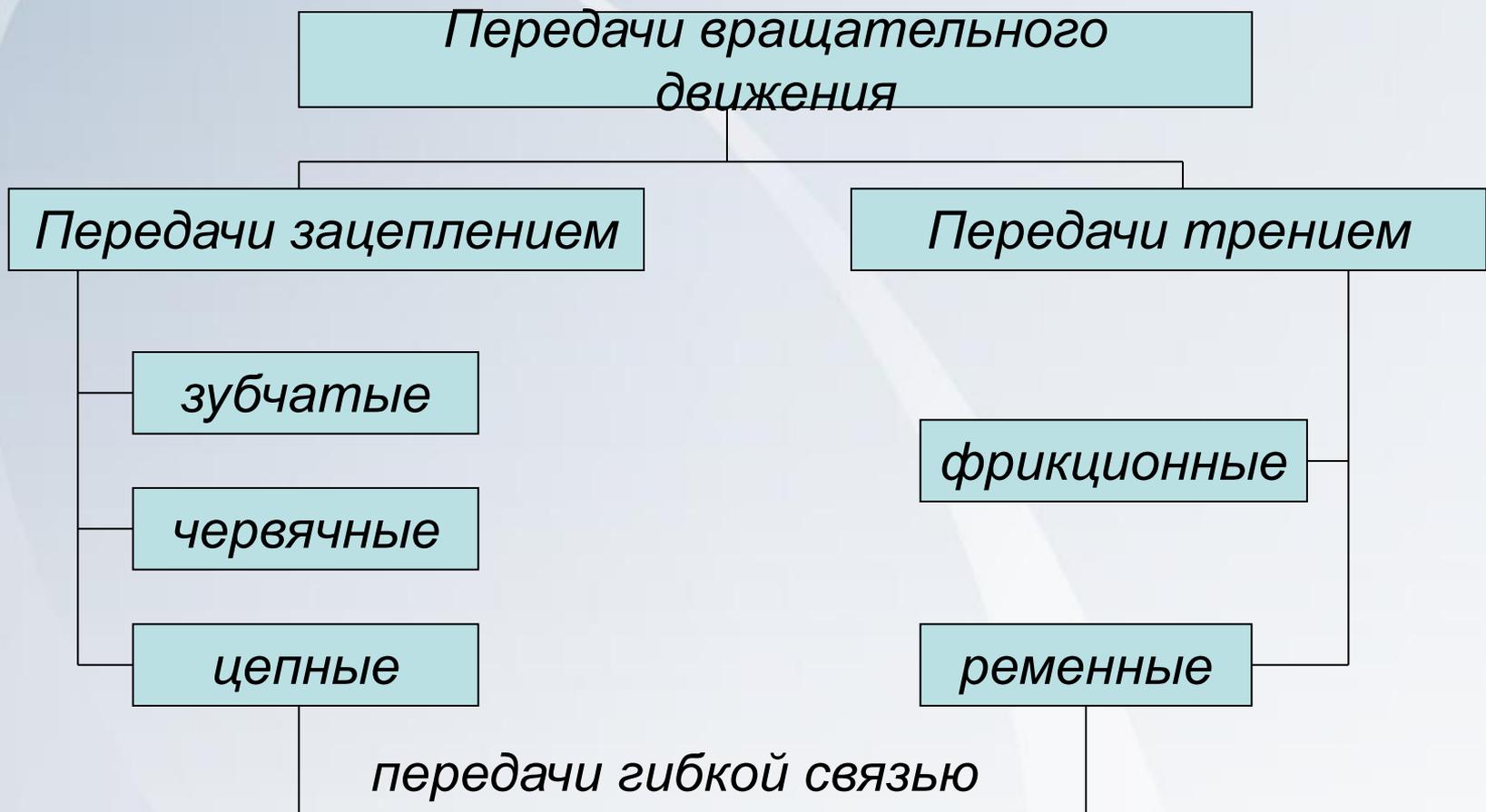


Основные функции механических передач

- *согласование угловых скоростей двигателя и исполнительного органа машины*
- *преобразование крутящих моментов*
- *преобразование вида движения (вращательного в поступательное и наоборот)*
- *регулирование скорости движения исполнительного органа машины при постоянной скорости вала двигателя*



Классификация механических передач





Основные кинематические и энергетические зависимости

Кинематической характеристикой передачи является *передаточное отношение*, равное отношению угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена

$$u = \omega_1 / \omega_2.$$

С учетом связи между угловой скоростью и частотой вращения $\omega = \pi n / 30$ запишем $u = n_1 / n_2$.

При $u > 1$ угловая скорость ведомого звена меньше угловой скорости ведущего звена и передача называется *понижающей*. Если $u < 1$, то передача называется *повышающей*.

Агрегат с одной или несколькими понижающими передачами называется *редуктором*, агрегат с повышающей передачей – *мультипликатором*.



КПД и крутящие моменты

Важной характеристикой передачи является ее *коэффициент полезного действия*, равный отношению мощности на ведомом звене к мощности на ведущем звене

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Представим мощность на ведущем звене при вращательном движении через крутящий момент и угловую скорость $P_1 = \omega_1 T_1$, где P_1 - мощность, Вт; T_1 - крутящий момент, Н·м; ω_1 - угловая скорость, рад/с. Отсюда получим крутящий момент для мощности в кВт, заменяя угловую скорость частотой вращения в мин⁻¹

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$$



Типы передач

- *Цилиндрические зубчатые передачи* применяются для передачи вращения между валами с параллельными осями. Различают передачи *внешнего* (рис. 1) и *внутреннего* (рис. 2, б) зацепления.

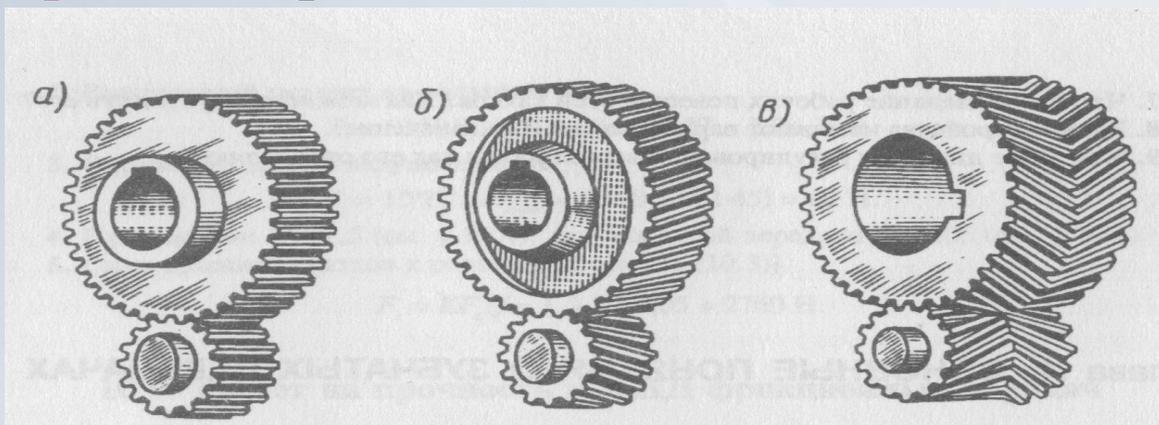


Рис.1

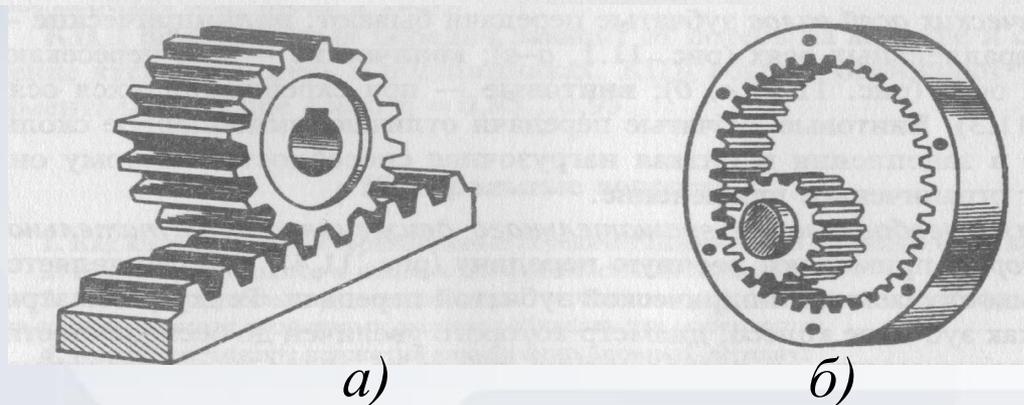


Рис.2



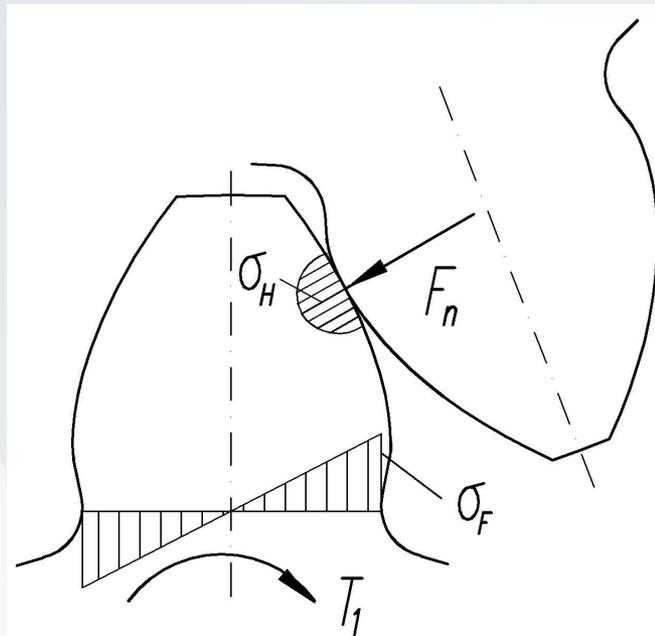
Реечная передача

- Разновидностью цилиндрической зубчатой передачи является *реечная передача*, состоящая из шестерни и рейки (рис. 2, а). Эта *передача предназначена для преобразования вращательного движения шестерни в возвратно-поступательное движение рейки, и наоборот*. Рейку можно представить как часть венца цилиндрического зубчатого колеса бесконечно большого диаметра.
- Простейшая цилиндрическая зубчатая передача состоит из двух зубчатых колес с неподвижными осями. *Меньшее зубчатое колесо называется шестерней, большее – колесом*. Параметрам шестерни предписывают индекс 1, а параметрам колеса – 2.



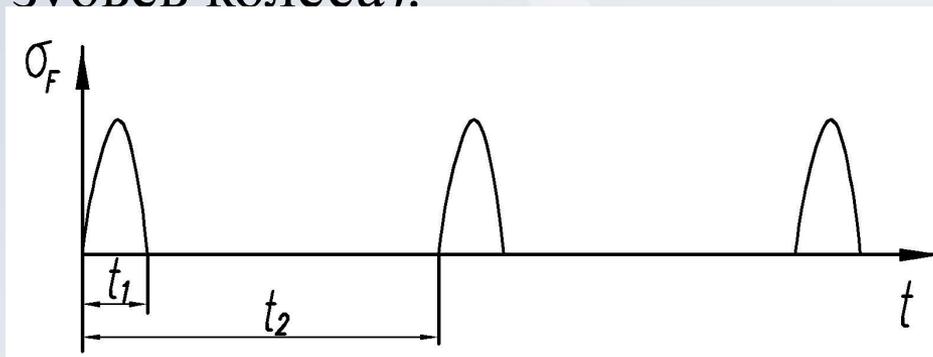
Напряжения в зубьях

- При передаче крутящего момента на зуб действует нормальная к поверхности эвольвенты сила F_n .
- В результате упругих деформаций зубьев между ними появляется площадка контакта, по которой распределены контактные напряжения σ_H . Индекс H характеризует контактные напряжения.
- У основания зуба действуют напряжения изгиба σ_F . Индекс F характеризует напряжения изгиба.



Характер изменения напряжений в зубьях

Напряжения σ_H и σ_F изменяются во времени по пульсирующему циклу. При входе зуба в зацепление напряжения действуют в течение времени t_1 . Повторное нагружение зуба произойдет после полного оборота зубчатого колеса, которому соответствует время $t_2 \approx t_1 z$ (здесь z – число зубьев колеса).



Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев – их *поломки* или *выкрашивания рабочих поверхностей*. Силы трения в зацеплении приводят к *абразивному износу и заеданию зубьев*.



Поломка зуба

Поломка зуба наиболее опасный вид разрушения, приводящий не только к выходу из строя передачи, но часто и к разрушению других деталей приводного механизма (валов, подшипников).
Различают поломки усталостного характера, связанные с действием переменных напряжений σ_F и поломки от перегрузок.

Для предупреждения усталостной поломки зуба его рассчитывают на *выносливость по напряжениям изгиба.*

Повышению изгибной прочности зуба способствуют:

- *увеличение модуля,*
- *увеличение коэффициента смещения,*
- *повышение прочности материала колеса,*
- *повышение точности изготовления и монтажа передачи.*



Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев

Выкрашивание - основной вид разрушения зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых передач. При действии переменных контактных напряжений на рабочей поверхности зуба появляются усталостные микротрещины. Разрушение начинается вблизи от полюса зацепления, где действует наибольшее нагрузки. Развитие трещин приводит к выламыванию частиц материала с поверхности зуба. Для предупреждения выкрашивания выполняют расчет зубьев на *выносливость по контактными напряжениям*.

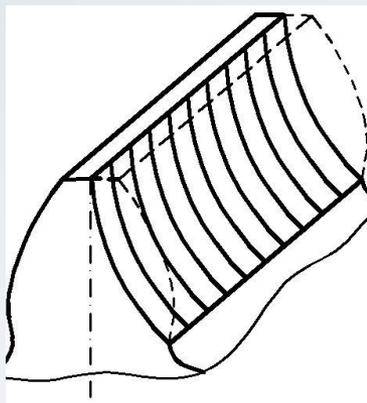
Повышению контактной прочности зуба способствуют:

- *увеличение межосевого расстояния и ширины зуба,*
- *повышение твердости поверхностей зубьев,*
- *уменьшение шероховатости поверхностей зубьев.*



Абразивный износ

- *Абразивный износ является основным видом разрушения зубьев открытых передач. Абразивные частицы, попадая на поверхность зуба, истирают его. В результате размеры зуба в опасном сечении уменьшаются (см. рис.), что приводит к снижению кинематической точности передачи и со временем к поломке зуба. Для уменьшения износа улучшают условия смазки, повышают твердость и снижают шероховатость поверхности зуба.*

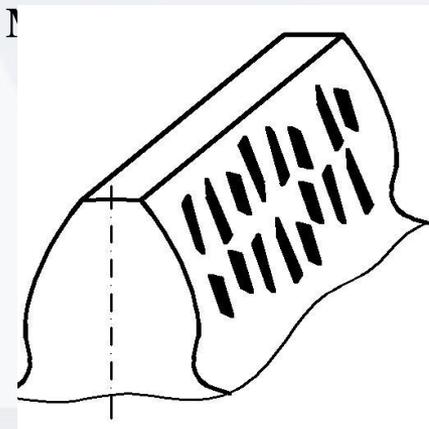




Заедание зубьев

Заедание зубьев проявляется в приваривании частиц материала одного зуба к другому зубу при разрушении масляной пленки и повышении температуры в зоне контакта микронеровностей зубьев. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности сопряженных зубьев.

Этот вид разрушения характерен для крупномодульных тихоходных зубчатых передач, имеющих повышенные скорости относительного скольжения. Для предупреждения заедания используют теплостойкие стали и материалы с повышенной вязкостью и противозадирными присадками.





Выбор материалов зубчатых колес и способов термообработки

- Выбор материалов зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. *Наибольшее применение находят стальные зубчатые колеса.* Реже применяют колеса чугунные и пластмассовые.
- В зависимости от твердости поверхности зубьев после термообработки стальные *зубчатые колеса можно условно разделить на две группы.*
- *Первая группа* – зубчатые колеса с твердостью поверхности зубьев $H \leq 350$ НВ. Материалами для колес служат углеродистые стали 40, 45, легированные стали 40Х, 40ХН и др. Способы термообработки – *нормализация и улучшение.* *Термообработку проводят до нарезания зубьев.* Твердость сердцевины зуба и его рабочей поверхности одинаковы. *Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению.*



Колеса второй группы

- *Вторая группа* – зубчатые колеса с твердостью поверхности зубьев $H > 350$ НВ. Используется следующая технология получения колес этой группы. *Сначала нарезают зубья, затем проводят их термообработку.* Искажение формы зубьев при термообработке исправляют шлифованием или обкаткой со специальными пастами.
- Наибольшее применение для получения колес этой группы находят следующие способы термической или химико-термической обработки :
 - *Объемная закалка*
 - *Поверхностная закалка ТВЧ* (токами высокой частоты)
 - *Цементация*
 - *Азотирование*
 - *Нитроцементация*



Объемная закалка

- Наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. Применяют для углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,35...0,5% (стали 45, 40Х, 40ХН и т. д.). Достигается твердость поверхности зуба 45...55 НРС₉. Зуб прокаливается по всему объему и не сохраняет вязкую сердцевину. *Недостатками объемной закалки являются: значительное коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; низкое сопротивление ударным нагрузкам.* Применяют в основном для малоответственных передач.
- Другие способы получения колес этой группы обеспечивают высокую твердость поверхности зуба при сохранении вязкой сердцевины.



Поверхностная закалка ТВЧ

- *Поверхностная закалка ТВЧ* обеспечивает поверхностную твердость зуба 48...55 HRC₃.
- Применяется для сталей с содержанием углерода 0,3...0,5% при модуле не менее 2,5 мм. Толщина закаленного слоя достигает (0,25...0,4)т.
- *При закалке ТВЧ нагреваются только поверхностные слои зубьев, что значительно снижает искажение формы зубьев, уменьшает припуски на выполнение доводочных операций.* Колеса сравнительно невысокой степени точности (7-я и грубее) можно получать без доводочных операций.



Цементация

- *Цементация* – насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой. Обеспечивает поверхностную твердость зуба 56...63 HRC₉. Применяют для низкоуглеродистых сталей с содержанием углерода до 0,3% (сталь 20, 20Х, 12ХНЗА, 20ХНМ).

Глубина цементации составляет 0,1...0,15 от толщины зуба, но не более 1,5...2 мм.

Закалка после цементации приводит к короблению зуба, и потому требуются отделочные операции.



Азотирование

- *Азотирование* – насыщение азотом поверхностного слоя. Обеспечивает высокую твердость 58...65 HRC_э и износостойкость поверхностных слоев.
- Для азотируемых колес применяют стали, легированные хромом, никелем, алюминием и др., например, 38ХМЮА, 35ХЮА.
- *Зубья после азотирования не подвергают закалке, имеют незначительное искажение формы и не требуют дополнительных доводочных операций.*
- Недостатком азотируемых колес является *малая толщина упрочненного слоя 0,2...0,6 мм*, не позволяющая применять их при ударных нагрузках и при работе с абразивным изнашиванием.



Нитроцементация

- *Нитроцементация* – одновременное насыщение поверхностного слоя углеродом и азотом с последующей закалкой. Обеспечивает поверхностную твердость зуба 58...65 HRC_э. Применяют для среднеуглеродистых сталей (например, 40X, 25ХГТ).
- Толщина упрочненного слоя составляет (0,13...0,2)mm, но не более 1,2 мм. *Искажения зубьев существенно меньше, чем при цементации, не требуются дополнительные доводочные операции.*

Выбор материалов зубчатых колес

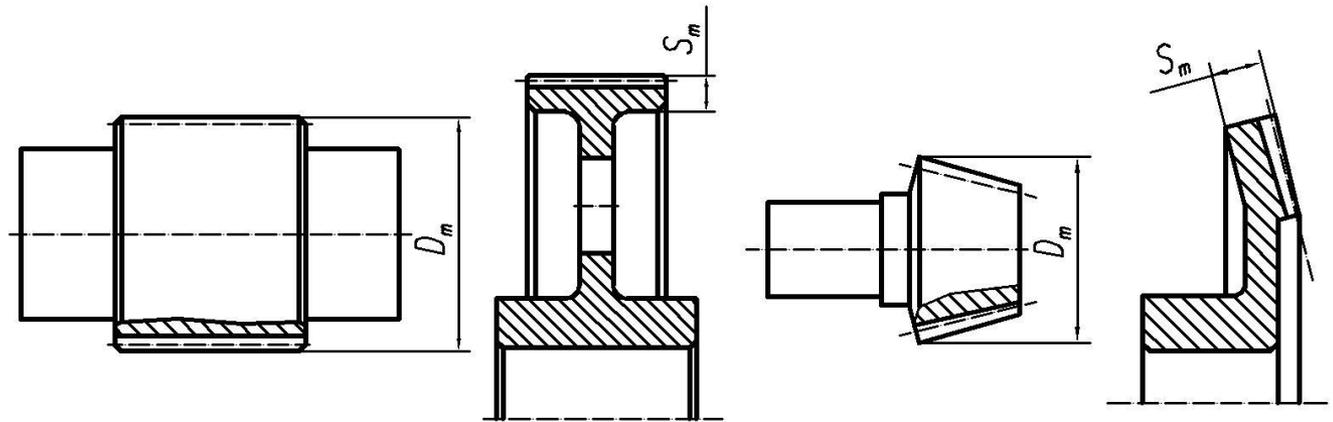
Выбор материалов зубчатых колес осуществляют по таблице (см. следующий слайд) с учетом *характерных размеров заготовок*: D_m – для вал-шестерен и S_m – для насадных зубчатых колес (см. рис.).

Эти размеры предварительно рассчитывают по формулам

$$D_m = k_m \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}}, \quad S_m = 1.2(1+u) \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}}$$

где T_1 - крутящий момент на шестерне, Н·м, $k_m = 24$ для прямо-зубых колес, $k_m = 20$ для косозубых и шевронных колес.

Табличные данные D_m и S_m должны быть больше расчетных.





Выбор материалов зубчатых колес

Марка стали	D_m , мм	S_m , мм	Термооб- работка	Твердость поверх- ности	Предел прочности МПа
40	120	60	У	192-228 НВ	700
45	Любой	Любая	Н	179-207 НВ	600
45	125	80	У	235-262 НВ	780
45	80	50	У	269-302 НВ	890
40Х	200	125	У	235-262 НВ	790
40Х	125	80	У	269-302 НВ	900
40Х	125	80	У+3(ТВЧ)	45-50 HRC ₉	900
40ХН	315	200	У	235-262 НВ	800
40ХН	200	125	У	269-302 НВ	920

Рекомендуемые материалы зубчатых колес



- Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни 40, 45, 40Х, 40ХН. ТО – улучшение. Твердость зуба шестерни 269...302НВ, твердость зуба колеса 235...262 НВ.
- Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни 40, 45, 40Х, 40ХН. ТО зуба шестерни – улучшение с закалкой ТВЧ, твердость поверхности зуба шестерни 45...53 HRC₃. ТО зуба колеса - улучшение, твердость зуба колеса 235...262³НВ.
- Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни 40, 45, 40Х, 40ХН. ТО колеса и шестерни одинаковы – улучшение с закалкой ТВЧ, твердость поверхности зубьев колеса и шестерни 45...53 HRC₃.
- Марки сталей для колеса 40Х, 40ХН и 35ХМ. ТО колеса – улучшение с последующей закалкой ТВЧ, твердость поверхности зуба колеса 45...50 HRC₃. Марки сталей для шестерни 20Х, 20ХНМ и 18ХГТ. ТО шестерни – улучшение с последующей цементацией и закалкой, твердость поверхности зуба шестерни 56...63 HRC₃.



Лекция 3.

Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач

- Виды расчетов зубчатых передач
- Допускаемые напряжения при действии переменных нагрузок



Виды расчетов зубчатых передач

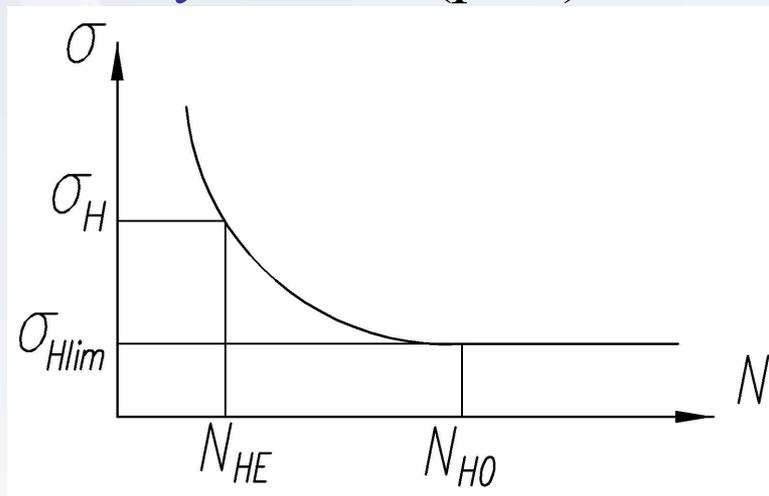
Основой для расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач является ГОСТ 21354-87, в соответствии с которым выполняются следующие виды расчетов.

- *Расчет на выносливость по контактным напряжениям.*
- *Расчет на выносливость по напряжениям изгиба.*
- *Расчет на действие пиковых нагрузок.*

Допускаемые напряжения в расчетах на ВЫНОСЛИВОСТЬ

- Для расчета допускаемых напряжений при действии переменных нагрузок используют *кривую усталости* (кривую Велера), устанавливающую связь между максимальным напряжением, при котором испытывается образец, и числом циклов нагружения N до разрушения образца.
- Для стальных образцов эта кривая состоит из наклонного криволинейного и горизонтального линейного участков (рис.).

Число циклов нагружения, соответствующее началу горизонтального участка, называют *базовым числом циклов* и обозначают N_{H0} при действии контактных напряжений и N_{F0} при действии напряжений изгиба.



Допускаемые контактные напряжения

Наклонный участок кривой усталости аппроксимируется зависимостью

$$\sigma_H^q N_{HE} = \sigma_{H \lim}^q N_{H0}$$

где $\sigma_{H \lim}$ - *предел контактной выносливости*, максимальное напряжение, которое образец выдерживает практически неограниченное число циклов; q – показатель степени кривой усталости (для контактных деформаций $q=6$);

N_{HE} - эквивалентное число циклов нагружения.

Отсюда получим формулу для определения допускаемых контактных напряжений

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} K_{HL} \quad (1)$$

где K_{HL} и S_H – коэффициенты долговечности и безопасности.

Коэффициент долговечности

Для определения K_{HL} используют зависимость

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

Если $N_{HE} > N_{H0}$, то $K_{HL} = 1$.

Базовое число циклов контактных напряжений зависит от твердости рабочих поверхностей зубьев

$$N_{H0} = 30HB^{2.4} < 12 \cdot 10^7.$$

Эквивалентным называют число циклов напряжений, при котором постоянная по величине максимальная нагрузка создает такой же усталостный эффект, как и фактически действующая нагрузка. Параметр N_{HE} определяют по формуле

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

где μ_h – коэффициент эквивалентности; N_{Σ} – суммарное число циклов напряжений.

Суммарное число циклов напряжений

Суммарное число циклов при постоянной частоте вращения n

$$N_{\Sigma} = 60 n t_h,$$

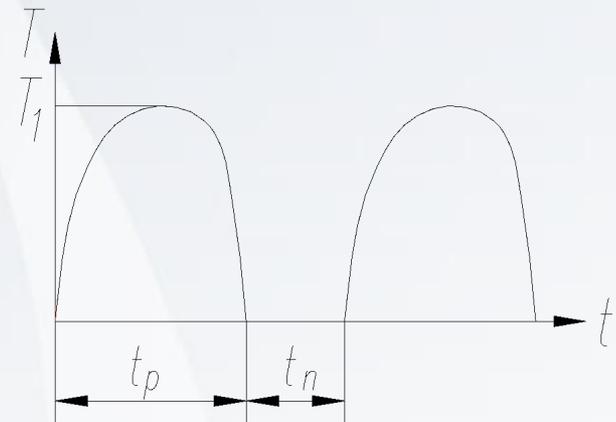
где t_h - *суммарное время работы передачи* в часах:

$$t_h = 365 L 24 K_{\Gamma} K_c ПВ,$$

здесь K_{Γ} и K_c – коэффициент использования передачи в течение года и в течение суток; L – срок службы передачи в годах; $ПВ$ – *относительная продолжительность включения*;

$$ПВ = t_p / (t_p + t_{\Pi}),$$

где t_p и t_{Π} – время работы и время паузы за время одного цикла (см. рис.).

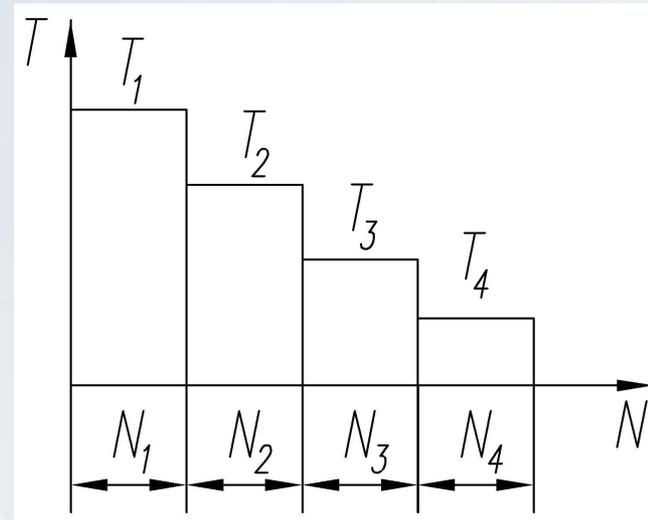




Определение коэффициентов эквивалентности

Если задана *циклограмма нагружения* зубчатой передачи (см. рис.), то коэффициент эквивалентности определяют по формуле

$$\mu_h = \sum_{i=1}^k \left(\frac{N_i}{N_{\Sigma}} \right) \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3$$



В соответствии с рекомендациями ГОСТ 21354-87 произвольная циклограмма может быть сведена к одному из 6 типовых режимов нагружения.

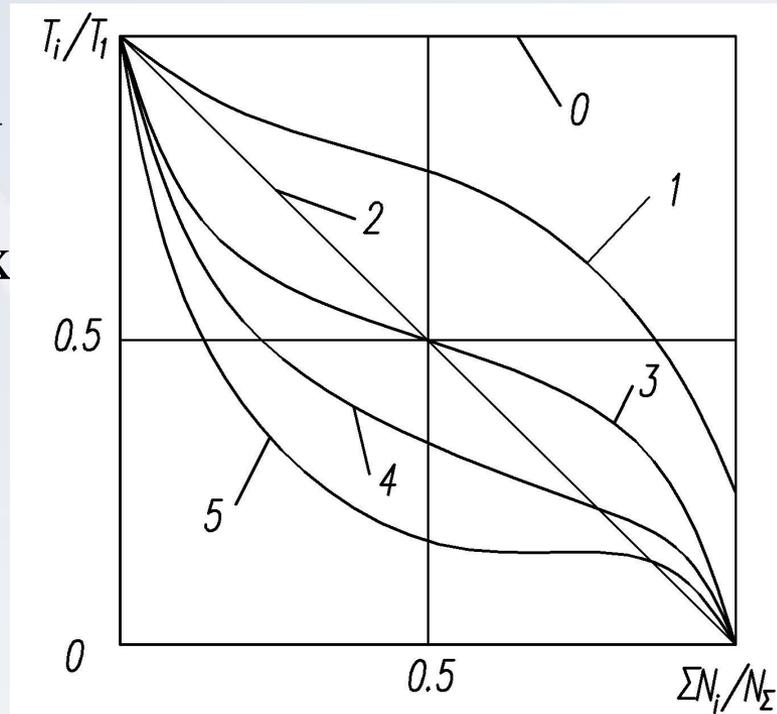


Типовые режимы нагружения

Для перехода к типовому режиму циклограмму перестраивают в относительных единицах $\frac{T_i}{T_1}$, $\frac{\Sigma N_i}{N_\Sigma}$

и относят ее к одному из типовых режимов в соответствии с рис. Цифрами на рис. обозначают следующие режимы:

0- постоянный, 1- тяжелый, 2- средний равновероятный, 3- средний нормальный, 4- легкий, 5- особо легкий.





Коэффициенты эквивалентности для типовых режимов нагружения

Значения коэффициентов эквивалентности для выбранного режима нагружения принимают по приведенной табл.

Режим нагружения	μ_h	μ_F	
		Нормализация, улучшение $q = 6$	Закалка, цементация $q = 9$
0 - постоянный	1.0	1.0	1.0
1 - тяжелый	0.5	0.3	0.2
2 - средний равновероятный	0.25	0.14	0.1
3 - средний нормальный	0.18	0.06	0.04
4 - легкий	0.125	0.038	0.016
5 - особо легкий	0.063	0.013	0.004



Порядок расчета допускаемых контактных напряжений

Коэффициент безопасности принимают:

$S_H = 1.1$ для зубчатых колес с однородной структурой;

$S_H = 1.2$ для колес с поверхностным упрочнением.

Расчет допускаемых контактных напряжений для зубьев шестерни и колеса σ_{HP1} и σ_{HP2} выполняют по формуле (1).

Допускаемые контактные напряжения передачи равны:

- $\sigma_{HP} = \sigma_{HPmin}$ – для прямозубой передачи;
- $\sigma_{HP} = 0.45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1.25\sigma_{HPmin}$ – для косозубой и шевронной передач.

Здесь σ_{HPmin} – наименьшее из напряжений σ_{HP1} и σ_{HP2} .



Допускаемые напряжения изгиба

При расчете зубьев на выносливость по напряжениям изгиба допускаемые напряжения определяют по такой же методике, как и допускаемые контактные напряжения. Формула для расчета допускаемых напряжений изгиба имеет вид

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} K_{FL} K_{FC}}{S_F}, \quad (2)$$

где σ_{Flim} - предел изгибной выносливости;

K_{FL} и S_F – коэффициенты долговечности и безопасности при изгибе;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки.



Допускаемые напряжения изгиба

Формулы для определения $\sigma_{F\lim}$, значения S_F и K_{FC} для реверсивного привода в зависимости от вида термообработки приведены в табл. Для нереверсивного привода $K_{FC} = 1$.

Термообработка	$\sigma_{F\lim}$, МПа	S_F	$K_{FL\max}$	K_{FC}
Нормализация, улучшение	1.75 НВ	1.7	4.0	0.65
Закалка ТВЧ по всему контуру ($m \geq 3$ мм)	600...700	1.7	2.5	0.75
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадины ($m < 3$ мм)	500...600	1.7	2.5	0.75
Цементация	800	1.65	2.5	0.75

Коэффициент долговечности равен $K_{FL} = q \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1$

Числа циклов при изгибе

Базовое число циклов $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов

$$N_{FE} = \mu_F N_{\Sigma},$$

где μ_F – коэффициент эквивалентности при изгибе.

- Для типовых режимов нагружения μ_F определяют по табл.
- При заданной циклограмме нагружения коэффициент эквивалентности рассчитывают по формуле

$$\mu_F = \sum_{i=1}^k \left(\frac{N_i}{N_{\Sigma 1}} \right) \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^q.$$

Для таких видов ТО как нормализация и улучшение принимают $q=6$, для прочих ТО - $q=9$.



Допускаемые контактные напряжения при действии пиковых нагрузок

- *Под пиковыми нагрузками понимают максимальные (пусковые) нагрузки, при действии которых суммарное число циклов нагружения: для контактных напряжений $N \leq 0,03 N_{H0}$, для напряжений изгиба $N \leq 1000$.* При таком числе циклов эти нагрузки не оказывают влияния на усталостную прочность, но могут привести к остаточным деформациям или хрупкому разрушению зуба.
- Допускаемые контактные напряжения при действии пиковых нагрузок приведены в табл.

Термообработка	σ_{HPmax} , МПа
Нормализация, улучшение, объемная закалка	$2.8 \sigma_T$
Закалка ТВЧ, цементация	44 HRC ₃
Азотирование	35 HRC ₃



Допускаемые напряжения изгиба при действии пиковых нагрузок

- Допускаемые напряжения изгиба при действии пиковых нагрузок определяются отдельно для колеса и шестерни:

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{Flim} K_{FLmax}}{S_{ст}},$$

где $S_{ст} = 1,75$ – коэффициент запаса прочности; σ_{Flim} и K_{FLmax} определяются в зависимости от вида термообработки по табл. предыдущего раздела.



Лекция 4.

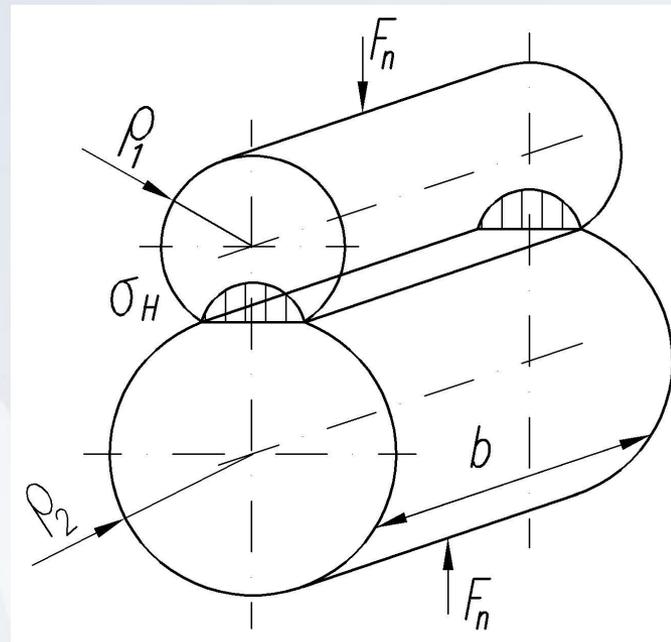
Расчет на выносливость по контактным напряжениям

- Задача Герца
- Вывод формул для проверочного и проектного расчетов
- Коэффициент контактной нагрузки



Задача Герца для случая контакта двух цилиндров

- Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности закрытых и хорошо смазываемых зубчатых передач.
- Для расчета зубьев по контактным напряжениям используется разработанная Герцем теория статически сжатых цилиндров.
- Расчетная схема контакта двух цилиндров, имеющих радиусы ρ_1 и ρ_2 , показана на рис.





Контактные напряжения при взаимодействии двух цилиндров

- Первоначальный контакт цилиндров осуществляется по линии.
- При сжатии цилиндров нагрузкой F_n , равномерно распределенной вдоль образующих, за счет упругой деформации линия контакта заменяется площадкой, по которой распределены контактные напряжения.
- Наибольшее значение контактных напряжений определяется по формуле Герца, которая для стальных цилиндров имеет вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{\text{пр}} b}}$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости, $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$



Контактные напряжения при взаимодействии двух цилиндров

E_1 и E_2 – модули упругости материалов цилиндров;

ν – коэффициент Пуассона;

b – длина контактных линий;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны цилиндров; $\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$;

ρ_1 и ρ_2 – радиусы цилиндров;

знак “+” – для внешнего касания цилиндров,

знак “–” – для внутреннего касания.

Экспериментально установлено, что разрушение зубьев при действии контактных напряжений начинается вблизи от полюса.

Контактные напряжения в зацеплении



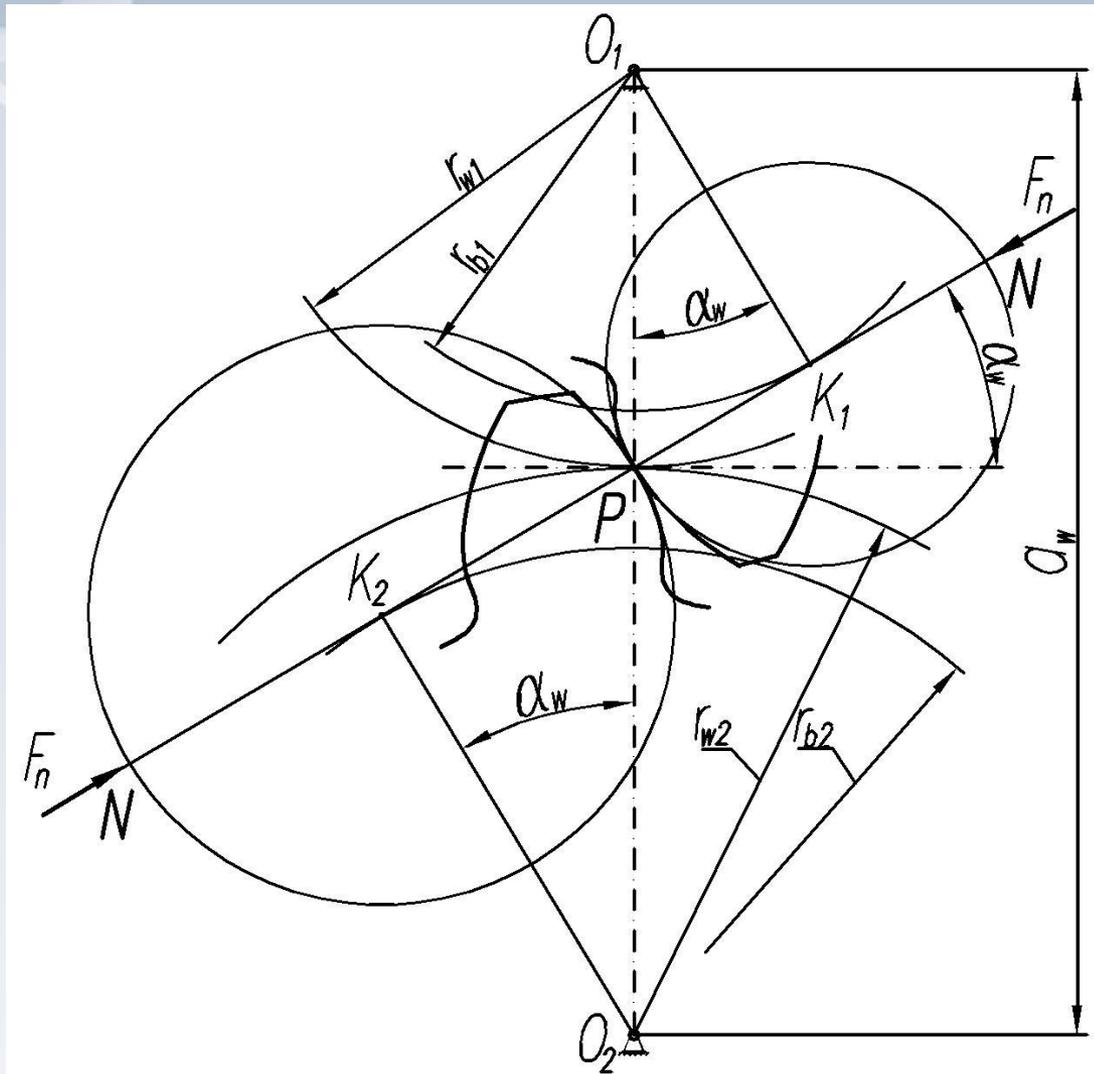
Радиусы цилиндров в формуле Герца заменяют мгновенными радиусами кривизны эвольвентных профилей зубьев при их контакте в полюсе (рис.)

$$\rho_1 = K_1 P = r_{w1} \sin \alpha_w$$

$$\rho_2 = K_2 P = r_{w2} \sin \alpha_w$$

Отсюда с учетом зависимости $u = r_{w2} / r_{w1}$ получим:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{ur_{w1} \sin \alpha_w}{u \pm 1}.$$



Контактные напряжения в зацеплении

Силу F_n , нормальную к профилям, определим через окружную силу с учетом коэффициента контактной нагрузки

$$F_n = \frac{K_H F_t}{\cos \alpha_w}.$$

Коэффициент контактной нагрузки K_H учитывает дополнительные нагрузки, связанные с условиями нагружения, точностью изготовления зубьев, жесткостью валов, опор и др.

Суммарную длину контактных линий при зацеплении обозначают l_Σ . В зоне однопарного зацепления $l_\Sigma = b_w$; в зоне двухпарного зацепления $l_\Sigma = 2b_w$, где b_w – рабочая ширина зубчатого венца. Экспериментально установлено, что для *прямозубых передач* эквивалентная с точки зрения контактной прочности *суммарная длина контактных линий* выражается через коэффициент торцевого перекрытия по формуле $l_\Sigma = 3b_w / (4 - \varepsilon_\alpha)$.



Контактные напряжения при взаимодействии зубьев

Подставим полученные зависимости в формулу Герца, принимая $b = l_{\Sigma}$, и преобразуем ее к виду

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{K_H F_t (u \pm 1)}{b_w d_{w1} u}}, \quad (3)$$

где $Z_E = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\nu^2)}}$, $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha_w \sin \alpha_w}}$, $Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}}$.

Введенные коэффициенты учитывают:

Z_E - механические свойства материалов зубчатых колес;

Z_H - форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_{ε} - суммарную длину контактных линий.



Контактные напряжения при взаимодействии зубьев

Принимая $\alpha_w = 20^\circ$, $\varepsilon_\alpha = 1,6$, для стальных колес $\nu = 0,3$, $E_{\text{пр}} = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, получим $Z_E = 190 \sqrt{\text{МПа}}$; $Z_H = 2,5$; $Z_\varepsilon = 0,9$. Выразим окружную силу через крутящий момент на шестерне

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$$

Подставим F_t в выражение (3), заменяя b_w на b_{w2} , и запишем формулу для проверочного расчета цилиндрической прямозубой передачи на выносливость по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u \pm 1)^3}{b_{w2} u}} \leq \sigma_{HP} \quad (4)$$

где $Z_\sigma = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{500} \approx 9600 \sqrt{\text{МПа}}$.

Проектный расчет передачи на выносливость по контактными напряжениям

Выразим b_{w2} через межосевое расстояние $b_{w2} = \psi_{ba} a_w$, подставим b_{w2} в неравенство (4) и решая его относительно a_w , запишем *формулу для проектного расчета цилиндрической прямозубой передачи на выносливость по контактными напряжениям*

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\psi_{ba} u \sigma_{HP}^2}},$$

где $K_a = \sqrt[3]{Z_\sigma^2} = 450 \sqrt[3]{\text{МПа}}$.

На этапе проектного расчета рекомендуется принимать коэффициент контактной нагрузки $K_H=1,2$, а коэффициент ширины венца колеса ψ_{ba} выбирать из стандартного ряда по ГОСТ 2185-66: *при симметричном расположении передачи относительно опор $\psi_{ba}=0,315...0,5$; при несимметричном $\psi_{ba}=0,25...0,4$; для шевронных передач $\psi_{ba} = 0,4...0,63$.*



Расчет геометрических параметров передачи

Полученное значение a_w округляют до ближайшей большей стандартной величины по табл. ГОСТ 2185-66

Ряды	Значения межосевых расстояний, мм														
1	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
2	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560	710	900	1120	1400	

Модуль выбирают по табл. ГОСТ 9563-60 из диапазона

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w$$

Ряды	Значения модулей, мм											
1	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	
2	1.125	1.375	1.75	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9		

Для большего колеса ширину зубчатого венца вычисляют по формуле: $b_{w2} = \psi_{ba} a_w$ и округляют до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров.



Числа зубьев, передаточное число

Ширину венца шестерни принимают на 2...5 мм больше b_{w2} для компенсации осевого смещения зубчатых колес из-за неточностей сборки.

Для нулевой передачи справедливо равенство

$$a_w = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(z_1 + z_2).$$

Отсюда *суммарное число зубьев*

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w / m.$$

В случае нулевой передачи сочетание a_w и m следует подбирать таким, чтобы z_Σ было целым числом. Число зубьев шестерни определяют по формуле $z_1 = z_\Sigma / (u + 1)$ и округляют до ближайшего целого числа. Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

Фактическое передаточное число $u_\phi = z_2 / z_1$. Значение u_ϕ не должно отличаться от номинального более чем на 2.5 % при $u \leq 4.5$ и более чем на 4 % при $u > 4.5$.

Диаметры окружностей зубчатых колес

Делительные окружности $d_1 = mz_1/\cos \beta$, $d_2 = mz_2/\cos \beta$,
где β – делительный угол наклона зуба.

Для прямозубых передач $\beta=0^\circ$.

Окружности вершин и впадин зубьев:

$$d_{aj} = d_j + 2m(1 + x_j - \Delta y);$$

$$d_{fj} = d_j - 2m(1.25 - x_j),$$

где $j = 1$ для шестерни, $j = 2$ для колеса; x_j – коэффициенты
смещения; Δy – коэффициент уравнивающего смещения,

$$\Delta y = x_\Sigma - (a_w - a)/m.$$

Здесь a делительное межосевое расстояние.

В случае нулевой передачи $a = a_w$, $x_\Sigma = \Delta y = 0$.

Окружная скорость в зацеплении

$$V = \pi d_1 n_1 / 60000.$$



Проверочный расчет передачи на выносливость по контактным напряжениям

- *Условие контактной прочности передачи*

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

- *Коэффициент контактной нагрузки* определяют по формуле

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$$

где $K_{H\alpha}$ – *коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;*

$K_{H\beta}$ – *коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса;*

K_{HV} – *динамический коэффициент.*



Определение коэффициента $K_{H\alpha}$

Для определения $K_{H\alpha}$ используют эмпирическую формулу

$$K_{H\alpha} = 1 + A (n_{ст} - 5) K_w,$$

где $A = 0,06$ для прямозубых передач; $A = 0,15$ для косозубых и шевронных передач; $n_{ст}$ - степень точности передачи;

K_w – коэффициент, учитывающий приработку зубьев.

Способность зубьев к приработке понижается с ростом твердости поверхности зубьев и с увеличением окружной скорости в зацеплении. Для плохо прирабатывающихся зубчатых колес с твердостью поверхности зуба $HВ_2 > 350$ принимают $K_w = 1$. Если $HВ_2 \leq 350$, то K_w определяют по формуле

$$K_w = 0.002HВ_2 + 0.036(V - 9),$$

где V – окружная скорость в зацеплении, м/с.



Определение коэффициента $K_{H\beta}$

Для учета приработки зубьев рассматривают *два значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки*: в начальный период $K_{H\beta}^0$ и после приработки $K_{H\beta}$. Они связаны между собой соотношением

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_w.$$

Значения $K_{H\beta}^0$ находят по табл. в зависимости от схемы передачи и от коэффициента ширины венца по диаметру, величина которого определяется выражением

$$\psi_{bd} = 0.5 \psi_{ba} (u \pm 1).$$



Определение коэффициента K_{HV}

Динамический коэффициент K_{HV} позволяет учесть внутреннюю динамическую нагрузку зубчатой передачи, связанную с ударами зубьев на входе в зацепление из-за ошибок шага по основной окружности. Сила удара зависит от величины ошибки шага, регламентированной степенью кинематической точности, от жесткости зубьев и от окружной скорости в зацеплении. Для определения K_{HV} используются табличные данные.

Допускается *перегрузка по контактным напряжениям не более 5%*, *рекомендуемая недогрузка до 15%*. Если указанные условия не выполняются, то следует либо изменить межосевое расстояние передачи, либо изменить ψ_{ba} , либо выбрать другие материалы зубчатых колес и повторить расчет.



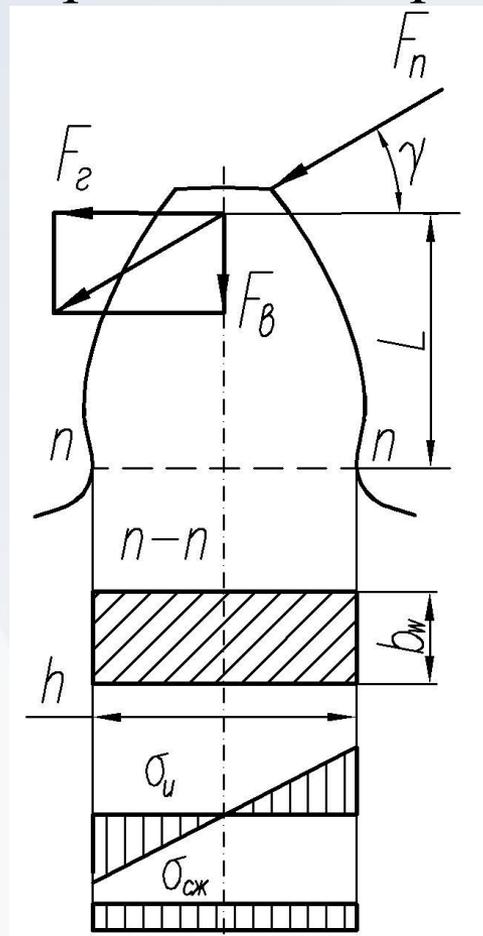
Лекция 5.

Расчет на выносливость по напряжениям изгиба и на прочность при действии пиковой нагрузки

- Нагружение зуба при изгибе
- Вывод формул для проверочного расчета на изгиб
- Коэффициент изгибной нагрузки
- Расчет при действии пиковой нагрузки

Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

При входе зуба в зацепление к его вершине приложена нормальная к профилю зуба сила F_n (см. рис.). Зуб рассматривают как консольную балку. Силой трения ввиду ее малости пренебрегают. Силу F_n переносят по линии ее действия и прикладывают к оси зуба, раскладывая на две составляющие: горизонтальную $F_z = F_n \cos \gamma$ и вертикальную $F_v = F_n \sin \gamma$. Угол γ несколько больше угла зацепления α_w , так как при расположении вершины зуба на линии зацепления ось зуба не совпадает с линией центров O_1O_2 .





Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба и сжатия в опасном сечении $n-n$ от действия этих сил равны

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F_2 L}{W_x}, \quad \sigma_{\text{сж}} = \frac{F_6}{hb_w},$$

где L – расстояние от точки приложения силы до опасного сечения; h – высота опасного сечения; $W_x = b_w h^2/6$ – осевой момент сопротивления опасного сечения.

Экспериментально установлено, что образование трещин усталости начинается на стороне растяжения, что связано как со знаком напряжений, так и с концентрацией напряжений на переходной поверхности зуба.



Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение с учетом коэффициента концентрации напряжений k_σ определяют по формуле

$$\sigma_F = (\sigma_{и} - \sigma_{сж}) k_\sigma \quad (1)$$

Выразим L и h в долях модуля: $L = \alpha_1 m$, $h = \alpha_2 m$, а силу F_n – через окружную силу в зацеплении

$$F_n = K_F F_t / \cos \alpha_w,$$

где K_F – коэффициент нагрузки при изгибе.

После подстановки напряжений $\sigma_{и}$ и $\sigma_{сж}$ в (1) и преобразований получим

$$\sigma_F = Y_F \frac{K_F F_t}{m b_w},$$

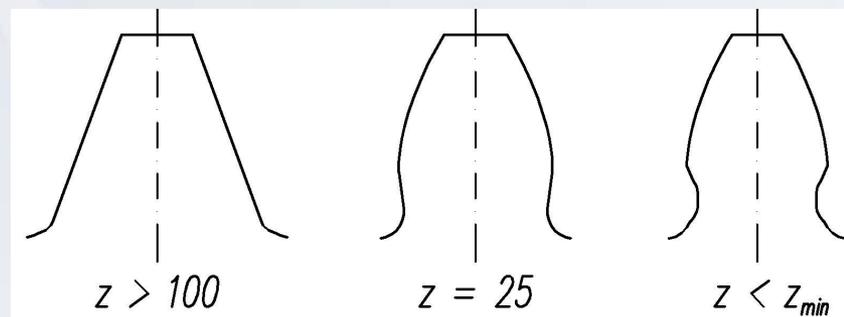
где $Y_F = \left(\frac{6\alpha_1 \cos \gamma}{\alpha_2^2} - \frac{\sin \gamma}{\alpha_2} \right) \frac{k_\sigma}{\cos \alpha_w}$ – коэффициент формы зуба.



Коэффициент формы зуба

Зависимость формы зуба от числа зубьев представлена на рис. *Коэффициент формы зуба зависит от эквивалентного числа зубьев z_v и коэффициента смещения x .*

В прямозубых передачах эквивалентное и фактическое число зубьев совпадают $z_v = z$. В косозубых передачах $z_v = z/\cos^3\beta$.



Расчетные значения Y_F , полученные методами теории упругости, обычно дают в виде графиков, либо аппроксимируют следующим выражением:

$$Y_F = 3.47 + \frac{13.2 - 27.9x}{z_v} + 0.092 x^2.$$



Коэффициент нагрузки при изгибе

Выражение для определения коэффициента нагрузки при изгибе имеет такую же структуру, как и для коэффициента контактной нагрузки:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса; K_{FV} – динамический коэффициент.

Для прямозубых передач принимают $K_{F\alpha} = 1$. Коэффициенты $K_{F\beta}$ и K_{FV} вычисляют по формулам:

$$K_{F\beta} = 0.18 + 0.82K_{H\beta}^0, \quad K_{FV} = 1 + K_{\delta}(K_{HV} - 1),$$

где коэффициент $K_{\delta} = 1,1 \dots 3$ определяют по табл. в зависимости от типа зуба и вида передачи.



Проверка изгибной прочности зубьев

Представим в выражении для σ_F окружную силу через крутящий момент и запишем условия изгибной прочности для зубьев шестерни и колеса:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{2000 K_F T_1}{m b_{w2} d_1} \leq \sigma_{FP2}, \quad \sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1} b_{w2}}{Y_{F2} b_{w1}} \leq \sigma_{FP1}$$

Допускается перегрузка по напряжениям изгиба не более 5%, недогрузка не регламентируется. Если перегрузка более 5%, следует увеличить модуль и повторить расчет. Расчет перегрузки по напряжениям изгиба ведут по формуле:

$$\Delta \sigma_{Fi} = 100 \frac{\sigma_{Fi} - \sigma_{FPi}}{\sigma_{FPi}} .$$



Расчет на прочность при действии пиковой нагрузки

Критерий контактной прочности при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_1}} \leq \sigma_{HP\max},$$

где σ_H – напряжение, полученное при расчете на контактную выносливость; $T_{1\max}$ – максимальный момент на шестерне из действующих за расчетный срок службы с числом циклов нагружения $N_{\max} < 0,03 N_{H0}$.

Критерий изгибной прочности при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{1\max}}{T_1} \leq \sigma_{FP\max},$$

где $T_{1\max}$ – максимальный момент на шестерне из действующих за расчетный срок службы с числом циклов нагружения $N_{\max} < 1000$.



Лекция 6.

Расчет косозубых и шевронных передач

- Особенности геометрии косозубых и шевронных передач
- Понятие об эквивалентном колесе
- Расчет на выносливость по контактными напряжениям
- Расчет на выносливость по напряжениям изгиба
- Силы в цилиндрических зубчатых передачах



Особенности геометрии косозубых и шевронных передач

- *В косозубых колесах зубья на делительном цилиндре колеса располагаются по винтовым линиям.* При таком расположении зуба его вход в зацепление происходит постепенно. Суммарный коэффициент перекрытия, как правило, больше двух, поэтому в зацеплении одновременно находится не менее двух пар зубьев. Это существенно увеличивает длину контактных линий зубьев по сравнению с прямозубой передачей.
- Основными достоинствами косозубой передачи являются: *повышенная нагрузочная способность, меньшие габариты, большая плавность и бесшумность работы.* Указанные преимущества косозубой передачи нарастают с ростом делительного угла наклона зуба β .



Особенности геометрии косозубых и шевронных передач

- Однако у косозубых передач имеется и существенный недостаток. Полная нагрузка, приложенная перпендикулярно к зубу колеса в плоскости, касательной к делительному цилиндру, раскладывается на две составляющие: окружную силу F_t и осевую силу F_a , связанные соотношением

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

- *С ростом угла β возрастает осевая сила.* Для ее восприятия приходится усложнять конструкцию опор валов, использовать более дорогие радиально-упорные подшипники. С учетом этих факторов угол β для косозубой передачи рекомендуется принимать в диапазоне $\beta = 8 \dots 16^\circ$.

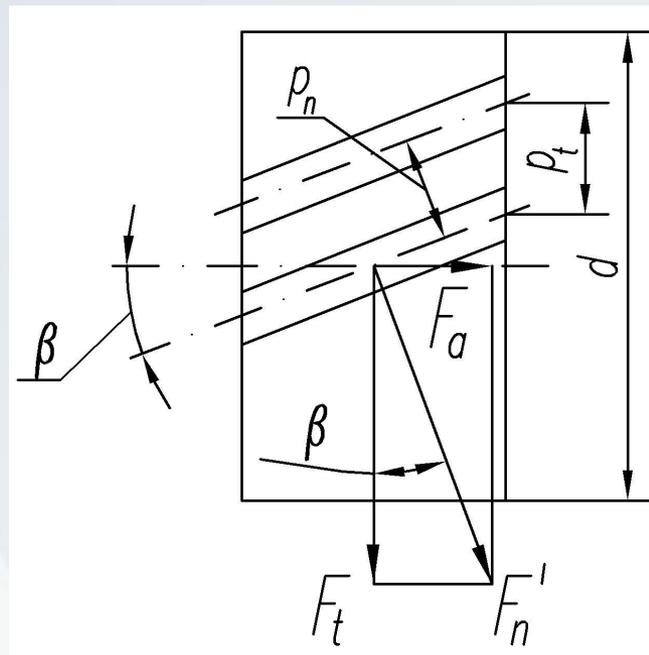


Окружной и нормальный модули в косозубой передаче

В косозубых колесах расстояние между зубьями можно измерить в торцевой плоскости, перпендикулярной к оси колеса, и в плоскости нормальной к зубу (см. рис.). Первое расстояние называется окружным шагом p_t , второе – нормальным шагом p_n . Этим шагам соответствует **два модуля зацепления**: **окружной** $m_t = p_t / \pi$ и **нормальный** $m_n = p_n / \pi$.

Как следует из рис., $p_t = p_n / \cos\beta$.

Поэтому модули связаны соотношением $m_t = m_n / \cos\beta$. Нормальный модуль является стандартным, его используют при геометрических расчетах.



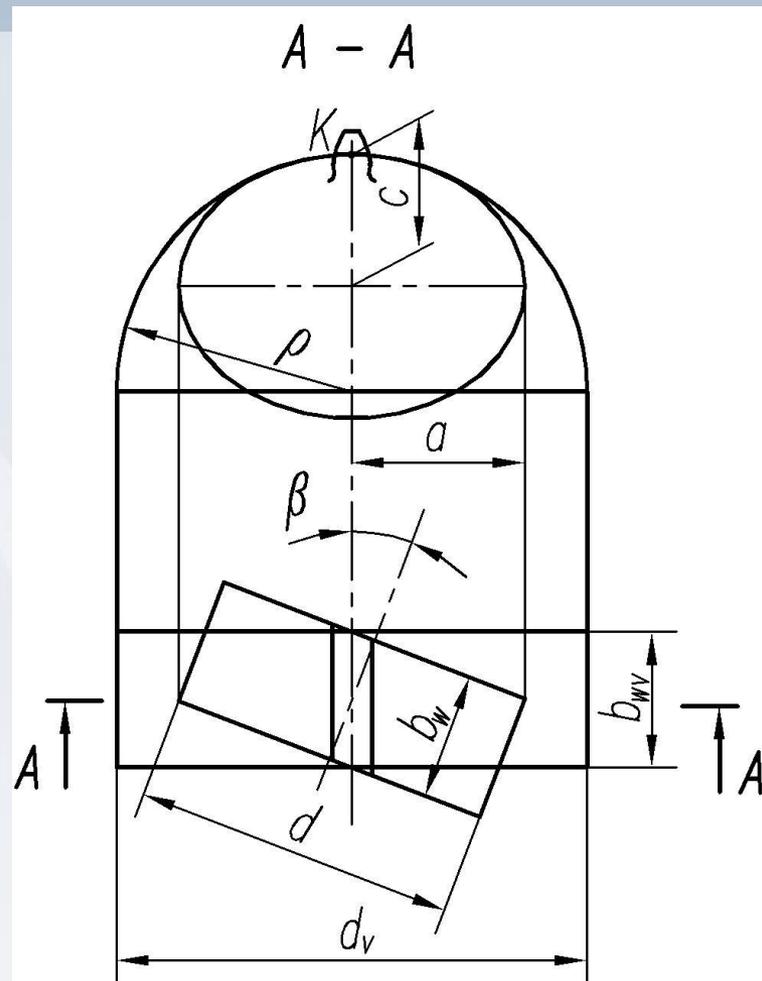
Расчет на прочность косозубой передачи



Прочность зуба колеса определяется его размерами и формой в нормальном сечении $A-A$ (см. рис.).

Эквивалентным называется такое прямозубое колесо, прочность зуба которого соответствует прочности зуба исходного косозубого колеса. Параметры, относящиеся к эквивалентному колесу, обозначают буквой v .

В сечении $A-A$ делительного цилиндра косозубого колеса получим эллипс с полуосями $a = 0.5d/\cos\beta$ и $c = 0,5d$. Нормальному сечению зуба в точке K соответствует радиус кривизны эллипса ρ .





Параметры эквивалентного колеса

Исходное косозубое колесо имеет делительный диаметр d и число зубьев z . Из аналитической геометрии известно, что величина радиуса ρ связана с полуосями эллипса следующим соотношением:

$$\rho = \frac{a^2}{c} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}.$$

Диаметр делительной окружности эквивалентного колеса должен равняться удвоенному радиусу кривизны эллипса в точке K :

$$d_v = 2 \rho = d / \cos^2 \beta.$$

Число зубьев эквивалентного колеса (далее эквивалентное число зубьев)

$$z_v = d_v / m_n = d / (m_n \cos^2 \beta) = m_t z / (m_t \cos^3 \beta) = z / \cos^3 \beta.$$



Расчет на выносливость по контактным напряжениям

Основой для расчета является формула (1).

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K_H F_t (u \pm 1)}{b_w d_{w1} u}} \quad (1)$$

В отличие от прямозубых передач при работе косозубых передач отсутствует зона однопарного зацепления, т.е. в зацеплении находится не менее двух пар зубьев. Суммарная длина контактных линий в процессе зацепления меняется незначительно, и ее средняя величина определяется по формуле

$$l_\Sigma = b = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b},$$

где $\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha)$ – основной угол наклона зуба, $\alpha = 20^\circ$.



Расчет на выносливость по контактным напряжениям

Полная нагрузка на зуб колеса перпендикулярна к его поверхности и определяется через окружную силу с учетом направляющих косинусов по формуле:

$$F_n = \frac{K_H F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b},$$

где $\alpha_t = \arctg(\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta)$ – делительный угол профиля в торцовом сечении.

Мгновенные радиусы кривизны зубьев при зацеплении в полюсе

$$\rho_1 = r_1 \frac{\sin \alpha_t}{\cos \beta_b}, \quad \rho_2 = r_2 \frac{\sin \alpha_t}{\cos \beta_b}.$$



Расчет на выносливость по контактным напряжениям

После подстановки значений b , F_n и ρ_i в формулу (1) и преобразований получим следующие выражения для коэффициентов Z_H и Z_ε

$$Z_H = 2 \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin(2\alpha_t)}}, \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

С ростом угла β коэффициент Z_H и напряжение σ_H уменьшаются. Поэтому при ориентировочном определении Z_σ принимают минимальное значение угла β для косозубой передачи $\beta = 8^\circ$ и задаются усредненным значением $\varepsilon_\alpha = 1,6$. Для этих значений $Z_H = 2,48$, $Z_\varepsilon = 0,8$, $Z_\sigma = 8400 \sqrt{\text{МПа}}$. Подставим Z_σ в формулу для проектного расчета передачи. В результате для косозубой передачи

$$K_a = \sqrt[3]{Z_\sigma^2} = \sqrt[3]{8400^2} = 410 \sqrt[3]{\text{МПа}}.$$



Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Специфику нагружения косого зуба учитывают введением в формулу для расчета напряжений изгиба в зубьях колеса прямозубой передачи двух коэффициентов Y_β и Y_ε :

$$\sigma_{F2} = Y_\beta Y_\varepsilon Y_{F2} \frac{2000 K_F T_1}{m b_{w2} d_1} \leq \sigma_{FP2}, \quad \sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1} b_{w2}}{Y_{F2} b_{w1}} \leq \sigma_{FP1}.$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зуба на его прочность; $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Для определения Y_β используют следующую эмпирическую зависимость

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{100}.$$

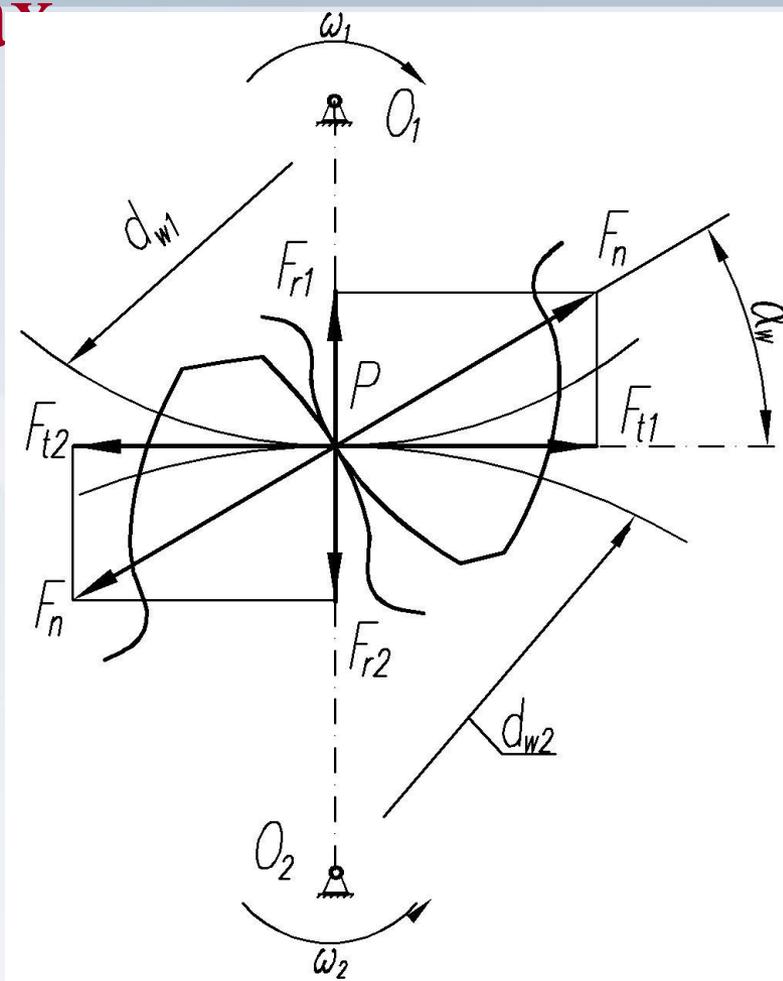
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{F\alpha} = 1 + 0.15(n_{ст} - 5)$.



Силы в цилиндрических зубчатых передачах

Принимают, что контакт зубьев происходит в полюсе зацепления, силой трения ввиду малости пренебрегают.

В **прямозубых передачах** полная нагрузка F_n , нормальная к профилям зубьев, направлена по линии зацепления и может быть разложена на две составляющие: **окружную силу** F_t и **радиальную силу** F_r .
Окружная сила направлена по касательной к начальной окружности для шестерни в сторону, противоположную вращению (см. F_{t1} на рис.), для колеса – по направлению вращения (см. F_{t2}).





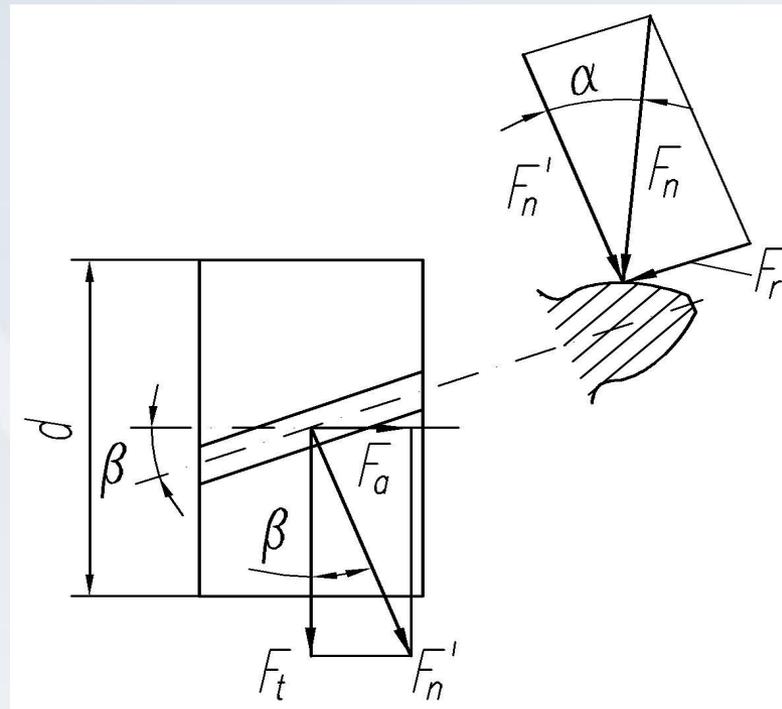
Силы в цилиндрических зубчатых передачах

Окружная сила равна $F_t = 2000T_1/d_1$.
Радиальная сила направлена к оси вращения соответствующего зубчатого колеса

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

В **косозубых передачах** полная нагрузка F_n раскладывается на три составляющие силы (см. рис.): **окружную** F_t , **радиальную** F_r и **осевую** F_a .

Направление и величина окружной силы определяются так же, как и в прямозубых передачах. Радиальная сила направлена к оси вращения колеса и равна $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$.

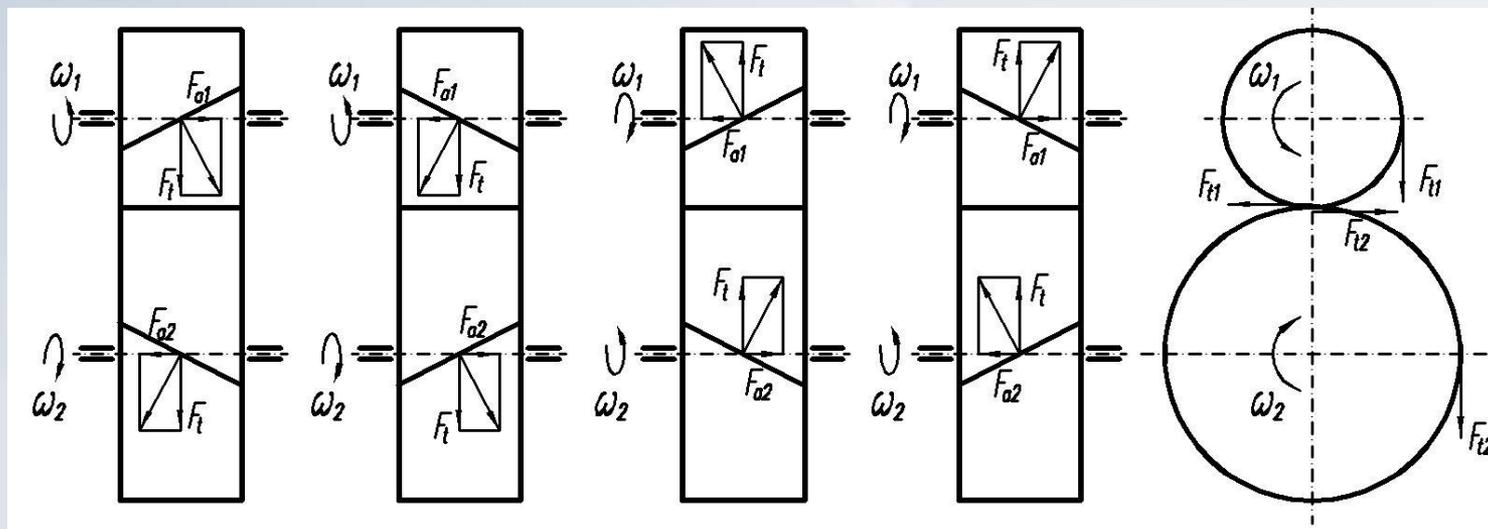




Осевая сила в косозубой передаче

Величина осевой силы равна $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$.

Направление осевой силы зависит от направления окружной силы и от направления нарезки зуба (см. рис.).





Лекция 7.

Конические зубчатые передачи

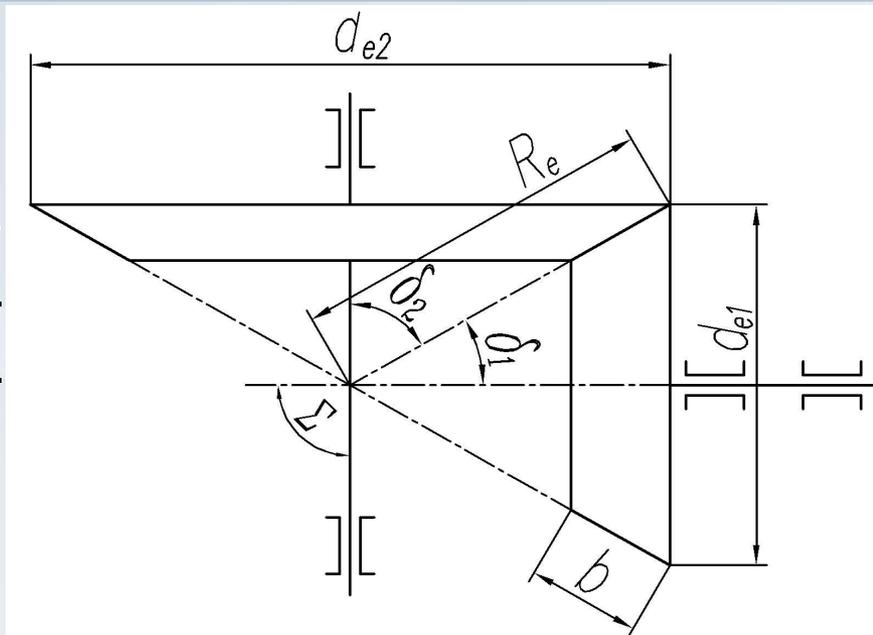
- Геометрия и кинематика передачи
- Классификация конических передач
- Основные параметры передачи и коэффициенты смещения
- Эквивалентные зубчатые колеса
- Расчет на прочность прямозубой конической передачи
- Особенности расчета передачи с круговым зубом
- Силы в конических передачах



Геометрия и кинематика передачи

Конические зубчатые колеса применяют в передачах с пересекающимися осями валов. Наибольшее распространение получили ортогональные передачи с межосевым углом $\Sigma=90^\circ$ (см. рис.).

Шестерню в конических передачах обычно устанавливают консольно. Это приводит к повышенным деформациям валов и опор и к значительной неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. Для снижения деформаций валы устанавливают на конических роликовых подшипниках.



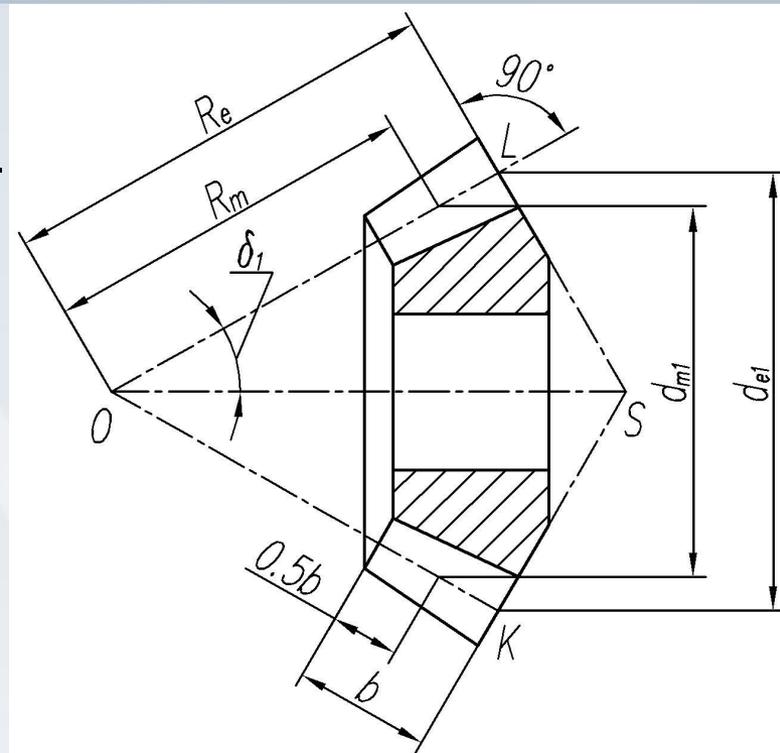


Геометрия и кинематика передачи

Конические передачи выполняют равносмещенными ($x_1 = -x_2$), поэтому начальные и делительные конусы зубчатых колес совпадают. Межосевой угол передачи равен сумме углов делительных конусов $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

Дополнительными конусами называют конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов.

Конус KSL является дополнительным к делительному конусу KOL (см. рис.). Сечение зуба дополнительным конусом называется **торцовым сечением**. Различают внешнее и среднее торцовые сечения.





Геометрия и кинематика передачи

Размеры, относящиеся к среднему торцовому сечению, обозначают индексом m , к внешнему торцовому сечению – индексом e . *На чертежах указывают внешние размеры, поскольку они удобнее для измерений.* Размеры в среднем сечении используют при прочностных расчетах.

Соответственно указанным сечениям различают **внешний окружной** и **нормальный m_n модули**. В прямозубых передачах внешний окружной модуль обозначают m_e , в передачах с круговым зубом – m_{te} . В качестве расчетного модуля в прямозубых передачах рекомендуется m_e , его округляют до стандартных значений по ГОСТ 9563-60. В передачах с круговым зубом могут быть стандартизованы как нормальный, так и внешний окружной модули.



Геометрия и кинематика передачи

Внешние делительные диаметры колес равны

$$d_{e1} = m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2,$$

где z_1 и z_2 – число зубьев шестерни и колеса.

Передаточное число выражается через диаметры колес, числа зубьев и углы делительных конусов:

$$u = d_{e2} / d_{e1} = z_2 / z_1 = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2.$$

Значение передаточного числа следует выбирать из диапазона $1 \leq u \leq 6,3$. Ширина зубчатого венца пропорциональна внешнему конусному расстоянию

$$b = K_{be} R_e,$$

где K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца.

При выборе K_{be} должно выполняться ограничение $K_{be} \leq 0,3$.

Рекомендуемое значение $K_{be} = 0,285$.



Геометрия и кинематика передачи

Внешнее конусное расстояние, по которому настраивают станок при нарезании зубьев,

$$R_e = 0.5 \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0.5 d_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} = 0.5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

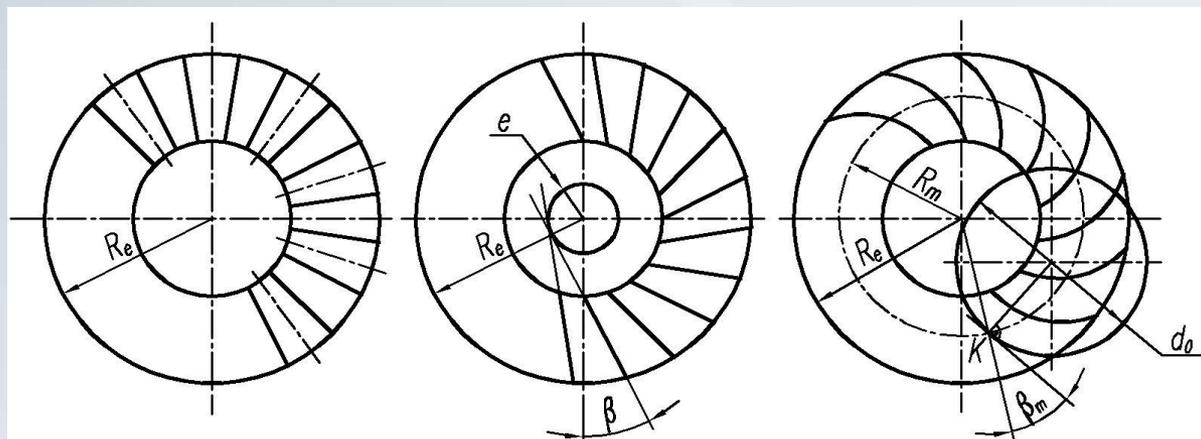
Параметры в среднем торцовом сечении определяют по формулам, полученным из очевидных геометрических соотношений

$$R_m = R_e - 0,5 b = R_e (1 - 0,5 K_{be}); \quad d_m = d_e \frac{R_m}{R_e} = d_e (1 - 0,5 K_{be}).$$



Классификация конических передач

Конические колеса представляют собой круговые усеченные конусы, на образующих которых нарезаны зубья. По типу зубьев различают передачи с *прямыми* (рис. а), *косыми* (рис. б) и *криволинейными* (рис. в) зубьями.

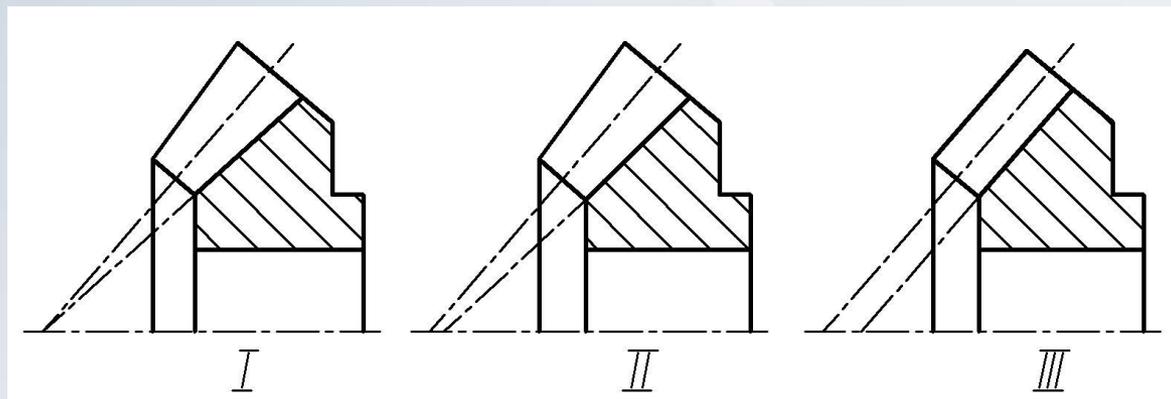


Из передач с криволинейными зубьями наибольшее распространение получили передачи с круговыми зубьями. При нарезании круговых зубьев режущий инструмент устанавливают на резцовой головке с диаметром d_0 .



Классификация конических передач

Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный угол β_m принимают угол между касательной к окружности с диаметром d_0 в точке K , лежащей на среднем делительном диаметре колеса, и линией, проведенной в эту точку из вершины усеченного конуса. Рекомендуемое значение угла $\beta_m = 35^\circ$.



Характер изменения сечения зуба по его длине определяется одной из трех осевых форм зуба (см. рис.).



Формы зуба конического колеса

Осевая форма I – нормально понижающиеся зубья. Вершины делительного и внутреннего конусов совпадают. Эта форма является основной для колес с прямыми и тангенциальными зубьями.

Осевая форма II – равноширокие зубья. Вершина внутреннего конуса располагается так, что ширина дна впадины между зубьями колеса постоянна. Толщина зуба на делительном конусе растет с увеличением расстояния от вершины. Постоянство ширины впадины позволяет обрабатывать одним резцом сразу обе поверхности зуба колеса. Эта форма является основной для колес с круговыми зубьями.

Осевая форма III – равновысокие зубья. Образующие делительного, внутреннего и внешнего конусов параллельны. Применяют для некоторых сочетаний параметров передач с круговыми зубьями (см. ГОСТ 19326-73).



Основные параметры передачи и коэффициенты смещения

Для унификации конических передач и снижения трудозатрат на их изготовление в ортогональных конических передачах стандартизованы два основных параметра: **внешний делительный диаметр колеса, передаточное число**. Фактические значения параметров могут отличаться от номинальных на 2% для d_{e2} и на 3% для u .

Для повышения износостойкости зубьев используется **радиальное смещение**, при котором шестерню выполняют с положительным смещением, а колесо с равным ему по величине отрицательным смещением. Величину коэффициентов радиального смещения определяют по формуле:

$$x_1 = -x_2 = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}}$$



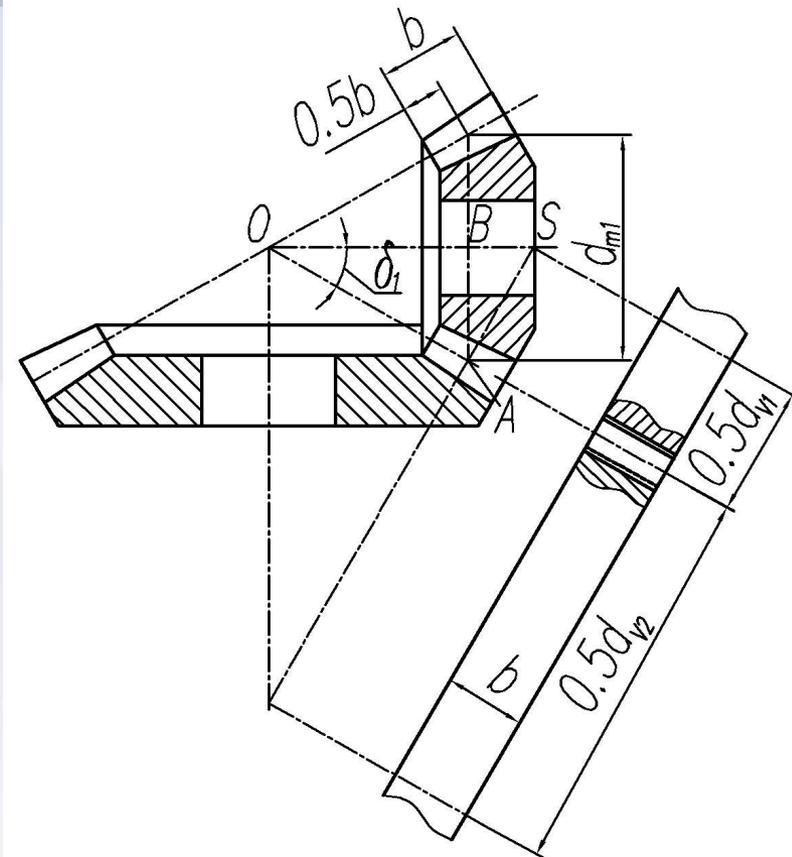
Эквивалентные зубчатые колеса

Эквивалентным называется такое прямозубое цилиндрическое колесо, прочность зуба которого соответствует прочности зуба исходного конического колеса. Учи-

тывая, что прочность зуба конического колеса определяется его размерами в среднем торцовом сечении, эквивалентное колесо получим как развертку дополнительного конуса в этом сечении.

Радиус делительной окружности эквивалентного колеса равен длине образующей дополнительного конуса. Из ΔABS (рис.) получим

$$d_{v1} = d_{m1} / \cos \delta_1.$$





Параметры эквивалентных колес

Эквивалентные числа зубьев: $z_{v1} = d_{v1}/m = z_1/\cos \delta_1$; $z_{v2} = z_2/\cos \delta_2$.
Передаточное число эквивалентной передачи

$$a_{wv} = 0,5 (d_{v1} + d_{v2}) = 0,5 d_{v1}(1 + u_v) = \frac{d_{m1}}{2 \cos \delta_1} (1 + u^2).$$

Межосевое расстояние

$$u_v = z_{v2} / z_{v1} = \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \frac{z_2}{z_1} = u^2.$$

Крутящий момент на шестерне при расчете эквивалентной передачи

$$T_{v1} = 0,5 d_{v1} F_t = \frac{0,5 d_{m1} F_t}{\cos \delta_1} = \frac{T_1}{\cos \delta_1}.$$



Расчет на прочность прямозубой конической передачи

Расчет конических передач сводится к расчету эквивалентных цилиндрических передач. Экспериментально установлено, что прочность зуба конического прямозубого колеса ниже прочности зуба эквивалентного колеса. Для учета этого при расчете контактной и изгибной прочности зубьев вводятся коэффициенты θ_H и θ_F . В прямозубых передачах $\theta_H = \theta_F = 0,85$.

Наибольшие *контактные напряжения* при расчете эквивалентной прямозубой передачи определяются по формуле:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_{wv}} \sqrt{\frac{K_H T_{v1} (u_v + 1)^3}{b u_v}}$$

Подставим сюда полученные значения эквивалентных параметров и выполним преобразования.



Расчет на прочность прямозубой конической передачи

В результате получим формулу для проверочного расчета конической передачи на контактную выносливость

$$\sigma_H = 6,7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_H T_1 u^2}{d_{e2}^3 \theta_H}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

где $K_H = K_{HV} K_{H\beta}$ – коэффициент контактной нагрузки.

Для прямозубой передачи $K_{H\beta}$ равен

$$K_{H\beta} = 1 + 0,09 \gamma_T C_{\Pi} u^3 \sqrt{u},$$

где γ_T – коэффициент, учитывающий твердость поверхности зуба колеса (при $HV_2 < 350$ $\gamma_T = 1$, при $HV_2 \geq 350$ $\gamma_T = 5$);

C_{Π} – коэффициент, учитывающий жесткость подшипников (при установке шестерни на шариковых подшипниках следует принять $C_{\Pi} = 0.26$, на роликовых подшипниках – $C_{\Pi} = 0.13$).

Проектный расчет конической передачи

Допускается перегрузка по контактным напряжениям не более 5%, рекомендуемая недогрузка до 15%. Если указанные условия не выполняются, то следует либо изменить d_{e2} , либо выбрать другие материалы зубчатых колес и повторить расчет. Зависимость для проектного расчета передачи на выносливость по контактным напряжениям получают, выражая в явном виде d_{e2} из формулы (1) и подставляя в окончательное выражение σ_{HP} вместо σ_H

$$d_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_H T_1 u^2}{\theta_H \sigma_{HP}^2}}$$

На этом этапе расчета рекомендуется задавать приближенное значение $K_H = 1.2$. Полученную величину d_{e2} округляют до ближайшего стандартного значения.



Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

По аналогии с расчетом цилиндрической зубчатой передачи напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса равны:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{K_F F_t}{m_m b \theta_F}; \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1}$$

Коэффициент нагрузки при изгибе

$$K_F = K_{F\beta} K_{FV}$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса; K_{FV} – динамический коэффициент.

Эти коэффициенты определяют по формулам:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 K_{H\beta};$$

$$K_{FV} = 1 + 1,5 (K_{HV} - 1) \text{ при } HB_2 < 350 \text{ и } K_{FV} = K_{HV} \text{ при } HB_2 \geq 350.$$



Особенности расчета передачи с круговым зубом

Коэффициенты θ_H и θ_F определяются по табл.

Для передачи с круговым зубом при $HB_2 < 350$ принимают $K_{H\beta} = 1$, а при $HB_2 \geq 350$ используют формулу

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 + 0.45 C_{\Pi} u^3 \sqrt{u}}.$$

Твердость поверхности зубьев	Значения коэффициентов	
	θ_H	θ_F
$HB_1 \leq 350$ $HB_2 \leq 350$	$1.22 + 0.21u$	$0.94 + 0.08u$
$HB_1 > 350$ $HB_2 \leq 350$	$1.13 + 0.13u$	$0.85 + 0.04u$
$HB_1 > 350$ $HB_2 > 350$	$0.81 + 0.15u$	$0.65 + 0.11u$

Эквивалентные числа зубьев получают двойным переходом от исходного колеса сначала к цилиндрическому косозубому колесу, а затем к эквивалентному прямозубому:

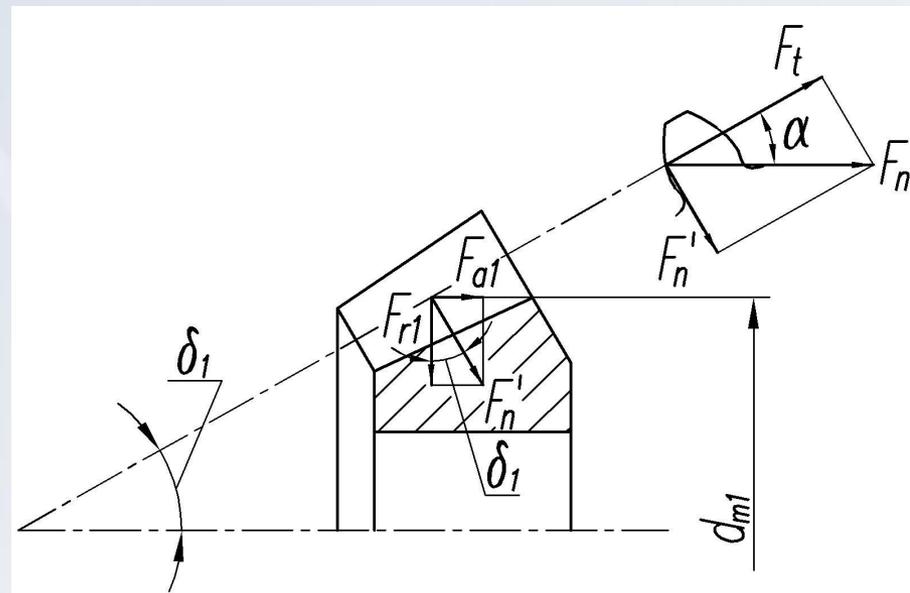
$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m}.$$



Силы в конических прямозубых передачах

Полная нагрузка в зацеплении F_n приложена в среднем торцовом сечении зуба по нормали к его профилю и может быть разложена на две составляющие: окружную силу F_t и силу F'_n , перпендикулярную к образующей делительного конуса (рис.).

Окружная сила направлена по касательной к средней делительной окружности по направлению вращения для колеса и против направления вращения для шестерни.





Силы в конических прямозубых передачах

Величину сил определяют по формулам:

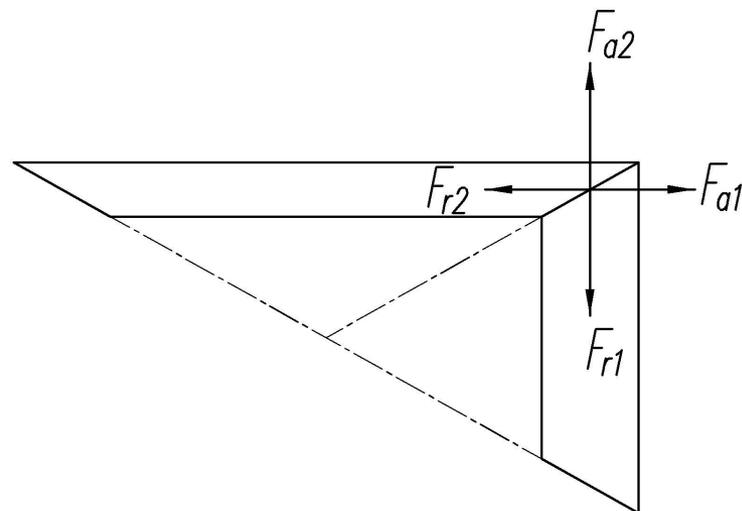
$$F_t = 2000T_1/d_{m1}; F'_n = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

В свою очередь сила F'_n раскладывается на две составляющие: радиальную силу F_r , направленную к оси колеса, и осевую силу F_a , направленную параллельно оси в сторону большего основания конуса. Для шестерни эти силы определяют по формулам

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

Как следует из рис., справедливы следующие равенства для модулей осевых и радиальных сил, приложенных к шестерне и к колесу:

$$F_{r2} = F_{a1}, F_{a2} = F_{r1}.$$





Силы в конических передачах с круговым зубом

Окружная сила в этих передачах вычисляется так же, как и в прямозубых передачах. При определении осевых и радиальных сил учитывают средний угол наклона зуба β_m :

$$F_{a1} = F_t (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cos \delta_1) / \cos \beta_m;$$

$$F_{r1} = F_t (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta_m \sin \delta_1) / \cos \beta_m.$$

Верхний знак в этих формулах используется, если направления вращения шестерни и винтовой линии ее зуба совпадают при наблюдении с вершины конуса.



Лекция 8.

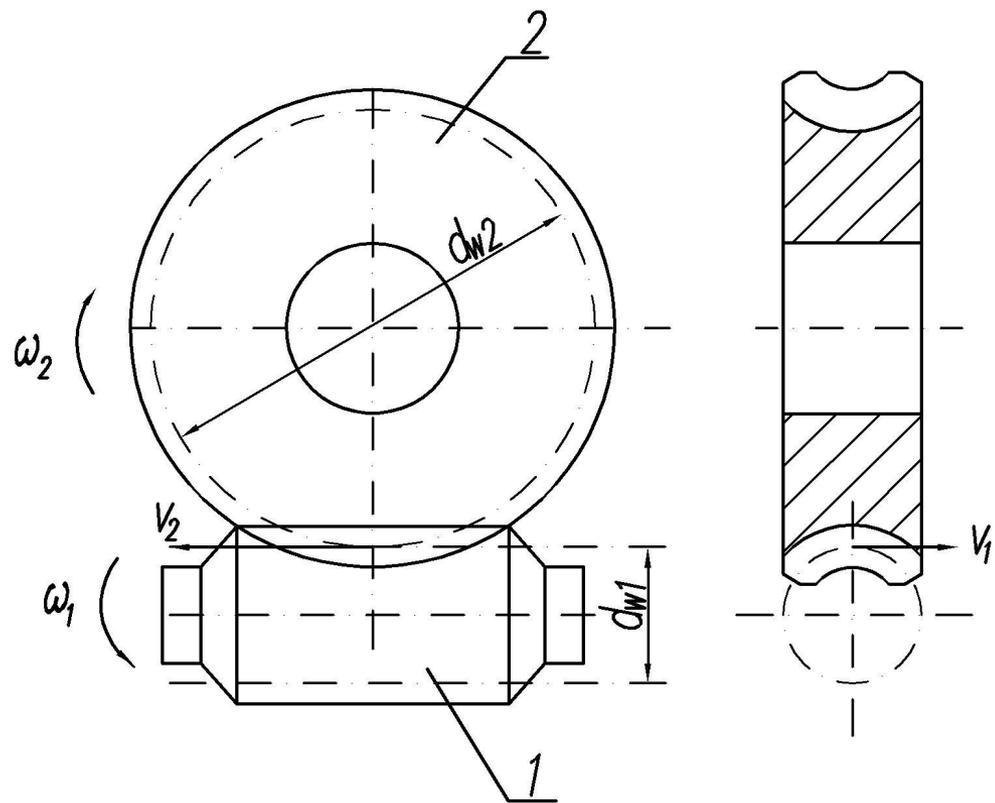
Червячные передачи

- Общие положения
- Классификация червячных передач
- Основные параметры передачи с цилиндрическим червяком
- Материалы червяка и колеса
- Расчет допускаемых напряжений
- Расчет червячной передачи на прочность
- КПД червячной передачи
- Силы в зацеплении



Червячные передачи

Червячные передачи применяют для передачи движения между перекрещивающимися валами. В основном используют ортогональные червячные передачи (оси червяка и вала червячного колеса взаимно перпендикулярны). Движение в червячных передачах осуществляется по принципу винтовой пары. Ведущим звеном является червяк 1 (см. рис.), ведомым звеном червячное колесо 2.





Достоинства и недостатки червячных передач

Достоинствами червячных передач являются: *возможность получения больших передаточных чисел (от 8 до 80), плавность и бесшумность работы, возможность реализации самотормозящих передач.*

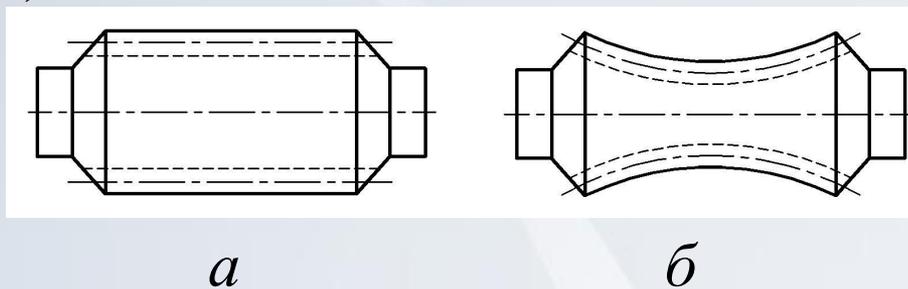
К основным недостаткам относятся: *низкий КПД, необходимость применения для колес дорогостоящих антифрикционных материалов, большие осевые нагрузки на валы и опоры.*

Объем применения червячных передач составляет около 10% от всех передач зацеплением. Выпуск червячных редукторов достигает 50% от общего количества выпускаемых редукторов. Вследствие относительно низкого КПД червячные передачи применяют для сравнительно небольших мощностей – до 60 кВт.



Классификация червячных передач

В зависимости от формы внешней поверхности червяка различают передачи с *цилиндрическим* (а) и *глобоидным* (б) червяком (см. рис.).

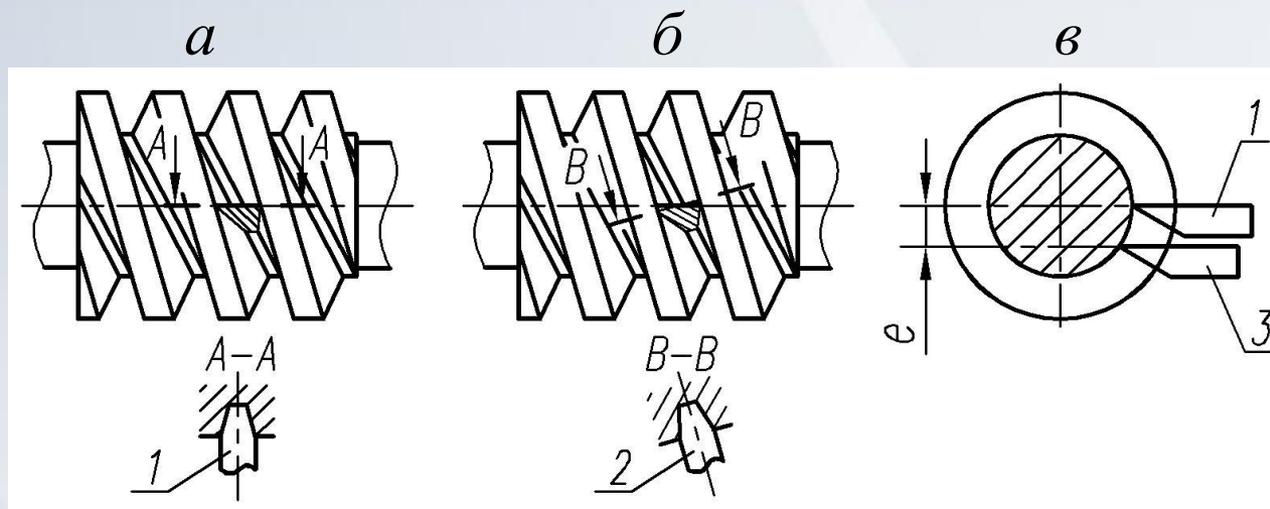


Передача с глобоидным червяком называется *глобоидной*. Она имеет большую почти в 1,5 раза нагрузочную способность и более высокий КПД, чем передача с цилиндрическим червяком. Глобоидные передачи сложнее в изготовлении и сборке, а также весьма чувствительны к осевому смещению червяка, связанному с износом подшипников.



Классификация червячных передач

В зависимости от формы профиля витка в торцовом сечении червяка различают следующие **цилиндрические червяки**: *архимедовы* (обозначают ZA) – очерчены архимедовой спиралью, *эвольвентные* (ZJ) – очерчены эвольвентой, *конволютные* (ZN) – очерчены удлиненной либо укороченной эвольвентой.



При нарезании цилиндрических червяков резец относительно оси червяка занимает различные положения (см. рис.).



Классификация червячных передач

Если резец установить в положение 1, при котором его верхняя грань и ось червяка лежат в одной плоскости (рис. в), а ось резца перпендикулярна оси червяка, то получим *архимедов червяк*. В осевом сечении резьбы архимедов червяк имеет прямолинейный профиль, совпадающий с профилем инструментальной рейки. Для шлифования поверхности архимедова червяка требуются специальные шлифовальные круги фасонного профиля. Поэтому такие червяки применяют в основном с нешлифованными витками при $HV < 350$ в тихоходных и малонагруженных передачах.



Классификация червячных передач

Конволютными называют червяки, имеющие прямолинейный профиль в сечении, нормальном к витку червяка (рис. б). При их нарезании резец из положения 1 поворачивают на угол подъема винтовой линии червяка в положение 2. Поверхность витка такого червяка шлифуется конусным шлифовальным кругом.

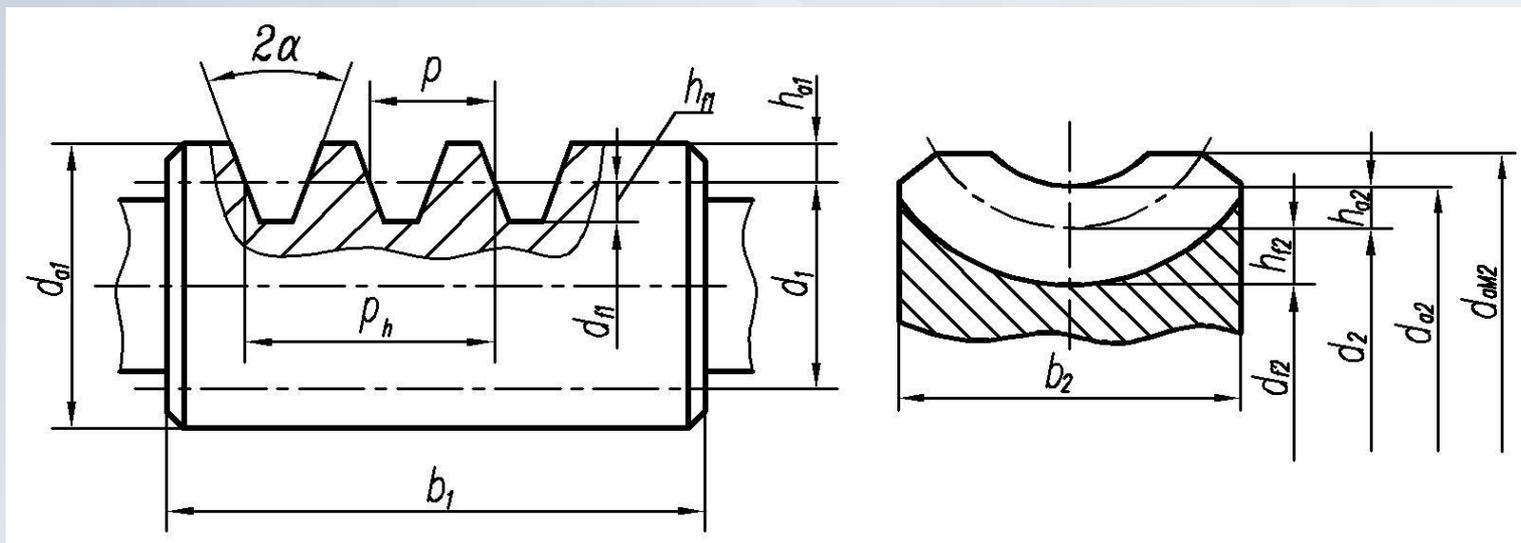
При смещении верхней грани резца на расстояние e относительно оси червяка из положения 1 в положение 3 (рис. в) в торцовом сечении червяка получают эвольвенту.

Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с большим углом наклона зуба и с числом зубьев, равном числу заходов червяка. Эвольвентные червяки шлифуются плоской стороной шлифовального круга.



Основные параметры передачи с цилиндрическим червяком

Расстояние между одноименными профилями соседних витков червяка, измеренное вдоль его оси, называется шагом p (см. рис.), а отношение шага к числу π – **модулем** $m = p / \pi$.



Отношение делительного диаметра червяка к модулю называется **коэффициентом диаметра червяка** $q = d_1 / m$.



Основные параметры передачи с цилиндрическим червяком

Основными параметрами червячной передачи с цилиндрическим червяком являются: модуль m , коэффициент диаметра червяка q , передаточное число u , межосевое расстояние a_w и число заходов червяка z_1 .

Для получения минимальных значений массы и габаритов червячных передач, а также для унификации их конструкций и сокращения номенклатуры зуборезного инструмента основные параметры червячных передач должны соответствовать стандартным значениям.

Модуль и коэффициент диаметра червяка выбирают по ГОСТ 19672–74, межосевое расстояние и передаточное число – по ГОСТ 2144–76.



Смещение в червячных передачах

Число заходов червяка в стандартной червячной передаче в зависимости от передаточного числа может принимать одно из трех значений: при $u > 30 - z_1 = 1$, при $14 \leq u \leq 30 - z_1 = 2$, при $u < 14 - z_1 = 4$.

Для получения заданного межосевого расстояния червячные колеса выполняются со смещением. Достигается это также как и в цилиндрических зубчатых колесах, путем смещения фрезы относительно заготовки в процессе нарезания. *Коэффициент смещения* определяют по формуле

$$x = a_w / m - 0,5 (q + z_2),$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Из условий отсутствия подрезания и заострения зубьев коэффициент x выбирается в пределах $-1 \leq x \leq 1$.

Параметры червяка

Угол профиля архимедова червяка в осевом сечении $\alpha=20^\circ$.
Делительный угол подъема витка червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$$

Начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = (q + 2x) m.$$

Начальный угол подъема витка червяка

$$\operatorname{tg} \gamma_w = z_1 / (q + 2x).$$

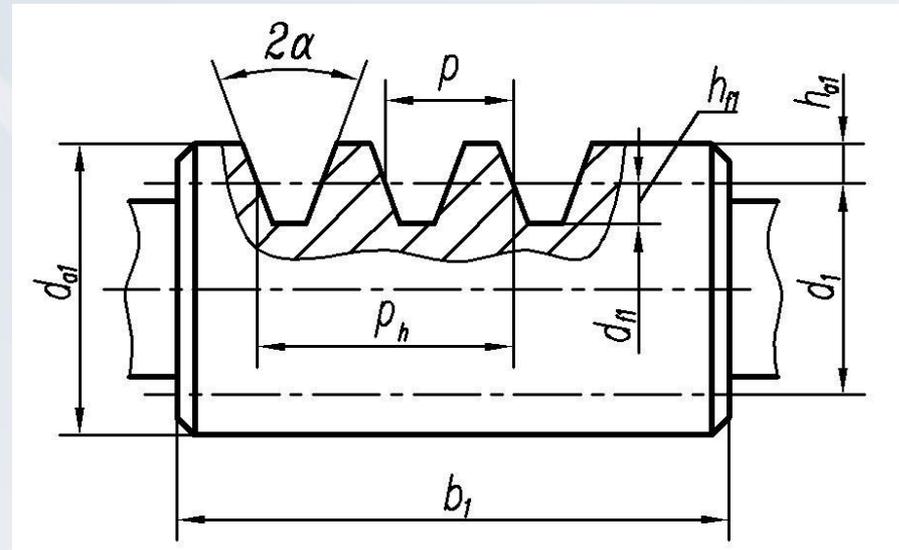
Высота головки витка червяка
и зуба червячного колеса

$$h_{a1} = h_{a2} = m.$$

Высота ножки витка червяка и зуба червячного колеса

$$h_{f1} = h_{f2} = h_f^* m,$$

где h_f^* – коэффициент высоты ножки; $h_f^* = 1 + 0.2 \cos \gamma$ – для эвольвентных червяков; $h_f^* = 1,2$ – для других червяков.





Параметры червячного колеса

Делительный диаметр $d_2 = mz_2$.

Диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2(1+x)m$.

Диаметр впадин $d_{f2} = d_2 - 2m(h_f^* - x)$.

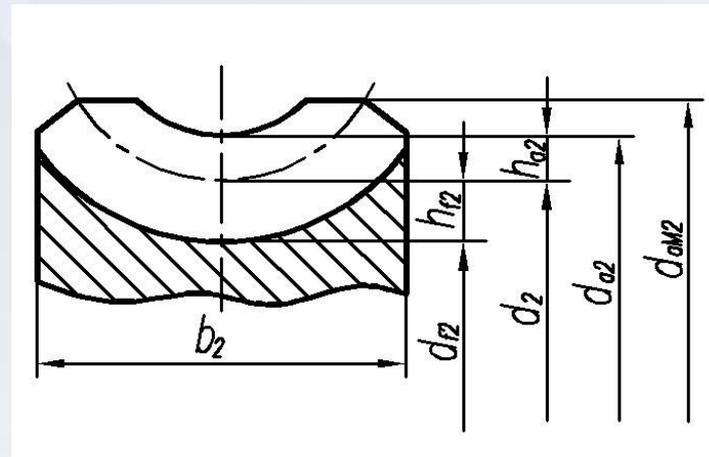
Наибольший диаметр колеса

$$d_{aM2} \geq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширина венца колеса:

$$b_2 \leq 0.75d_{a1} \text{ при } z_1 < 3;$$

$$b_2 \leq 0.67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$





Материалы червяка и колеса

Червяки изготавливают из тех же марок сталей, что и зубчатые колеса. Для архимедовых червяков находят применение стали марок 45, 50. Для эвольвентных и конволютных червяков применяют стали 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...53 HRC_9 , и цементуемые стали 15Х, 20Х с твердостью после закалки 56...63 HRC_9 .

Венцы червячных колес изготавливают из антифрикционных материалов, которые по своим свойствам условно делятся на три группы.

Группа I. Оловянные бронзы. Применяют при высоких скоростях скольжения $V_s \geq 5$ м/с. Обладают хорошими антифрикционными свойствами, имеют сравнительно низкую прочность, отличаются высокой стоимостью.



Материалы червячных колес

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни. Применяют при небольших скоростях скольжения $V_s < 5$ м/с. По сравнению с оловянными бронзами материалы этой группы имеют худшие антифрикционные свойства, более высокую прочность и низкую стоимость.

Группа III. Серые чугуны марок СЧ15, СЧ20. Применяют при малых скоростях скольжения $V_s < 2$ м/с и больших диаметрах колес, а также в ручных приводах.

Для ориентировочного определения скорости скольжения в зацеплении V_s используют следующую зависимость:

$$V_s = \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2},$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹;

T_2 – крутящий момент на колесе, Н·м.



Расчет допускаемых напряжений

При определении допускаемых напряжений учитывают, что прочность зуба червячного колеса существенно ниже прочности витка червяка. Поэтому *допускаемые напряжения определяются для материала венца червячного колеса.*

Для зубьев червячных колес характерны те же виды разрушения, что и для зубчатых передач. При использовании материалов I группы наиболее распространенным видом разрушения является *усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев* колеса. Для материалов II и III групп основной причиной разрушения является *заедание. Поломка зуба червячного колеса* происходит в основном после изнашивания.



Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от группы материала. Для материалов I группы σ_{HP} определяют из условия сопротивления выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев

$$\sigma_{HP} = K_{\text{ч}} C_v K_{HL} \sigma_B,$$

где $K_{\text{ч}}$ – коэффициент, учитывающий твердость поверхности витка червяка, $K_{\text{ч}} = 0.9$ при $HRC_{\text{э}} \geq 45$, $K_{\text{ч}} = 0.75$ при $HRC_{\text{э}} < 45$; C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала; K_{HL} – коэффициент долговечности; σ_B – предел прочности.

Величину C_v в зависимости от скорости скольжения рассчитывают по эмпирической формуле

$$C_v = 1.66 V_s^{-0.352} \geq 0.8.$$



Допускаемые контактные напряжения

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов контактных напряжений для зуба колеса.

Должны выполняться ограничения $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

При определении эквивалентного числа циклов напряжений используется формула

$$N_{HE} = \mu_h N_k,$$

где N_k – суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи; μ_h – коэффициент эквивалентности.

При постоянной частоте вращения N_k равно $N_k = 60 n_2 t_h$, где n_2 – частота вращения колеса, мин^{-1} ; t_h – суммарное время работы передачи, ч.



Определение коэффициента эквивалентности

Для типовых режимов нагружения коэффициенты эквивалентности μ_h и μ_F определяются по табл. Если задана диаграмма нагружения, то μ_h рассчитывают по формуле

Режим нагружения	μ_h	μ_F	X_p
0 - постоянный	1.0	1.0	1.0
1 - тяжелый	0.416	0.2	0.77
2 - средний равновероятный	0.2	0.1	0.5
3 - средний нормальный	0.121	0.04	0.5
4 - легкий	0.081	0.016	0.38
5 - особо легкий	0.034	0.004	0.31

$$\mu_h = \sum_{i=1}^k \left(\frac{N_i}{N_{\Sigma 2}} \right) \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^4,$$

где T_i – крутящий момент на колесе, соответствующий i -ой ступени нагружения; T_2 – максимальный крутящий момент на колесе.



Допускаемые контактные напряжения

Для материалов II группы допускаемые контактные напряжения определяют из условия сопротивления заеданию

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H0} - 25V_s,$$

где $\sigma_{H0} = 300$ МПа при твердости поверхности витка червяка $HRC_{\rho} \geq 45$; $\sigma_{H0} = 250$ МПа при $HRC_{\rho} < 45$.

Для материалов III группы допускаемые контактные напряжения равны

$$\sigma_{HP} = 175 - 35V_s.$$

При расположении червяка вне масляной ванны значения σ_{HP} уменьшают на 15%.



Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба определяют в зависимости от механических характеристик материала венца червячного колеса и характера нагрузки по следующим формулам.

Материалы I и II групп:

для нереверсивных передач $\sigma_{FP} = (0,08 \sigma_b + 0,25 \sigma_T) K_{FL}$,

для реверсивных передач $\sigma_{FP} = 0,16 \sigma_b K_{FL}$.

Материалы III группы:

для нереверсивных передач $\sigma_{FP} = 0,22 \sigma_b K_{FL}$,

для реверсивных передач $\sigma_{FP} = 0,175 \sigma_b K_{FL}$,

где σ_b – предел прочности, σ_T – предел текучести материала зуба червячного колеса; K_{FL} – коэффициент долговечности при изгибе.

Коэффициент долговечности при изгибе

При определении K_{FL} используют зависимость

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}},$$

где N_{FE} – эквивалентное число циклов напряжений изгиба для зуба колеса;

$$N_{FE} = \mu_F N_k,$$

где μ_F – коэффициент эквивалентности.

Для типовых режимов нагружения μ_F определяют по табл. Если задана диаграмма нагружения, то μ_F рассчитывают по формуле

$$\mu_F = \sum_{i=1}^k \left(\frac{N_i}{N_{\Sigma 2}} \right) \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^9.$$

Должны выполняться ограничения $0,543 \leq K_{FL} \leq 1,0$.



Расчет червячной передачи на прочность

- Зубья червячных колес рассчитывают так же, как и зубья зубчатых колес на *контактную и изгибную прочность*.
- Действие контактных напряжений вызывает основные виды разрушения зубьев: выкрашивание рабочих поверхностей, заедание и износ. Поэтому *расчет на контактную прочность является основным*, а на изгибную прочность проверочным.
- Результаты расчета напряжений для разных типов цилиндрических червяков различаются незначительно. Это позволяет получить расчетные зависимости для наиболее простого случая расчета архимедова червяка.



Расчет на прочность по контактным напряжениям

Основой для расчета является формула Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} l_{\Sigma}}},$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении;

l_{Σ} – суммарная длина контактных линий;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны, $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$;

ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны витка червяка и зуба червячного колеса при касании в полюсе зацепления.



Расчет на прочность по контактным напряжениям

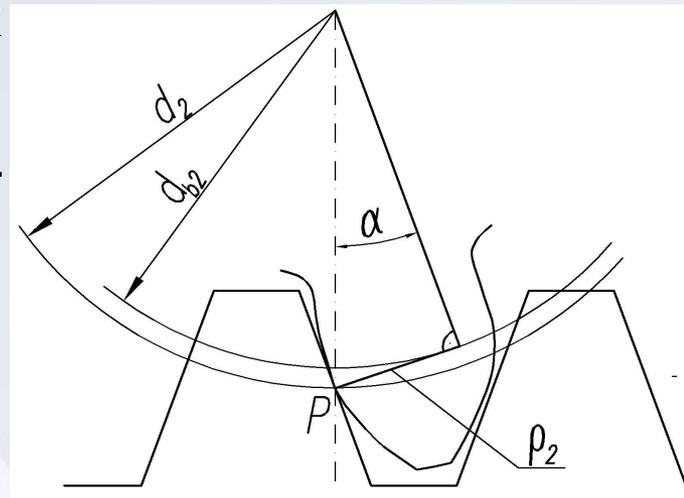
Поскольку в осевой плоскости виток червяка имеет прямолинейный профиль, то $\rho_1 = \infty$. По аналогии с цилиндрическими косозубыми колесами для эвольвентного профиля зуба червячного колеса на основании рис. запишем

$$\rho_{пр} = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \gamma}.$$

Нормальная сила в зацеплении F_n определяется через окружную силу и направляющие косинусы углов α и γ :

$$F_n = \frac{KF_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma},$$

где $F_{t2} = 2000T_2 / d_2$; K – коэффициент нагрузки.



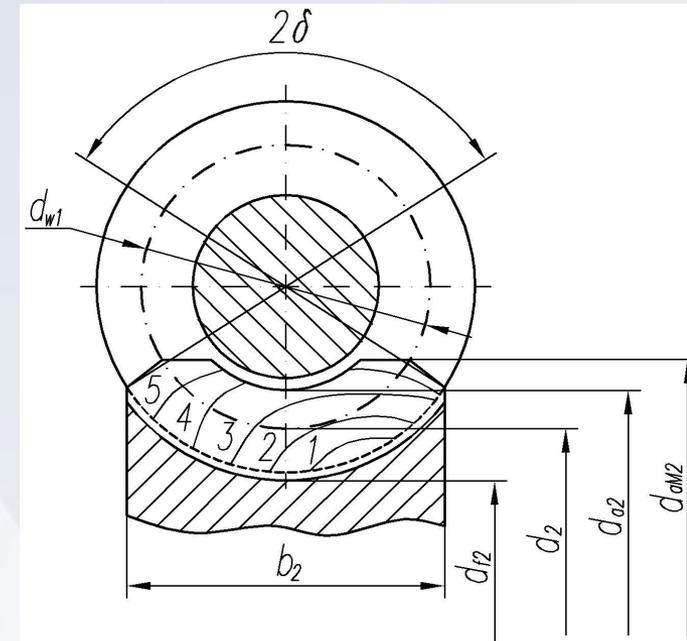
Расчет на прочность по контактным напряжениям

Длину дуги, ограниченной углом охвата 2δ , на начальном диаметре червяка (см. рис.) определим по формуле

$$b = \pi d_{w1} 2\delta / 360.$$

Последовательные положения линии контакта зуба колеса с витком червяка в процессе зацепления показаны на рис.

Для учета фактической длины линии контакта вводится коэффициент уменьшения контактной длины ξ . Количество зубьев червячного колеса, одновременно находящихся в зацеплении с витками червяка, характеризуется коэффициентом торцевого перекрытия ε_α .





Расчет на прочность по контактным напряжениям

Выражение для l_{Σ} , учитывая начальный угол подъема витка червяка, представим в виде

$$l_{\Sigma} = \frac{\xi b \varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma_w}.$$

При усредненных для червячных передач значениях параметров: $2\delta \approx 100^{\circ}$, $\varepsilon_{\alpha} \approx 2$, $\xi = 0,75$ запишем $l_{\Sigma} = 1,3d_{w1} / \cos \gamma_w$.

Подставим в формулу Герца полученные выражения для l_{Σ} , $\rho_{\text{пр}}$ и выполним преобразования, принимая $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $E_2 = 10^5$ МПа, $\alpha = 20^{\circ}$, $\gamma_w \approx 9^{\circ}$:

$$\sigma_H = 5350 \sqrt{\frac{8KT_2}{d_2^2 d_{w1}}}. \quad (1)$$



Расчет на прочность по контактным напряжениям

Выразим d_2 и d_{w1} через модуль: $d_2 = mz_2$, $d_{w1} = m(q + 2x)$, модуль через межосевое расстояние $m = 2a_w / (z_2 + q + 2x)$. Подставим эти выражения в (1) и после преобразований получим формулу для проверочного расчета червячных передач на выносливость по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{5350(q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{(q + 2x)a_w} \right]^3} KT_2 \leq \sigma_{HP}. \quad (2)$$

Коэффициент нагрузки учитывает неравномерность распределения нагрузки в зацеплении и внутреннюю динамику передачи

$$K = K_\beta K_V$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки, K_V – динамический коэффициент.



Расчет на прочность по контактным напряжениям

Коэффициент концентрации нагрузки определяют по формуле

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X_p),$$

где θ – коэффициент деформации червяка (см. табл.);

X_p – отношение средневзвешенного момента к максимальному моменту.

z_1	Коэффициент диаметра червяка q								
	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	20
1	57	72	89	108	127	157	190	214	232
2	45	57	71	86	102	125	152	172	186
4	37	47	58	70	82	101	123	138	148

Для типовых режимов нагружения X_p определяют по табл. При заданной диаграмме нагружения

$$X_p = \sum_{i=1}^k \left(\frac{N_i}{N_{\Sigma 2}} \right) \left(\frac{T_i}{T_2} \right).$$

Проектный расчет червячной передачи

Формулу для проектного расчета получают, выражая a_w из (2) при $x = 0$ и задаваясь предварительным значением $q = 0,25 z_2$:

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{KT_2}{\sigma_{HP}^2}},$$

Полученное межосевое расстояние округляют до ближайшего большего стандартного значения. Число зубьев колеса $z_2 = uz_1$.

Модуль предварительно определяют по формуле

$$m = K_m a_w / z_2,$$

где $K_m = 1,6$, если a_w и передаточное число выбраны из одинаковых рядов, $K_m = 1,44$, если a_w и передаточное число выбраны из разных рядов. Модуль округляют до стандартной величины.

Коэффициент диаметра червяка вычисляют по формуле

$$q = 2a_w / m - z_2$$

и округляют до ближайшей стандартной величины.



Расчет на изгибную прочность

Расчет выполняется только для зубьев червячного колеса по аналогии с расчетом зубьев косозубых цилиндрических колес. При этом в формулу для расчета напряжений изгиба вводится ряд поправок, учитывающих специфику червячной передачи. Дугообразная форма зуба червячного колеса повышает его изгибную прочность почти на 40% по сравнению с зубом цилиндрического колеса. Это учитывается коэффициентом формы зуба Y_F , определяемым по табл. в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w.$$

z_{v2}	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Червячная пара достаточно хорошо прирабатывается, что позволяет принять $Y_\beta = 1$. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1/(\varepsilon_\alpha \zeta)$.



Расчет на изгибную прочность, КПД передачи

Окончательную формулу для проверочного расчета зубьев червячного колеса на выносливость по напряжениям изгиба представим в виде

$$\sigma_{F2} = 0,67 Y_F \frac{F_{t2} K}{b m_n} \leq \sigma_{FP2},$$

где $m_n = m \cos \gamma$.

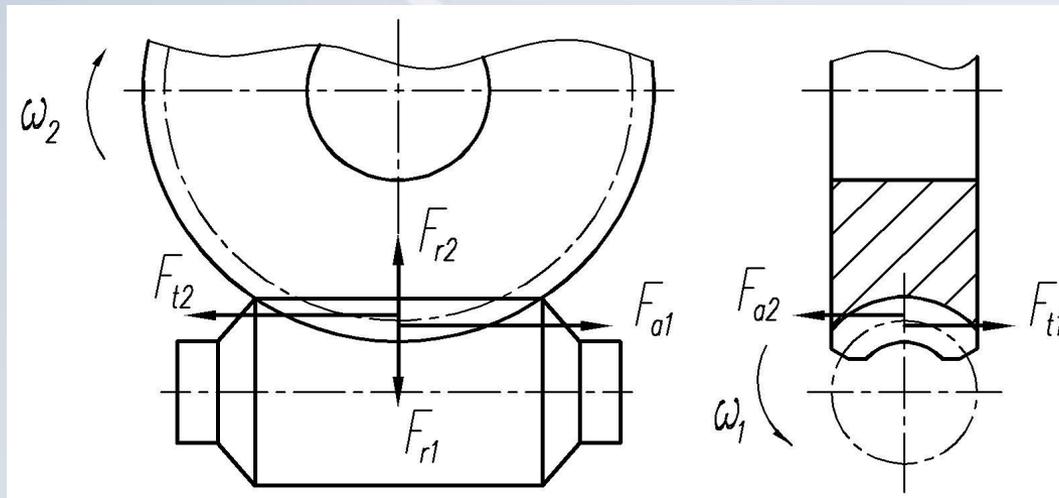
При определении КПД червячной передачи учитывают потери в зацеплении, по формуле, полученной для винтовой пары при ведущем червяке:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')},$$

где ρ' – приведенный угол трения.

Силы в зацеплении

Полное усилие в зацеплении раскладывают на три взаимно-перпендикулярные составляющие (см. рис.).



Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = 2000T_2/d_2.$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = 2000T_1/d_1.$$

Радиальные силы на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma,$$

Тепловой расчет

Потери механической энергии в червячной передаче переходят в тепловую энергию. При этом происходит нагревание масла, деталей передачи и корпуса редуктора. Через стенки и днище корпуса тепло выделяется в окружающую среду. Тепловой расчет проводят для установившегося режима работы передачи из *условия теплового баланса*

$$Q_1 = Q_2,$$

где Q_1 – мощность тепловыделения, Q_2 – мощность теплоотдачи.

Мощность тепловыделения рассчитывают по формуле:

$$Q_1 = 10^3 P_1 (1 - \eta),$$

где P_1 – мощность на червяке, кВт.

Мощность теплоотдачи через стенки и днище корпуса:

$$Q_2 = K_T A (t_M - t_0)(1 + \lambda),$$

Тепловой расчет червячной передачи

где A – площадь поверхности редуктора, через которую происходит отвод тепла в окружающую среду без учета днища, м^2 ;
 λ – коэффициент, учитывающий отвод тепла через днище редуктора; t_0 – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{м}}$ – температура масла в редукторе, $^{\circ}\text{C}$; K_T – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$.

При установке редуктора на металлической плите или раме принимают $\lambda=0,25$; на бетонном или кирпичном основании $\lambda=0$.

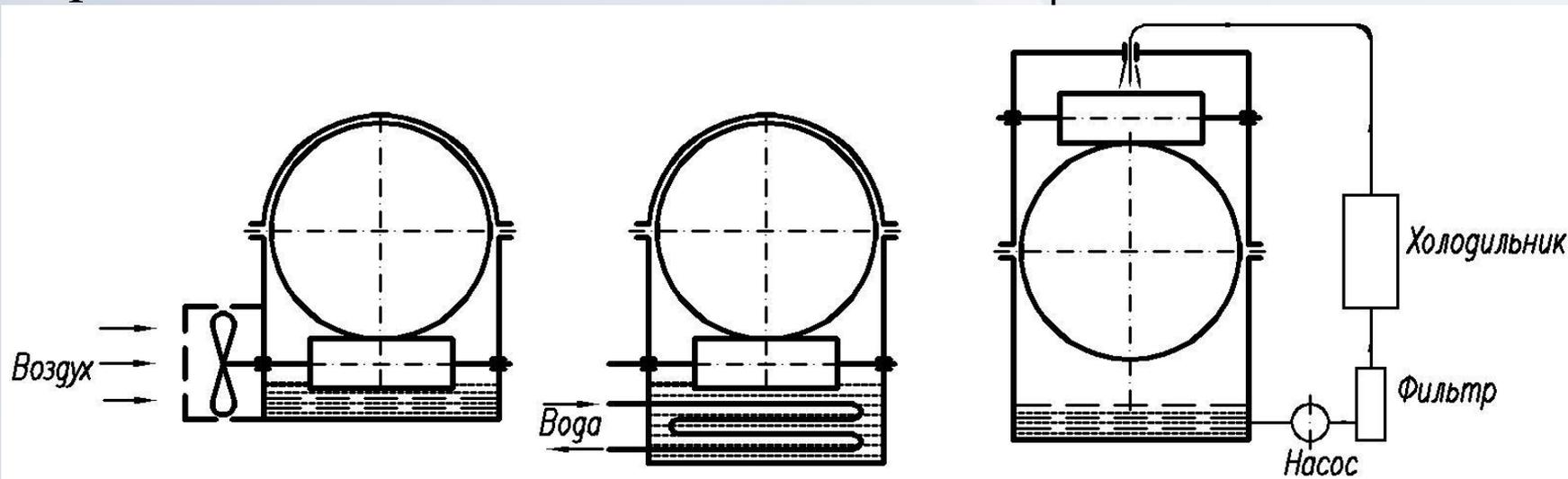
Для увеличения поверхности охлаждения предусматривают охлаждающие ребра, причем в расчете учитывают только 50% площади их поверхности.

Коэффициент теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи зависит от способа охлаждения. Вариант охлаждения при отсутствии специальных охлаждающих устройств называется **естественным**, при наличии — **искусственным**. В случае естественного охлаждения в закрытых помещениях принимают:

при отсутствии вентиляции $K_T = 8 \dots 10 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$;

при наличии интенсивной вентиляции $K_T = 12 \dots 17 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$.



Способы искусственного охлаждения



Тепловой расчет червячной передачи

Основными способами искусственного охлаждения являются (см. рис.) :

1. **Охлаждение воздухом** с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка. В этом случае принимают $K_T = 20 \dots 28 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{С}$.
2. **Охлаждение масла водой**, проходящей через змеевик. В этом случае K_T повышается до $90 \dots 200 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{С}$.
3. **Циркуляционные системы смазки** со специальными холодильниками.

Из условия теплового баланса определяют температуру масла в корпусе редуктора и сравнивают ее с допустимым значением $[t_M]$:

$$t_M = t_0 + \frac{10^3 P_1 (1 - \eta)}{K_T A (1 + \lambda)} \leq [t_M].$$

Значение $[t_M]$ зависит от марки масла. Максимальные значения $[t_M]$ для обычных редукторных масел $[t_M] = 85 \dots 95^\circ\text{С}$.



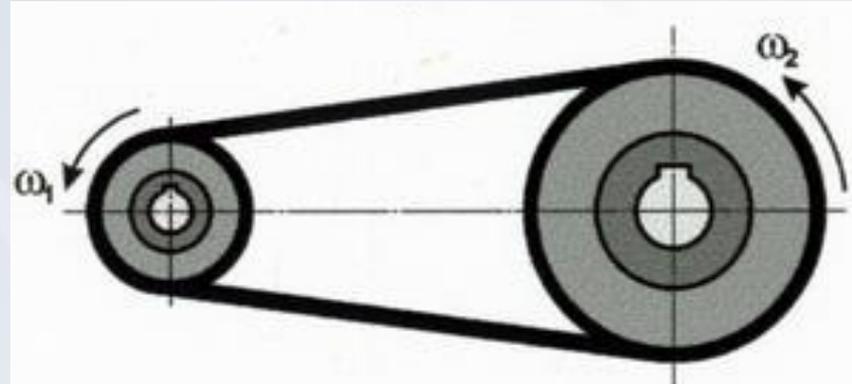
Лекция 9.

Ременные передачи

- Общие положения
- Классификация ременных передач
- Кинематика и геометрия ременных передач
- Силовой расчет передачи

Ременные передачи

Простейшая ременная передача состоит из **ведущего и ведомого шкивов и ремня**, надетого на шкивы с предварительным натяжением (см. рис.). **Нагрузка передается за счет сил трения**, возникающих между шкивами и ремнем.



Достоинства ременных передач

- Возможность передачи мощности на большие расстояния (до 15 м и более).
- Плавность и бесшумность работы, предохранение от перегрузок.
- Простота конструкции и эксплуатации.

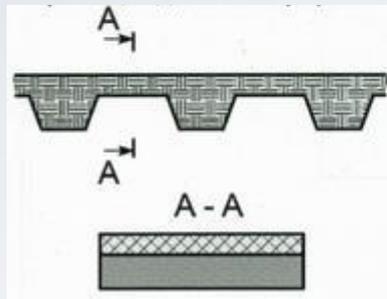
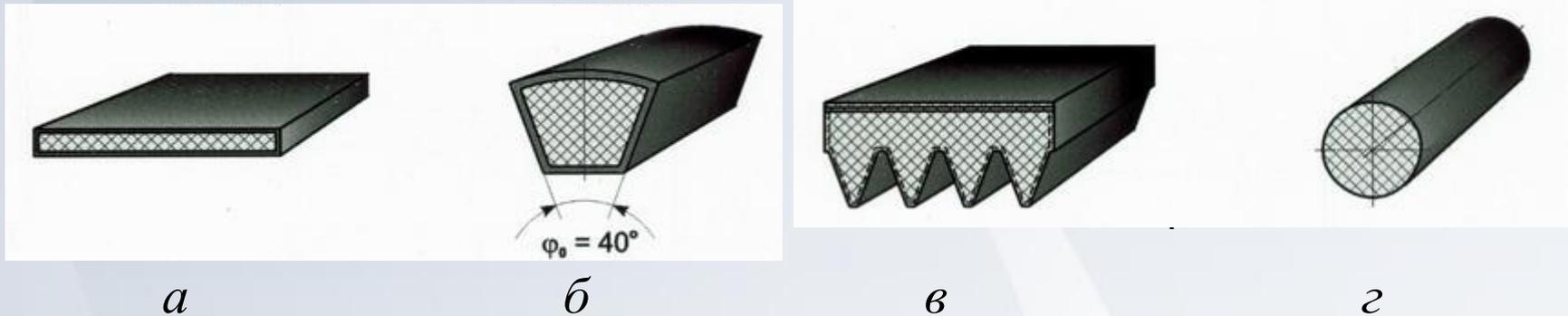


Недостатки ременных передач

- Сравнительно большие габариты передачи (при одинаковых режимах нагружения диаметры шкивов в 3...5 раз больше диаметров зубчатых колес).
- Непостоянство передаточного числа вследствие скольжения ремня.
- Повышенные нагрузки на валы и опоры от натяжения ремней.
- Низкая долговечность ремней.

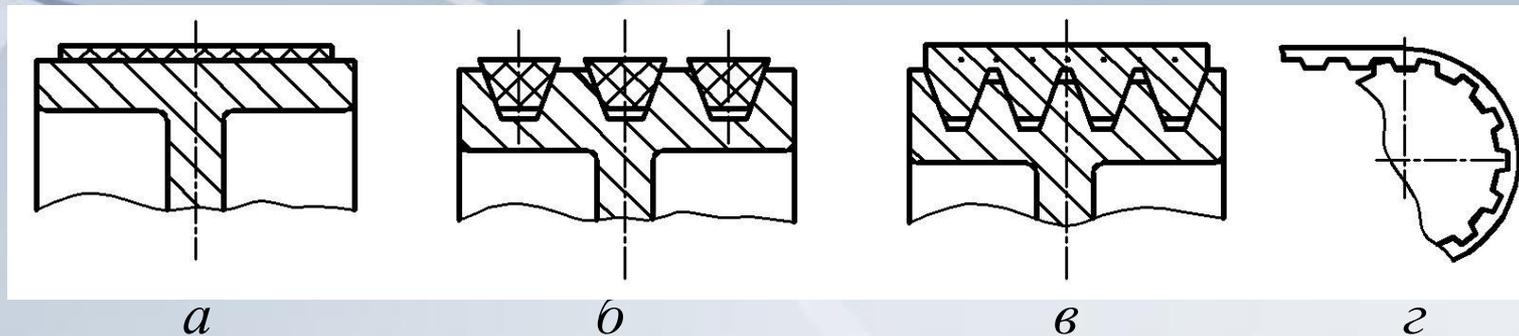
Типы ремней

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают следующие ремни: *плоские* (рис. а), *клиновые* (рис. б), *полуклиновые* (рис. в), *круглые* (рис. г), *зубчатые* (рис. д).



д

Классификация передач

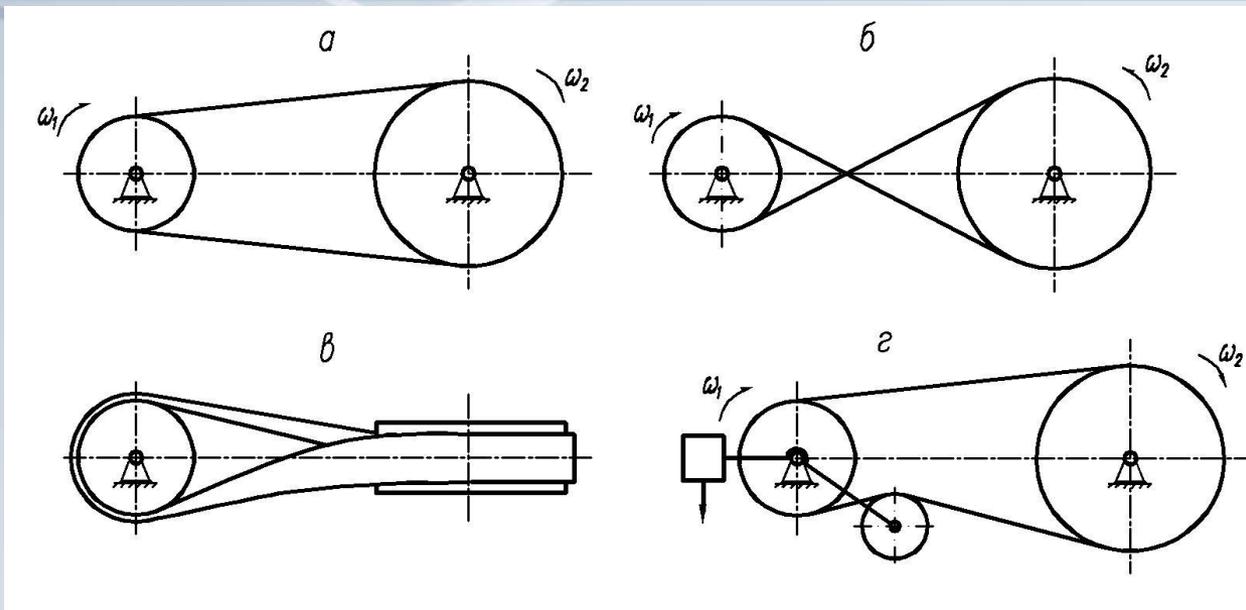


Типам ремней соответствуют передачи: **плоскоременные** (рис. *a*), **клиноременные** (рис. *б*), **с поликлиновым ремнем** (рис. *в*), **зубчато-ременные** (рис. *г*), **круглоременные**.

Плоскоременные передачи используют при сравнительно больших межосевых расстояниях. Они могут работать при значительных скоростях, имеют достаточно высокий КПД до $\eta = 0,97$. Плоские ремни обладают высокой гибкостью и долговечностью. Основные типы плоскоременных передач представлены на следующем слайде.



Плоскоременные передачи



Открытая передача (рис. *а*) является наиболее распространенной, применяется при параллельном расположении валов и одинаковом направлении вращения шкивов. В **перекрестной передаче** (рис. *б*) ветви ремня перекрещиваются, а шкивы вращаются в противоположных направлениях.



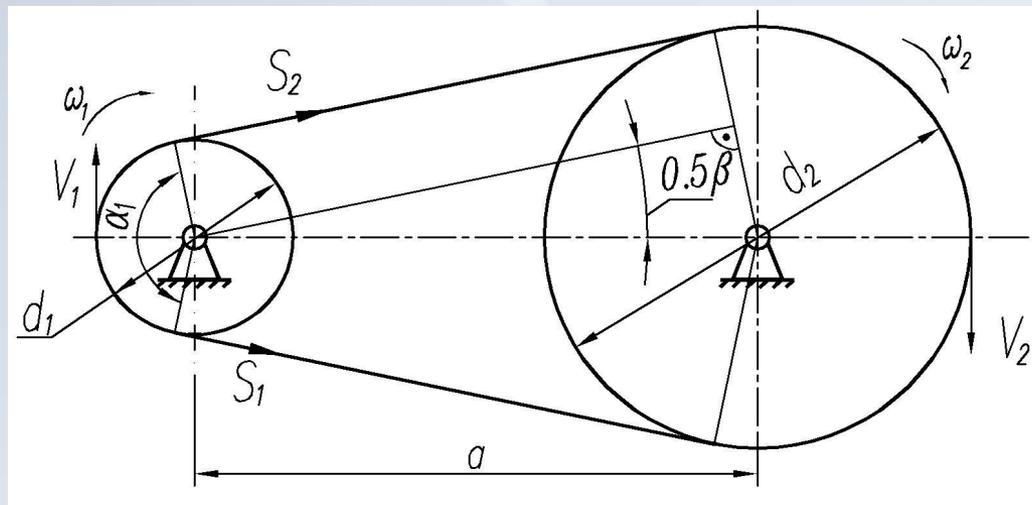
Классификация передач

В полуперекрестной передаче (рис. в) оси валов лежат в разных плоскостях. При малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях находит применение передача с натяжным роликом (рис. г).

- При скоростях ремня до 30 м/с применяют **прорезиненные, хлопчатобумажные и кожаные ремни**. При скоростях ремня свыше 30 м/с используют **синтетические ремни**.
- Наибольшее применение находят передачи клиноременные и с поликлиновым ремнем. Круглые ремни используют для передач малой мощности в приборах и бытовой технике.
- Обычно ременные передачи применяют для сравнительно небольших мощностей (до 50 кВт) при значительных межосевых расстояниях.

Кинематика и геометрия ременных передач

При проектировании ременных передач определяют: диаметры шкивов d_1 и d_2 (см. рис.), межосевое расстояние a , расчетную длину ремня L , угол обхвата ремнем малого шкива α_1 .



Диаметр ведущего шкива определяют по эмпирической формуле с последующим округлением до стандартного значения

$$d_1 = K \sqrt[3]{T_1},$$

где $K = 60$ для плоских ремней; $K = 40$ для клиновых;

$K = 30$ для поликлиновых; T_1 - момент на ведущем шкиве; Н·м.



Явление упругого скольжения

Обозначим усилия натяжения в ведущей ветви ремня S_1 , в ведомой ветви S_2 . Для определения передаточного отношения в ременных передачах учитывают *явление упругого скольжения*. Его суть заключается в том, что *при переходе ремня с ведущей ветви на ведомую ветвь усилие натяжения ремня уменьшается с S_1 до S_2 , ремень на ведущем шкиве укорачивается и отстаёт от ведущего шкива*. На ведомом шкиве ремень переходит из зоны меньшего натяжения в зону большего натяжения, длина ремня на ведомом шкиве увеличивается и ремень обгоняет ведомый шкив. Указанные соотношения скоростей представим в виде неравенства

$$V_2 < V < V_1,$$

где V_1 и V_2 – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов; V – скорость ремня.



Явление упругого скольжения

Для оценки упругого скольжения вводится понятие относительного скольжения $\varepsilon = (V_1 - V_2)/V_1$.

Величина относительного скольжения в ременных передачах $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$.

Выразим окружные скорости через диаметры шкивов:

$$V_1 = 0,5 \omega_1 d_1; V_2 = 0,5 \omega_2 d_2,$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости шкивов.

Запишем передаточное отношение с учетом упругого скольжения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2V_1 d_2}{2V_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

Отсюда диаметр ведомого шкива равен:

$$d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon).$$

Параметры ременной передачи

Межосевое расстояние передачи предварительно находят по следующим формулам:

для плоского ремня $a = 2 (d_1 + d_2)$; для клинового $a = 0.8 (d_1 + d_2)$;

для поликлинового $a = d_1 + 0.5d_2$.

При определении длины ремня используют зависимость

$$L = 2a + 0.5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Для клиновых и поликлиновых ремней полученное значение округляют до ближайшего стандартного. После выбора длины ремня межосевое расстояние уточняют по формуле

$$a = 0.25(L - W + \sqrt{(L - W)^2 - Y}),$$

где $W = 0.5\pi (d_1 + d_2)$, $Y = 2(d_2 - d_1)^2$.

Угол обхвата на ведущем шкиве $\alpha_1 = 180^\circ - 57.3^\circ(d_2 - d_1)/a$.

Силовой расчет ременной передачи



До начала работы ременной передачи в ветвях ремня действуют усилия начального натяжения S_0 . В процессе работы передачи происходит перераспределение нагрузок между ветвями, в ведущей ветви ремня действует усилие натяжения S_1 , в ведомой ветви – S_2 . Разность этих усилий равна окружной силе F_t . Для определения трех неизвестных сил S_0 , S_1 и S_2 имеем два уравнения:

$$\begin{aligned} S_1 + S_2 &= 2 S_0; \\ S_1 - S_2 &= F_t. \end{aligned}$$

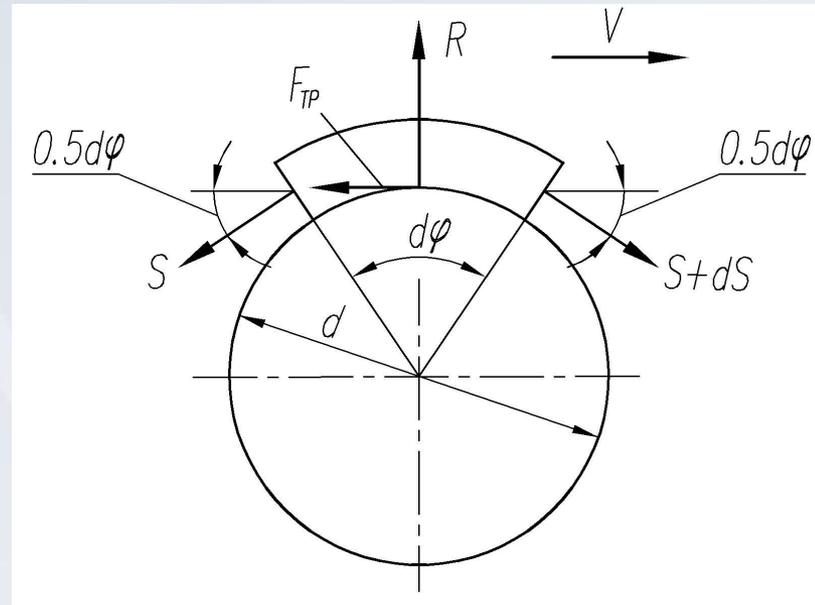
Отсюда получим

$$S_1 = S_0 + 0,5 F_t, \quad S_2 = S_0 - 0,5 F_t.$$

В качестве третьего уравнения используют формулу Эйлера, задающую отношение усилий натяжения ветвей ремня в зависимости от условий трения.

Вывод формулы Эйлера

При выводе формулы Эйлера используется расчетная схема, представленная на рис. Ремень рассматривается как нерастяжимая гибкая нить. Выделим двумя радиальными сечениями бесконечно малый элемент ремня на шкиве диаметром d .



В полученных сечениях ремня приложим нормальные силы S и $S + dS$. На элемент ремня со стороны шкива также действуют сила нормального давления R и сила трения $F_{тр}$, которая по закону Кулона равна $F_{тр} = fR$, где f – коэффициент трения между ремнем и шкивом.

Вывод формулы Эйлера



Условие равновесия элемента ремня в направлении оси X :

$$(S + dS) \cos(0,5 d\varphi) - S \cos(0,5 d\varphi) - F_{\text{тр}} = 0.$$

Условия равновесия элемента ремня в направлении оси Y :

$$R - (S + dS) \sin(0,5 d\varphi) - S \sin(0,5 d\varphi) = 0.$$

С учетом того, что угол $d\varphi$ является бесконечно малым, примем:

$$\sin(0,5 d\varphi) \approx 0,5 d\varphi, \quad \cos(0,5 d\varphi) \approx 1.$$

В результате получим $dS = fR$, пренебрегая бесконечно малой величиной второго порядка $dS d\varphi$, запишем $R = S d\varphi$.

Исключим R из полученных выражений, это дает следующее дифференциальное уравнение

$$dS/S = f d\varphi.$$

Проинтегрируем его по углу обхвата α

Формула Эйлера, усилия в ветвях ремня

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

После потенцирования получим формулу Эйлера

$$S_1/S_2 = e^{f\alpha}.$$

С учетом обозначения $q = e^{f\alpha}$ запишем

$$S_1 = F_t \frac{q}{q-1}; S_2 = \frac{F_t}{q-1}; S_0 = 0,5F_t \frac{q+1}{q-1}.$$

Напряжения в ремне



Усилия в ремне зависят от площади его поперечного сечения. Для удобства пользования полученными зависимостями силовой *расчет ременной передачи удобнее проводить в напряжениях*. Разделим составляющие выражений для S_1 и S_2 на площадь поперечного сечения ремня A , в результате получим

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5\sigma_t,$$

где $\sigma_1 = S_1 / A$, $\sigma_2 = S_2 / A$ – соответственно напряжения в ведущей и холостой ветвях ремня, $\sigma_0 = S_0 / A$ – начальное напряжение, $\sigma_t = F_t / A$ – полезное напряжение.

При увеличении σ_0 нагрузочная способность ременной передачи возрастает, а долговечность снижается. С учетом этого рекомендуют принимать для плоских ремней $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа, для клиновых ремней $\sigma_0 \leq 1,8$ МПа.



Напряжения в ремне от действия центробежных сил

При движении ремня по шкиву со скоростью V на бесконечно малый элемент ремня массой dm в пределах дуги обхвата $d\varphi$ действует центробежная сила dF (см. рис.):

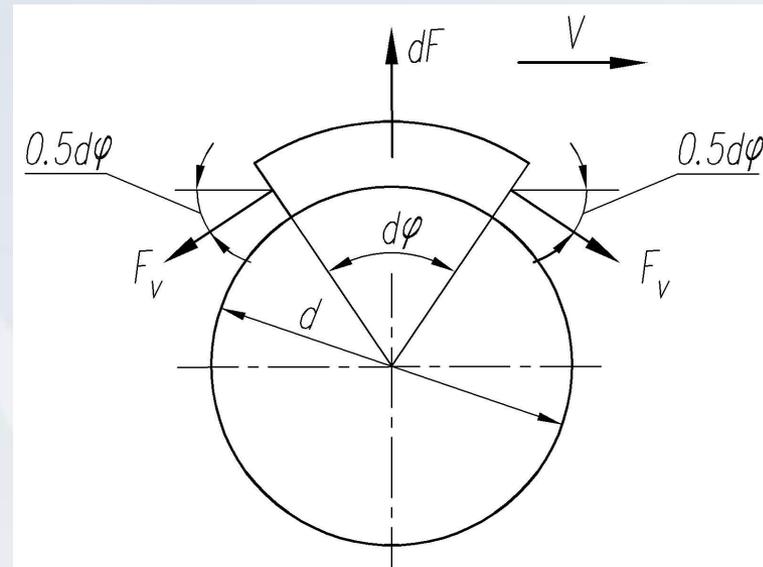
$$dF = 2V^2 dm/d. \quad (1)$$

Массу dm определим по формуле

$$dm = \rho \cdot 0,5d \cdot A \cdot d\varphi,$$

где ρ – плотность материала ремня.

Для хлопчатобумажных и кожаных ремней $\rho \approx 1000 \text{ кг/м}^3$, для прорезиненных и клиновых ремней $\rho \approx 1100 \dots 1250 \text{ кг/м}^3$.





Напряжения в ремне от действия центробежных сил

Сила dF вызывает дополнительные нагрузки в ветвях ремня F_v , величина которых определяется из условия равновесия элемента ремня

$$dF = 2 F_v \sin(0,5 d\varphi) \approx F_v d\varphi.$$

Подставим сюда dF из (1) и получим после преобразований:

$$F_v = \rho A V^2; \quad \sigma_v = F_v / A = \rho V^2.$$

По этой формуле напряжение σ_v получают в Па. Для перехода к МПа формулу представляют в виде

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho V^2.$$

Действие силы F_v снижает нагрузочную способность передачи за счет уменьшения сил трения между ремнем и шкивом.



Напряжение изгиба ремня

В части ремня, огибающей шкив, возникают напряжения изгиба $\sigma_{и}$. На рис. показана схема нагружения плоского ремня толщиной δ . Для определения напряжения $\sigma_{и}$ принимают, что материал ремня подчиняется закону Гука, в соответствии с которым

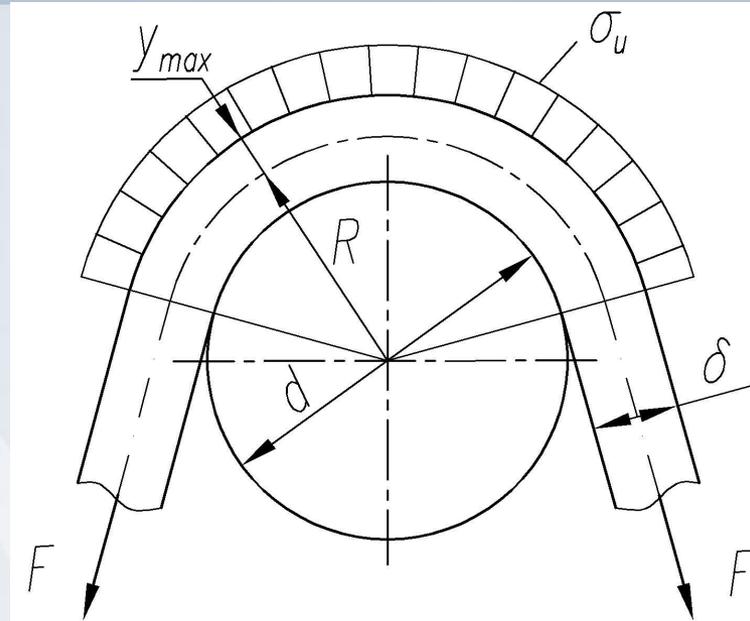
$$\sigma_{и} = \varepsilon E,$$

где ε – относительное удлинение, E – модуль упругости.

Относительное удлинение волокна, наиболее удаленного от нейтральной оси ремня, определим по формуле

$$\varepsilon = y_{\max} / R,$$

где $y_{\max} = 0,5\delta$ – расстояние от нейтрального слоя до поверхности ремня; R – радиус нейтрального слоя ремня, $R = 0,5(d + \delta)$.



Напряжение изгиба и эпюра напряжений в ремне



После преобразований получим

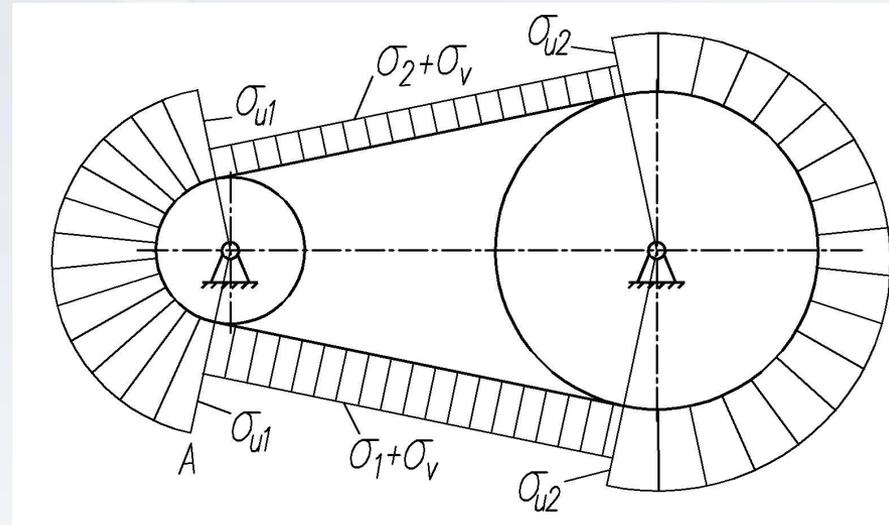
$$\sigma_{и} = \frac{E\delta}{d + \delta} \approx \frac{E\delta}{d}.$$

Отсюда следует, что для снижения напряжений изгиба необходимо уменьшать отношение δ/d . В зависимости от типа ремня это отношение выбирают из диапазона $\delta/d = 1/20 \dots 1/40$.

При построении эпюры напряжений в ремне (рис.) учитывают, что напряжения от действия центробежных сил σ_v одинаковы по всему контуру ремня.

Максимальные напряжения в ремне действуют в точке *A* набе-

гания ремня на малый шкив: $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{и}$.





Нагрузки на валы и опоры

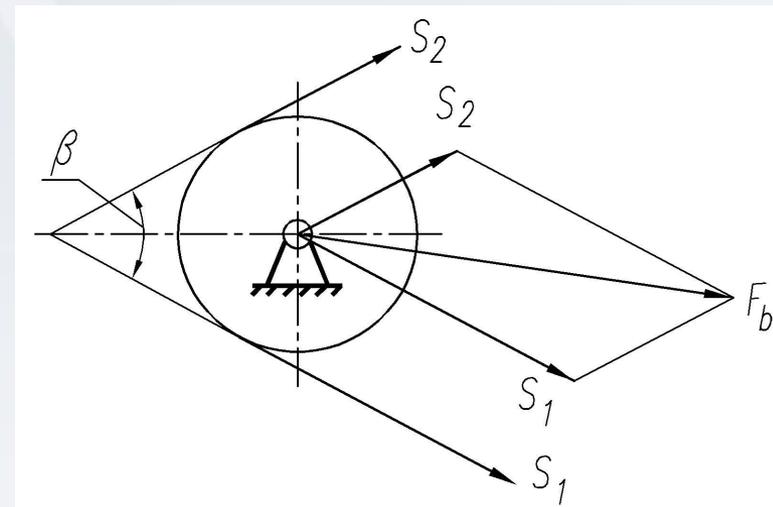
Силы натяжения в ведущей и холостой ветвях ремня S_1 и S_2 передаются на валы и опоры (см. рис.). Их равнодействующая F_b определяется из параллелограмма сил по теореме косинусов:

$$F_b = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \beta} \approx 2(S_1 + S_2) \cos(\beta/2).$$

Подставляя сюда $2S_0 = S_1 + S_2$, $\beta = \pi - \alpha_1$, получим после преобразований

$$F_b = 2 S_0 \sin (\alpha_1/2).$$

Обычно сила F_b в 2...3 раза больше окружной силы F_t , что является существенным недостатком ременной передачи.





Лекция 10.

Расчет ремней

- Расчет плоских ремней по тяговой способности
- Расчет плоских ремней на долговечность
- Расчет клиновых ремней
- Расчет поликлиновых ремней



Расчет ремней (общие положения)

Работоспособность ремней определяется двумя основными факторами: **тяговой способностью** и **долговечностью**. Под **тяговой способностью** понимают способность передавать заданную нагрузку без проскальзывания ремня по шкиву.

Расчет ремня по тяговой способности является основным видом расчета, определяющим размеры ремня и габариты передачи. Для плоских ремней расчет на долговечность выполняется как проверочный. Для клиновых и поликлиновых ремней расчет по тяговой способности является комплексным, поскольку при определении допускаемых напряжений учитывается долговечность ремня.

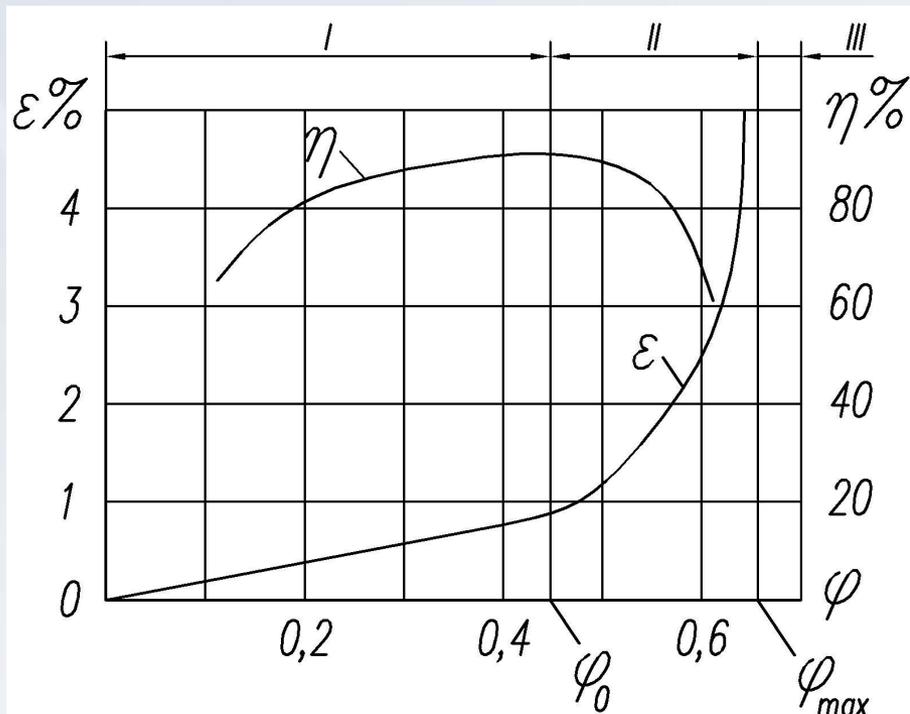


Расчет плоских ремней по тяговой способности

Тяговая способность ремня оценивается экспериментальными кривыми скольжения и КПД передачи (см. рис.). Эти кривые показывают зависимость относительного скольжения ε и КПД передачи η от коэффициента тяги передачи φ :

$$\varphi = F_t / (2 S_0).$$

Коэффициент φ характеризует, какая часть начального натяжения ремня используется в виде полезной окружной силы.





Кривые скольжения

Кривые скольжения получают на испытательных стендах для типовых условий: скорость ремня $V = 10$ м/с, угол обхвата на ведущем шкиве $\alpha_1 = 180^\circ$, нагрузка постоянная, передача горизонтальная. На кривой скольжения выделяют три характерные зоны: I – зона упругого скольжения, II – зона частичного буксования, III – зона полного буксования. В зоне упругого скольжения с ростом φ относительное скольжение линейно возрастает, также происходит увеличение КПД, который достигает максимального значения при $\varphi = \varphi_0$. Значение φ_0 называют **критическим значением коэффициента тяги передачи**. Если коэффициент тяги лежит в диапазоне от φ_0 до φ_{\max} , то наблюдается как упругое скольжение, так и частичное буксование, приводящее к изнашиванию ремня и к существенному снижению КПД передачи.



Допускаемые напряжения в ремне

При $\varphi = \varphi_{\max}$ наблюдается **полное буксование** ремня на ведущем шкиве, ведомый шкив останавливается.

Наиболее рациональным вариантом использования ременной передачи является такой, при котором $\varphi = \varphi_0$.

Для плоских ремней $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,6$,

для клиновых и поликлиновых $\varphi_0 = 0,67 \dots 0,8$.

По найденному значению φ_0 определяют **приведенное полезное напряжение**

$$\sigma_{t0} = 2 \varphi_0 \sigma_0 / S,$$

где $S = 1,2 \dots 1,4$ запас тяговой способности по буксованию.

Для определения допускаемых напряжений, учитывающих фактические условия работы передачи, вводят **систему корректирующих коэффициентов**

$$[\sigma_t] = \sigma_{t0} C_\alpha C_v C_\gamma C_p,$$



Корректирующие коэффициенты

где C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ведущего шкива,

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1);$$

C_v – скоростной коэффициент, $C_v = 1,04 - (0,02V)^2$;

C_γ – коэффициент, учитывающий угол наклона передачи к горизонту, для передач с автоматическим регулированием натяжения ремня $C_\gamma = 1$, для прочих передач $C_\gamma = 1$ при $\gamma \leq 60^\circ$, $C_\gamma = 0,9$ при $60^\circ < \gamma < 80^\circ$, $C_\gamma = 0,8$ при $\gamma \geq 80^\circ$;

C_p – коэффициент режима работы,

$$C_p = C_n - 0,1(n_c - 1).$$

Здесь n_c – число смен работы передачи в течение суток;

C_n – коэффициент нагружения, равный при постоянной нагрузке 1, при переменной нагрузке 0,85, при ударных нагрузках 0,7.



Приведенное полезное напряжение

Величина приведенного полезного напряжения зависит от типа ремня. Для резиноканевых ремней $\sigma_{t0} = P_0 / \delta_{\text{п}}$, значения P_0 и $\delta_{\text{п}}$ приведены в табл. Для кожаных ремней $\sigma_{t0} = 2,2$ МПа, для хлопчатобумажных – $\sigma_{t0} = 1,7$ МПа.

При *расчете ремня по тяговой способности* определяют полезное напряжение и сравнивают его с допускаемым значением

$$\sigma_t = F_t / A = [\sigma_t],$$

где A – площадь поперечного сечения ремня.

Расчет плоских ремней на долговечность

Расчет ремня на долговечность выполняют по формуле

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_E,$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение в ремне; σ_E – допускаемое по условию долговечности напряжение в ремне.

Максимальное напряжение в ремне равно:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0.5 \sigma_t + \sigma_{\text{и}} + \sigma_v.$$

Напряжение от изгиба ремня

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{E\delta}{C_u d_1},$$

где E – приведенный модуль упругости ремня, $E = 100$ МПа для резинотканевых и кожаных ремней, $E = 70$ МПа для хлопчатобумажных ремней;



Расчет плоских ремней на долговечность

C_u – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа на напряжение изгиба,

$$C_u = 1.14 - \frac{0.14}{u^{3.8}}.$$

Напряжение σ_E определяется по формуле

$$\sigma_E = \sigma_6 \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_E}},$$

где σ_6 – базовый предел выносливости материала ремня, $\sigma_6 = 7$ МПа для резинотканевых и кожаных ремней, $\sigma_6 = 5$ МПа для хлопчатобумажных ремней; N_E – эквивалентное число циклов напряжений,

$$N_E = 2 \cdot 3600 h \lambda.$$

Здесь $\lambda = 10^3 V/L$ – число пробегов ремня в секунду;
 h – долговечность ремня, ч.



Расчет плоских ремней на долговечность

Окончательное выражение для определения долговечности ремня имеет вид

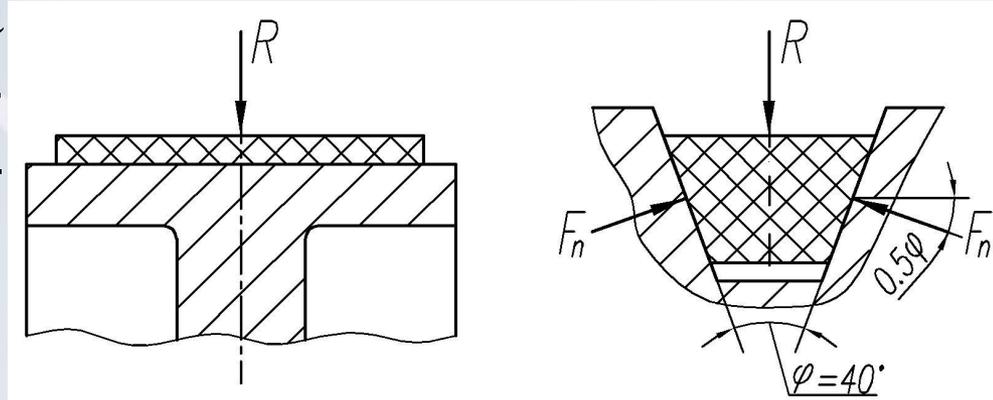
$$h = \frac{1390}{\lambda} \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{\max}} \right)^6.$$

Рекомендуемая долговечность не менее 2000 ч. Если условие $h \geq 2000$ ч не выполняется, то следует по критерию тяговой способности выбрать другой ремень и повторить расчет на долговечность.



Приведенный коэффициент трения клинового ремня

Клиновые ремни и ребра поликлиновых ремней имеют трапецеидальное сечение, боковые стороны которого взаимодействуют с канавками на шкивах.



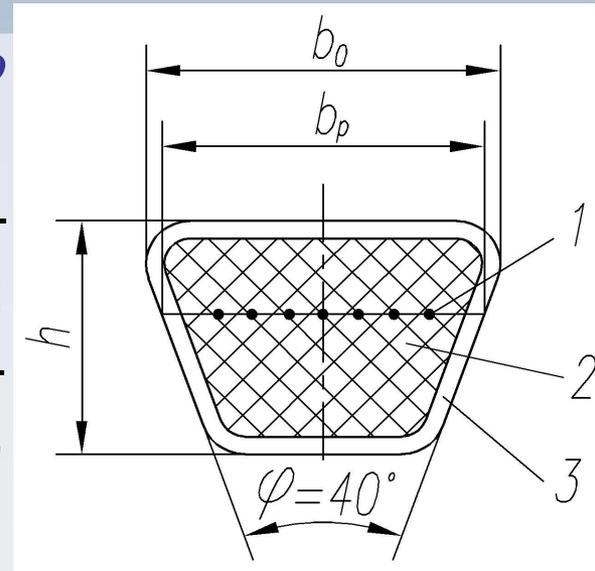
За счет этого *клиновые и поликлиновые ремни имеют лучшее сцепление со шкивами и обладают более высокой тяговой способностью, чем плоские ремни.* Для плоского ремня $F_{\text{тр}} = fR$. Для клинового ремня с углом клина $\varphi = 40^\circ$ силу нормального давления F_n определяют из условия равновесия $R = 2F_n \sin 0.5\varphi$ (см. рис.). Отсюда сила трения для клинового ремня

$$F_{\text{тр}} = 2fF_n = f'R,$$

где $f' = f / \sin (0.5\varphi) \approx 3f$ – приведенный коэффициент трения.

Клиновые ремни

Выпускают клиновые ремни нормально-го и узкого сечений. Стандартом предусмотрено шесть нормальных сечений (в порядке возрастания размеров Z, A, B, C, D, E) и четыре узких сечения. У ремней нормального сечения отношение большего основания b_0 к высоте сечения h (см. рис.) равно 1.6...1.7, у ремней узкого сечения это отношение - 1.2...1.3.



Основными несущими элементами клинового ремня являются слои шнурового или тканевого корда 1, расположенные в зоне нейтрального слоя для повышения гибкости ремня. Для формирования ремня, как единого целого, а также для придания ему эластичности используется резина 2. Тканевая обертка 3 предохраняет ремень от износа.



Расчет клиновых ремней

Тип сечения клинового ремня и его геометрические размеры выбирают по табл. в зависимости от величины крутящего момента на ведущем шкиве. *Приведенное полезное напряжение* для нормальных ремней определяют по формуле:

$$\sigma_{t0} = \frac{5.55}{\lambda^{0.09}} - \frac{6b_p^{1.57}}{C_u d_1} - 0,001 V^2;$$

где b_p – ширина нейтрального слоя ремня;

C_u и λ определяются так же, как для плоскоремennых передач.

Допускаемое полезное напряжение равно

$$[\sigma_t] = \sigma_{t0} C_\alpha C_p,$$

где C_p – коэффициент режима работы; C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ведущего шкива,

$$C_\alpha = 1 - 0,44 \ln \frac{180^\circ}{\alpha_1}.$$



Расчет клиновых ремней

Расчетное число ремней предварительно определяют по формуле

$$Z = \frac{F_t}{[\sigma_t] A C_z},$$

Z	2...3	4...6	>6
C _z	0.95	0.9	0.85

где F_t – окружное усилие;

A – площадь поперечного сечения одного ремня;

C_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (см. табл.). Для выбора коэффициента C_z предварительно задаются числом ремней.

Полученное по формуле значение Z округляют до ближайшего большего целого числа. Сила предварительного натяжения одного ремня

$$S_0 = 0.75 \frac{F_t}{Z C_\alpha C_p} + q_m V^2,$$

где q_m – масса 1 погонного метра ремня.



Расчет поликлиновых ремней

Параметры поликлиновых ремней приведены в табл., в которой приняты следующие обозначения: L_0 – базовая длина ремня; F_0 – приведенная сила, передаваемая одним ребром; q_{m1} – погонная масса одного ребра.

Сечение	Размеры сечения, мм		Диапазон длин, мм	Число ребер	L_0 , мм	F_0 , Н	q_{m1} , кг/м	d_{1min} , мм	T_1 , Н·м
	t	H							
К	2.4	4.0	400...2000	2...36	750	23	0.09	40	<40
Л	4.8	9.5	1250...4000	4...20	1500	83	0.45	80	18...400
М	9.5	16.7	2000...4000	4...20	2000	285	1.6	180	>130

Сила, передаваемая одним ребром, $F_1 = F_0 C_\alpha C_v C_d C_L$,
где C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата,
 $C_\alpha = 1.37(1 - e^{-\alpha/135})$; C_v – коэффициент скорости;



Расчет поликлиновых ремней

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня;

C_d – коэффициент, учитывающий диаметр ведущего шкива.

Число ребер определяют по формуле $Z = F_t / F_1$ с последующим округлением до ближайшего большего четного числа.

Сила предварительного натяжения ремня

$$S_0 = 0.78F_t / C_\alpha + q_{m1} ZV^2,$$

где q_{m1} – погонная масса одного ребра.

Сила, действующая на валы передачи,

$$F_b = 2S_0 Z \sin (0.5\alpha_1).$$



Лекция 11.

Цепные передачи

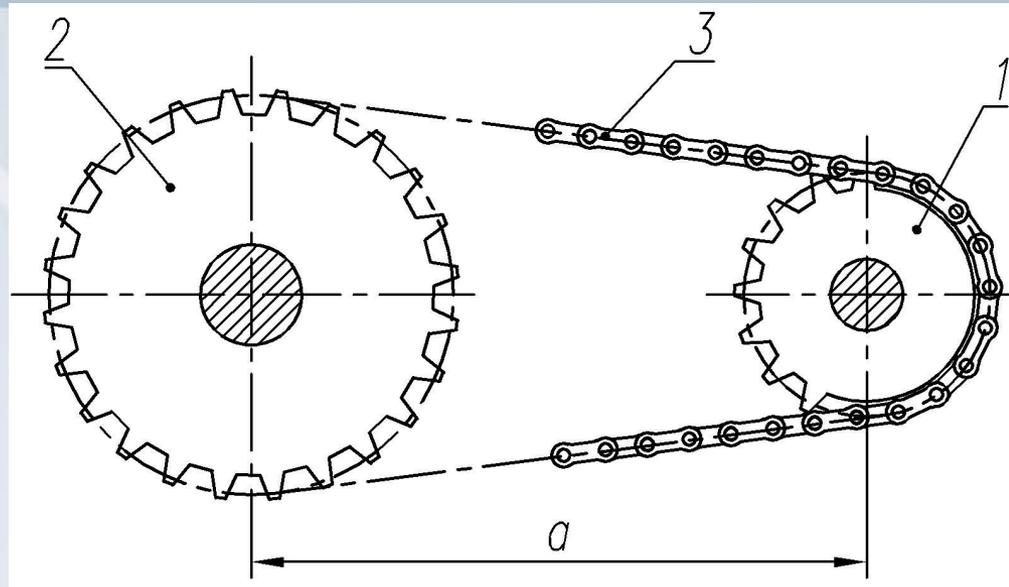
- Общие положения
- Цепи и звездочки
- Геометрические и кинематические параметры цепных передач
- Критерии работоспособности и расчета передач роликковой цепью
- Расчет передачи зубчатой цепью



Цепные передачи

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит (см. рис.) из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек, огибаемых цепью 3.

Основные достоинства цепных передач.



1. По сравнению с зубчатыми передачами возможность передачи мощности на значительные расстояния.
2. По сравнению с ременными передачами меньшие габариты при одинаковых передаваемых мощностях, меньшие нагрузки на валы и опоры.
3. Возможность передачи движения от одной ведущей звездочки одновременно нескольким ведомым звездочкам.



Цепные передачи

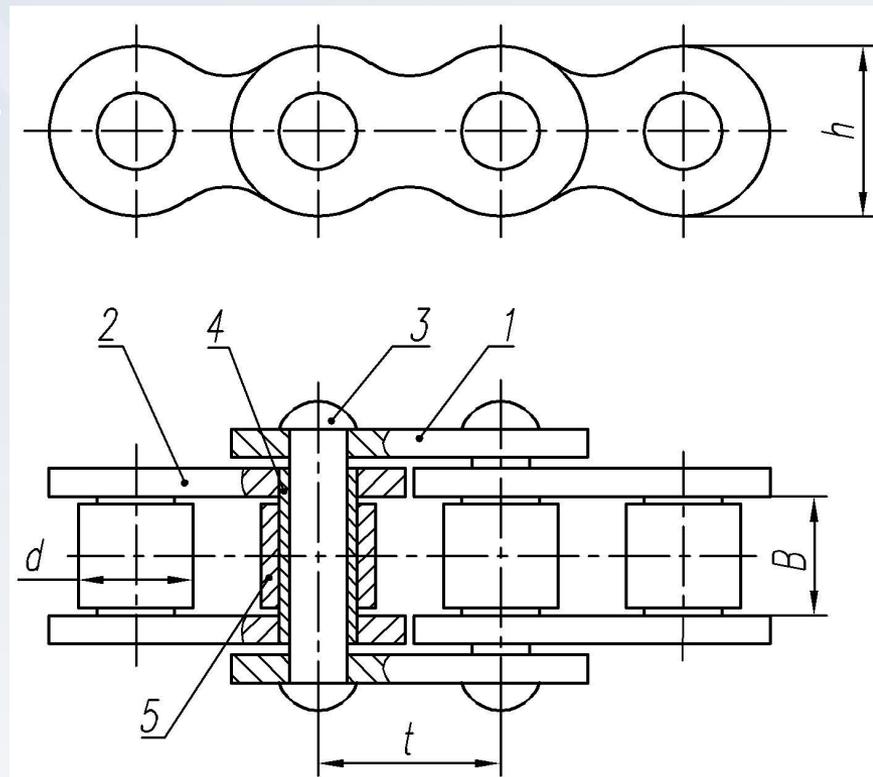
К недостаткам цепной передачи относятся.

1. Вытягивание цепи вследствие износа шарниров.
 2. Необходимость более высокой точности установки валов, чем у ременных передач.
 3. Непостоянство скорости цепи и связанные с ним дополнительные динамические нагрузки и шум при работе передачи.
- Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 100 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.
 - Основным элементом цепной передачи является приводная цепь. Различают три типа стандартизованных приводных цепей: *роликовые, втулочные и зубчатые.*



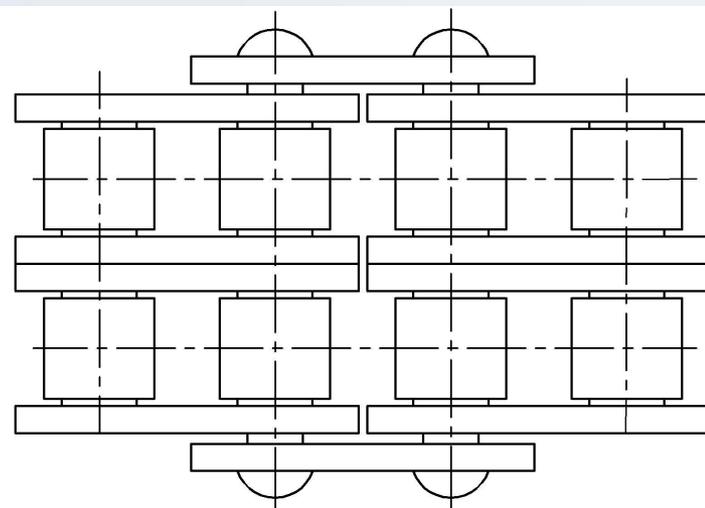
Приводные цепи

Наибольшее применение находят *приводные роликовые цепи* (см. рис.). Они *состоят из наружных 1 и внутренних 2 пластин*. В наружные пластины запрессованы *оси 3*, а во внутренние пластины запрессованы *втулки 4*. *Оси проходят через втулки, образуя шарнир цепи*. При относительном повороте соседних звеньев происходит поворот оси во втулке. На втулки по посадке с зазором установлены *ролики 5*. При зацеплении шарнира цепи с зубом звездочки ролик перекатывается по зубу, что способствует снижению износа как зуба звездочки, так и втулки.



Приводные цепи

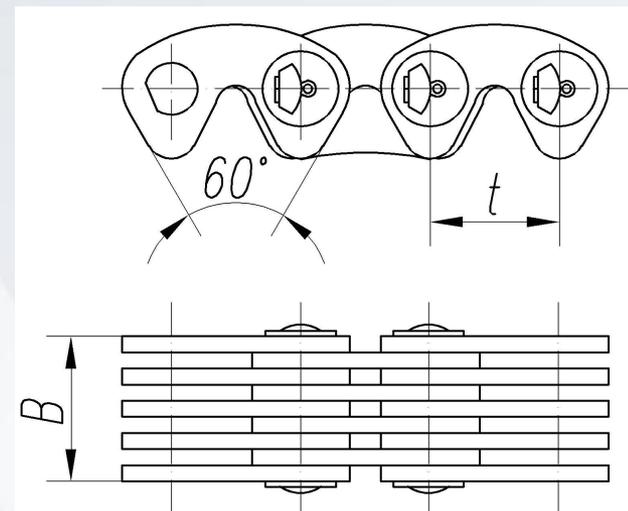
Отличие **втулочных цепей** от роликовых заключается в том, что втулочные цепи не имеют роликов. **Втулочные цепи** применяют для малоответственных низкоскоростных передач. Они дешевле роликовых цепей, имеют меньший погонный вес, но существенно уступают роликовым цепям по износостойкости. Роликовые и втулочные цепи изготавливают однорядными и многорядными с числом рядов 2, 3 и 4 (пример двухрядной цепи показан на рис.). С точки зрения нагрузочной способности многорядная цепь с меньшим шагом может заменить однорядную цепь с большим шагом. С уменьшением шага снижаются неравномерность движения цепи и диаметры звездочек.





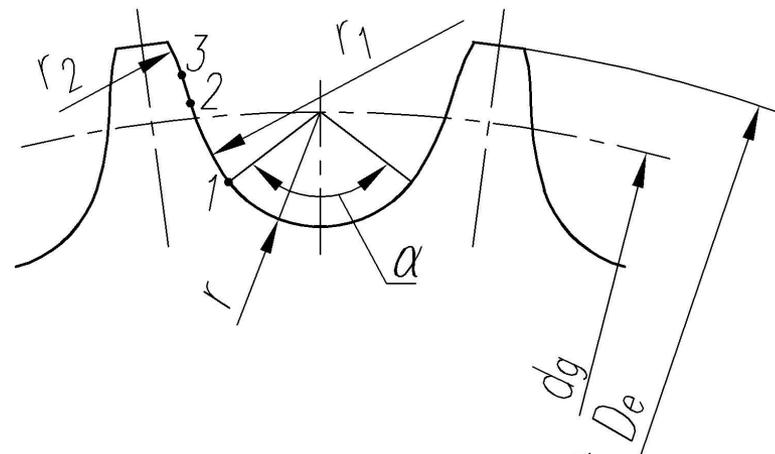
Зубчатые цепи

Зубчатые цепи состоят из набора пластин. Каждая пластина имеет два зуба, взаимодействующие с зубьями звездочек, и впадину между ними (см. рис.). Преимущественно используются цепи с шарнирами качения. Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, более высокая допустимая скорость (до 35 м/с) и повышенная надежность. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40Х и др. с закалкой до твердости 40...50 HRC_3 . Оси, втулки и ролики изготавливают из сталей 20, 15Х и др. с закалкой до твердости 52...65 HRC_3 .



Звездочки

Профилирование звездочек роликовых цепей выполняют по ГОСТ 591-69. Шарниры звеньев цепи, находящихся в зацеплении с зубьями звездочки, располагают по делительной окружности.



Диаметр делительной окружности определяют из равнобедренного треугольника с вершинами в центре звездочки и в двух смежных шарнирах цепи

$$d_o = t / \sin (\pi / Z).$$

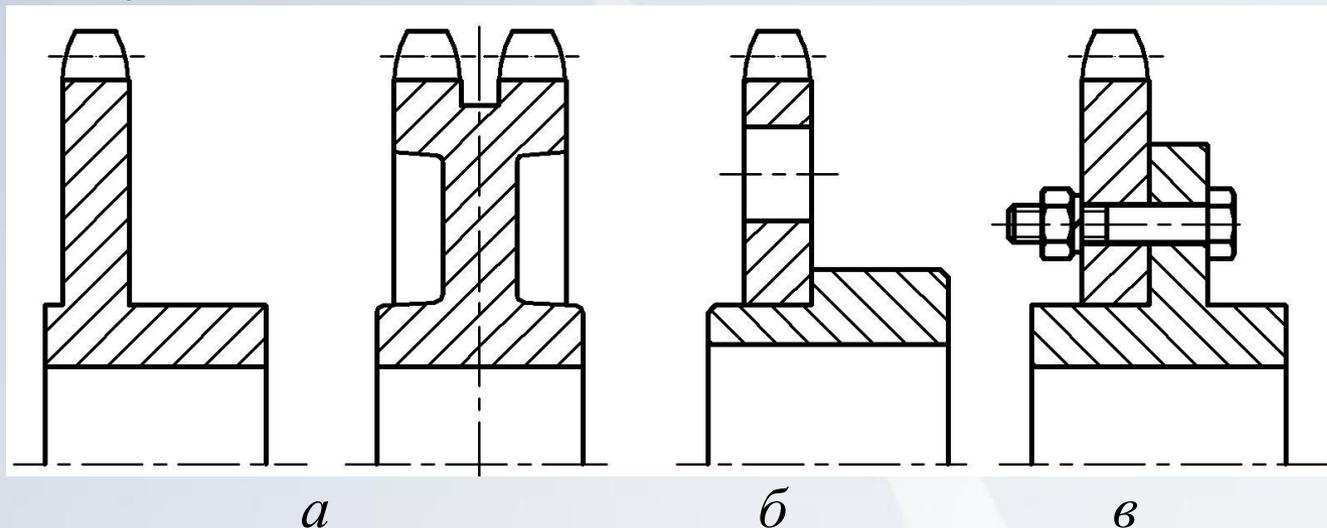
Диаметр окружности выступов

$$D_e = t [K + \operatorname{ctg} (\pi / Z)],$$

где K – коэффициент высоты зуба, выбираемый в диапазоне 0,48...0,565 в зависимости от отношения $\lambda = t/d$.

Звездочки

Рабочая часть профиля зуба состоит из двух радиальных участков, между которыми располагается переходный линейный участок 2–3.



По конструктивному оформлению звездочки аналогичны зубчатым колесам. При небольших диаметрах их изготавливают из штампованных заготовок (рис. *а*). При средних и больших диаметрах звездочки выполняют составными, соединяя ступицы и диски либо сваркой (рис. *б*), либо болтами (рис. *в*).



Геометрические и кинематические параметры цепных передач

Основным параметром цепной передачи является ее шаг t , выбираемый в зависимости от типа цепи, нагрузки, требуемой долговечности и условий смазки.

Для обеспечения плавности и долговечности работы передачи *минимальное число зубьев ведущей звездочки* для роликовой цепи рекомендуется определять по формуле

$$Z_1 = 29 - 2u \geq 19,$$

где u – передаточное число.

В тихоходных цепных передачах (скорость цепи меньше 2 м/с) допускается принимать $Z_1 \geq 13$. Минимальное число зубьев для звездочек зубчатых цепей $Z_1 = 35 - 2u$. Полученное значение округляют до ближайшего целого желательного нечетного числа. Число зубьев холостой звездочки $Z_2 = uZ_1$.



Геометрические и кинематические параметры цепных передач

Рекомендуемый диапазон для выбора межосевого расстояния $a = A_t t$, где $A_t = (30 \dots 50)$. Меньшие значения для $u = 1 \dots 2$, большие для $u = 6 \dots 7$. *Число звеньев цепи* предварительно определяют по формуле

$$L_t = 2A_t + 0.5(Z_1 + Z_2) + \frac{1}{A_t} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (1)$$

с последующим округлением до ближайшего целого желательного четного числа. *Длина цепи* равна $L = tL_t$. *Межосевое расстояние* получают из решения уравнения (1) относительно A_t при выбранном числе звеньев L_t .

$$a = A_t t = 0.25 t \left[Y + \sqrt{Y^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right],$$

где $Y = L_t - 0.5(Z_1 + Z_2)$.



Критерии работоспособности и расчета передач роликовой цепью

Основные причины выхода из строя цепных передач.

1. *Износ шарниров цепи*, приводящий к увеличению ее шага и сползанию цепи со звездочки.
2. Усталостное разрушение элементов цепи.

Износостойкость шарниров является основным критерием работоспособности роликовых цепей. Усталостное разрушение деталей цепи характерно для тяжело нагруженных быстроходных передач. Экспериментально установлено, что цепь сохраняет свою работоспособность, если давление в ее шарнирах не превышает допускаемого значения $[p]$:

$$p = \frac{K_{\varepsilon} F_t}{A m_p} \leq [p], \quad (1)$$

Критерии работоспособности и расчета передач роликовой цепью

где K_{ε} – коэффициент эксплуатации; F_t – окружное усилие на звездочках; A – площадь проекции опорной поверхности шарнира на диаметральное сечение; m_p – коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между рядами звеньев (для однорядной цепи $m_p = 1$, для двухрядной $m_p = 1,7$, для трехрядной $m_p = 2,5$).

Коэффициент эксплуатации представляют в виде произведения частных коэффициентов, учитывающих условия работы передачи,

$$K_{\varepsilon} = K_d K_n K_p K_{см} K_{реж},$$

где K_d – динамический коэффициент; K_n – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту, равный 1 при $\gamma < 45^\circ$, если $\gamma \geq 45^\circ$, то $K_n = 0,15\sqrt{\gamma}$;



Критерии работоспособности и расчета передач роликковой цепью

K_p – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи, равный 1 при автоматическом регулировании и 1,25 при периодическом регулировании;

$K_{см}$ – коэффициент способа смазки, равный 0,8 при окунании цепи в масляную ванну, $K_{см} = 1$ при регулярной внутришарнирной или капельной смазке, $K_{см} = 1,5$ при периодической смазке;

$K_{реж}$ – коэффициент режима работы, $K_{реж} = 1$ при односменной работе, $K_{реж} = 1,25$ при двухсменной работе, $K_{реж} = 1,45$ при трехсменной работе.

При заданном значении коэффициента использования передачи в течение суток K_c коэффициент режима работы определяют по формуле

$$K_{реж} = \sqrt[3]{3K_c} .$$

Определение шага роликовой цепи

Выразим окружное усилие через крутящий момент на ведущей звездочке T_1 :

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_{d1}} \approx \frac{2000\pi T_1}{Z_1 t}.$$

Учитывая, что для стандартных роликовых цепей $A \approx 0,28 t^2$, после подстановки значений A и F_t в выражение (1) и преобразований получим формулу для определения шага цепи:

$$t = 28_3 \sqrt{\frac{K_9 T_1}{Z_1 [p] m_p}}. \quad (2)$$

Поскольку допускаемое давление в шарнире зависит от шага цепи, то при расчете шага по формуле (2) используют метод последовательных приближений. Сначала ориентировочно принимают $[p] = 20$ МПа, затем вычисляют шаг по формуле (2), округляют его до стандартного значения и уточняют величину $[p]$.



Проверочный расчет передачи

Для выбранного шага проверяют выполнение условия

$$n_1 \leq n_{1\max},$$

где n_1 – заданная частота вращения ведущей звездочки; $n_{1\max}$ – наибольшая допустимая частота вращения ведущей звездочки.

Уточняют нагрузку в ведущей ветви цепи

$$F_e = K_d F_t + F_f + F_v,$$

где F_f – усилие от провисания цепи; F_v – центробежное усилие.

Усилие от провисания цепи определяют приближенно, как усилие натяжения абсолютно гибкой нерастяжимой нити, длина которой равна межосевому расстоянию,

$$F_f = 0,01 K_f qa,$$

где K_f – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту.

Центробежное усилие $F_v = qV^2$, где V – скорость цепи.



Проверочный расчет передачи

Условие статической прочности цепи

$$p = \frac{K_d F_t + F_f + F_v}{A} \leq \frac{[p]}{K_{см} K_{реж} K_p}.$$

Сила, нагружающая валы передачи,

$$F_b = k_b F_t,$$

где k_b – коэффициент, учитывающий массу цепи.

Для горизонтальной передачи принимают $k_b = 1,15$, для вертикальной $k_b = 1,05$.

Расчет передачи зубчатой цепью

Расчетная ширина цепи $B = \frac{250K_d P_1}{tK_v \sqrt[3]{V^2}}$,

где P_1 – мощность на валу ведущей звездочки, кВт;
 K_d – динамический коэффициент, равный 1 при безударной нагрузке, 1,2...1,5 при нагрузке с толчками, 1,8 при сильных ударах; K_v – скоростной коэффициент, учитывает снижение несущей способности цепи при действии центробежных сил,

$$K_v = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} V^2.$$

Полученное значение B округляют до ближайшего большего стандартного значения. При проверочном расчете передачи рассчитывают коэффициент запаса прочности и сравнивают его с допускаемым значением

$$S = \frac{10^3 Q}{K_d F_t + F_v + F_f} \geq [S],$$



Лекция 12.

Валы и оси

- Общие положения
- Проектный расчет и конструирование вала
- Расчет вала на усталостную прочность
- Расчет вала на статическую прочность
- Расчет вала на жесткость
- Расчет вала на колебания

Валы и оси



Валы и оси служат для установки на них вращающихся деталей. Валы передают крутящие моменты, а оси не передают. Различают *валы прямые, коленчатые и гибкие*. Преимущественно используют прямые валы. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и в настоящем курсе не рассмотрены. *Прямые валы* могут быть *гладкими* и *ступенчатыми*. Выбор конструкции вала определяется характером его нагружения, технологией изготовления и условиями сборки.

Радиальные опорные поверхности вала называются *цанфами*. Они передают радиальные нагрузки на опоры. *Концевые цанфы называют шипами*. Торцевая опорная поверхность вала называется *пятой*. Пята передает на опору осевую нагрузку. *Опоры для цанф – подшипники, опоры для пяты – подпятники*.



Проектный расчет и конструирование вала

Большинство валов изготавливают из сталей 45, 40Х. Легированные стали применяют для высоконагруженных валов ответственных машин. На первом этапе конструирования вала *определяют диаметр опасного сечения вала из расчета на кручение по пониженным допускаемым напряжениям*. В качестве опасного сечения для быстроходного и тихоходного валов редуктора выбирают сечение на хвостовике вала, а для промежуточных валов - сечение в месте установки подшипника. Диаметр опасного сечения вала определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0.2[\tau_k]}}$$



Проектный расчет и конструирование вала

где T – крутящий момент в опасном сечении вала, Н · м;

$[\tau_k]$ – пониженные допускаемые напряжения на кручение, МПа.

$$[\tau_k] = (0.025 \dots 0.03) \sigma_B.$$

Здесь σ_B – предел прочности материала вала, МПа.

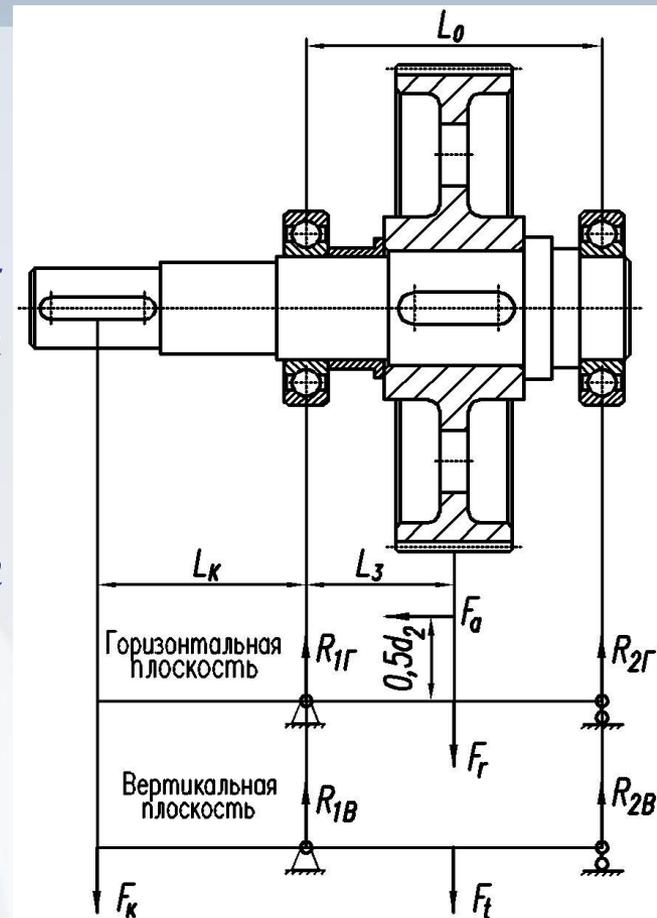
Полученный *диаметр округляют до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров* по ГОСТ 6636-69.

Далее выполняют эскизную компоновку вала. Рассчитывают длины ступиц устанавливаемых на валу деталей, выбирают стандартные подшипники легкой серии для тихоходных валов и средней серии для быстроходных валов. Подбирают размеры участков вала и конструктивные элементы (шпоночные пазы, галтели, канавки).



Составление расчетной схемы вала

- По эскизной компоновке *составляют расчетную схему вала, заменяя вал балкой на двух опорах* (см. рис.).
- Подшипники, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки, заменяют шарнирно неподвижными опорами, подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, заменяют шарнирно подвижными опорами.
- На схеме указывают все внешние силы, нагружающие вал, раскладывая их по двум взаимно перпендикулярным плоскостям. Силы от передач принимают сосредоточенными и прикладывают в середине ступиц. Для входного и выходного валов учитывают консольную нагрузку.



сосредоточенными и

прикладывают в середине ступиц. Для входного и выходного

валов учитывают консольную нагрузку.



Определение консольной нагрузки

Для редукторов консольную нагрузку предварительно определяют по формулам ГОСТ Р50891-96, в соответствии с которыми номинальная радиальная консольная нагрузка в Н, приложенная к середине посадочной поверхности выходного конца вала редуктора, равна:

на быстроходном валу $F_k = (50...125) \sqrt{T}$ для всех типов редукторов;

на тихоходном валу $F_k = 125 \sqrt{T}$ для одноступенчатых цилиндрических, конических и планетарных редукторов;

$F_k = 250 \sqrt{T}$ для остальных типов редукторов.

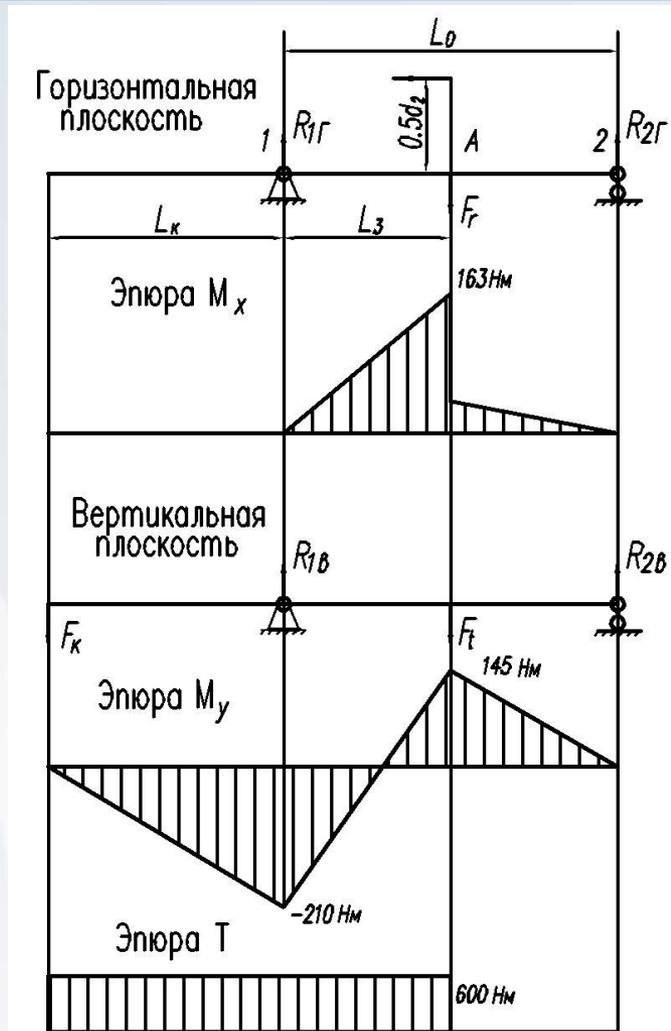
В этих формулах T – крутящий момент на выходном конце вала, Н·м. Поскольку направление силы F_k от муфты неизвестно, то ее прикладывают в наиболее неблагоприятном с точки зрения прочности вала направлении.



Выбор опасного сечения вала

После приложения всех сил в соответствующих плоскостях *определяют реакции опор и строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y* (см. рис.). Здесь же строят эпюру крутящих моментов. Предположительно *устанавливают опасные сечения вала*, исходя из эпюр моментов, размеров сечений и концентраторов напряжений.

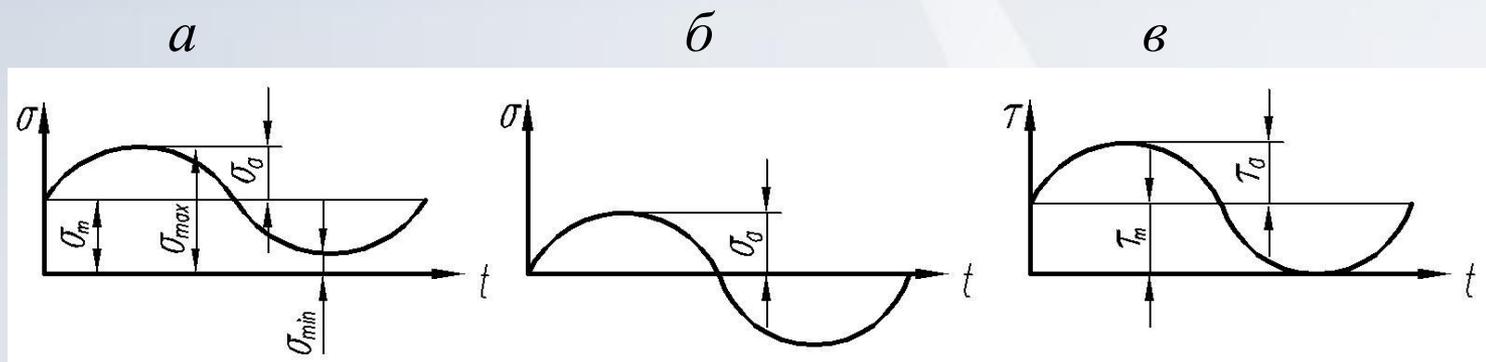
Проверочные расчеты вала включают расчеты на *усталостную и статическую прочность, жесткость и колебания.*





Расчет вала на усталостную прочность

Экспериментально установлено, что *наиболее вероятным* видом разрушения вала является *усталостное разрушение при действии переменных напряжений*. Статическое разрушение вала наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому расчет вала на усталостную прочность является основным



Периодически изменяющиеся переменные напряжения характеризуются *циклом напряжений* (рис. а, б, в).



Циклы напряжений

Основными параметрами цикла напряжений являются **амплитуда** σ_a и **среднее напряжение** σ_m , под которыми понимают полуразность и полусумму максимального σ_{\max} и минимального σ_{\min} напряжений цикла:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 ; \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2.$$

Цикл, представленный на рис. а, является асимметричным. Степень асимметрии характеризуется коэффициентом асимметрии цикла $R = (\sigma_{\min}/\sigma_{\max})$. Важными частными случаями асимметричного цикла являются **симметричный** (рис. б) и **отнулевой** (рис. в) циклы. **Симметричным** называют цикл напряжений, в котором $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ и $R = -1$, **отнулевым** - цикл с $\sigma_{\min} = 0$ и $R = 0$.



Амплитудные и средние значения цикла напряжений

Постоянные по величине изгибающие моменты вызывают во вращающемся вале *напряжения изгиба, меняющиеся по симметричному циклу*. В этом случае амплитуда цикла

$$\sigma_a = 10^3 M / W_x,$$

где $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – суммарный изгибающий момент в опасном сечении, Н•м, W_x – осевой момент сопротивления, мм³.

Средние нормальные напряжения при действии осевой силы F_a в опасном сечении определяют по формуле

$$\sigma_m = 10^3 F_a / A,$$

где F_a – осевая сила в кН; A – площадь опасного сечения, мм².

В расчетах валов принимают, что крутящий момент и *касательные напряжения от кручения меняются по наиболее неблагоприятному отнулевому циклу*.



Амплитудные и средние значения цикла напряжений, предел выносливости

Для отнулевого цикла запишем

$$\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\max} = 500T/W_p,$$

где T – крутящий момент в опасном сечении, Н·м;

W_p – полярный момент сопротивления, мм³.

Значения W_x , W_p и A для сплошного круглого вала диаметром d определяют по формулам:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}, \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \quad A = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Пределом выносливости называется наибольшее напряжение цикла, которое с заданной вероятностью неразрушения может выдержать образец практически неограниченное число циклов. Это напряжение зависит от коэффициента асимметрии цикла и обозначается σ_R .



Предел выносливости

Для симметричного цикла напряжений $R = -1$ и пределы выносливости по нормальным напряжениям имеют обозначение σ_{-1} , по касательным напряжениям – τ_{-1} . Экспериментально установлены зависимости между пределами выносливости и пределом прочности материала вала σ_B :

$$\sigma_{-1} = 0.43 \sigma_B \text{ – для углеродистых сталей;}$$

$$\sigma_{-1} = 0.35 \sigma_B + 100 \text{ – для легированных сталей;}$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \sigma_{-1}.$$

Кроме прочностных характеристик материала на усталостную прочность влияют *амплитудное и среднее напряжения цикла, концентрация напряжений, абсолютные размеры опасного сечения, шероховатость поверхности и способ упрочняющей обработки.*

Переход от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали

Для учета перечисленных факторов эквивалентные напряжения в опасном сечении определяют по формулам:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m; \quad \tau_{\text{ЭКВ}} = K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m,$$

где $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали;

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла, определяемые с помощью эмпирических зависимостей:

$$\psi_{\sigma} = 0.02(1 + 0.01\sigma_B); \quad \psi_{\tau} = 0.5 \psi_{\sigma}.$$

Коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ позволяют учесть комплексное влияние на усталостную прочность всех факторов, по которым рассчитываемая деталь отличается от лабораторного образца:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} + K_F - 1) / K_V; \quad K_{\tau D} = (K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + K_F - 1) / K_V,$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;



Переход от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали

ε_{σ} и ε_{τ} – коэффициенты влияния размера поперечного сечения;

K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности;

K_V – коэффициент влияния упрочнения.

Экспериментально установлены следующие зависимости коэффициентов ε_{σ} и ε_{τ} от диаметра:

для углеродистых сталей - $\varepsilon_{\sigma} = 1.68 d^{-0.19}$;

ε_{τ} для любых сталей, а также ε_{σ} для легированных сталей

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 1.63 d^{-0.22}.$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений определяют экспериментально как отношение предела выносливости гладкого образца σ_{-1d} к пределу выносливости образца того же размера с определенным концентратором напряжений σ_{-1kd} :

$$K_{\sigma} = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1kd}$$



Переход от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали

Значения K_σ и K_τ для типовых концентраторов напряжений приводятся в таблицах.

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $K_\sigma / \varepsilon_\sigma$ и $K_\tau / \varepsilon_\tau$. Величина $K_\sigma / \varepsilon_\sigma$ определяется по табл., а $K_\tau / \varepsilon_\tau$ по формуле $K_\tau / \varepsilon_\tau = 0,6 K_\sigma / \varepsilon_\sigma + 0,4$.

Если в опасном сечении несколько концентраторов, то при расчете $K_{\sigma D}$ учитывается только тот, для которого $K_\sigma / \varepsilon_\sigma$ принимает наибольшее значение, при расчете $K_{\tau D}$ также рассматривают только наибольшее отношение $K_\tau / \varepsilon_\tau$.

Существенное увеличение усталостной прочности вала достигается за счет поверхностного упрочнения, для учета влияния которого вводится коэффициент K_V .



Учет шероховатости поверхности

При кручении и изгибе вала наибольшие напряжения действуют на его поверхности. Именно в поверхностных слоях обычно появляются усталостные трещины. Их развитию способствует шероховатость поверхности, влияние которой учитывается коэффициентом шероховатости K_F (см. табл.).

Способ обработки поверхности	Параметр шероховатости R_a , мкм	K_F при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	До 0.2	1	1
Обтачивание тонкое	0.2...0.8	1.08	1.11
Шлифование чистовое	0.8...1.6	1.15	1.2
Обтачивание чистовое	1.6...3.2	1.25	1.33
Обдирка	3.2...20	1.3	1.5



Коэффициенты запаса прочности

Для определения коэффициентов запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям используются формулы:

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_{\text{ЭКВ}}; \quad S_{\tau} = \tau_{-1} / \tau_{\text{ЭКВ}}.$$

Расчет вала на усталостную прочность заключается в определении *суммарного коэффициента запаса прочности* S в опасном сечении и сопоставлении его с допусκαемым значением

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

где $[S]$ – допусκαемый коэффициент запаса прочности, рекомендуемое значение $[S] = 1,5 \dots 2,5$.



Расчет вала на статическую прочность

Расчет выполняют по наибольшей возможной кратковременной нагрузке. Поскольку в общем случае в опасном сечении вал может быть нагружен изгибающим моментом M и крутящим моментом T , то *эквивалентное напряжение определяют на основании энергетической теории прочности* по формуле

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{И}}^2 + 3\tau_{\text{К}}^2} \leq [\sigma],$$

где $\sigma_{\text{И}}$ – напряжения изгиба; $\sigma_{\text{И}} = 10^3 M / W_x$;

$\tau_{\text{К}}$ – напряжения кручения; $\tau_{\text{К}} = 10^3 T / W_p$;

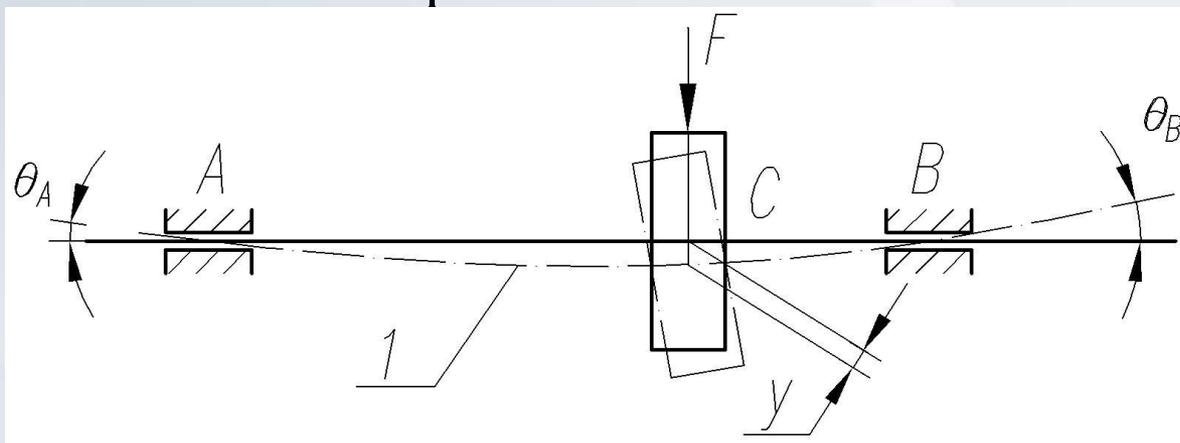
$[\sigma]$ – допускаемые напряжения; $[\sigma] = \sigma_T / [S]$.

где σ_T – предел текучести материала вала; $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, принимают $[S] = 1.2 \dots 1.8$.



Расчет вала на жесткость

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с валом деталей: подшипников, зубчатых колес и т. д. Эти перемещения ухудшают качество изготовления деталей на металлорежущих станках, снижают точность измерений в измерительных механизмах. В общем случае при действии на вал изгибающих и крутящих моментов различают *изгибную и крутильную деформации вала*. На рис. схематично показана упругая линия 1 вала при изгибе.





Изгибная жесткость вала

Деформацию вала при изгибе численно оценивают *прогибом* y и *углом поворота сечения* θ . Их вычисляют, используя интеграл Мора или правило Верещагина. Для обеспечения работоспособности вала должны выполняться условия $y \leq [y]$, $\theta \leq [\theta]$. Допускаемые перемещения сечений вала зависят от требований, предъявляемых к конструкции. Допускаемый прогиб вала в сечении под зубчатым колесом зависит от модуля зацепления m и составляет, например $[y] = 0,01m$ для цилиндрических передач. Ниже приведены допускаемые углы поворота $[\theta]$ сечения вала в местах установки подшипников (в радианах):

<i>шариковые радиальные однорядные</i>	<i>0,0050</i>
<i>шариковые сферические</i>	<i>0,0500</i>
<i>роликовые конические</i>	<i>0,0016</i>



Крутильная жесткость вала

Крутильную жесткость вала, состоящего из n участков, определяют по формуле

$$\varphi = \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{G J_{pi}}$$

где T_i , l_i , J_{pi} – соответственно крутящий момент, длина и полярный момент инерции участка с номером i , G – модуль упругости при сдвиге.

Если угол закручивания оказывает существенное влияние на работоспособность механизма, то проверяется выполнение условия $\varphi \leq [\varphi]$. Допускаемый угол закручивания зависит от назначения механизма и меняется от $[\varphi] = 5'$ на метр длины для точных металлорежущих станков до нескольких градусов на метр длины в карданных валах автомобилей.



Расчет вала на колебания

Колебания валов связаны с периодическими изменениями передаваемой нагрузки и неуравновешенностью вращающихся масс. *Основными видами колебаний валов являются поперечные от изгиба и крутильные.*

Колебания становятся опасными с точки зрения прочности вала тогда, когда частота возмущающей силы ω_B приближается к частоте собственных колебаний системы ω_C . Это явление называется резонансом. *Задача расчета вала на колебания заключается в подборе таких режимов работы вала, при которых не возникает резонанс.*

Рассмотрим случай нагружения вала, вращающегося с угловой скоростью ω_B , на котором с эксцентриситетом e закреплен диск массой m (см. рис.).



Расчет вала на колебания

На вал действует *центробежная сила, вызывающая прогиб вала y* в сечении под центром тяжести диска

$$F_{\text{ц}} = m(e + y).$$

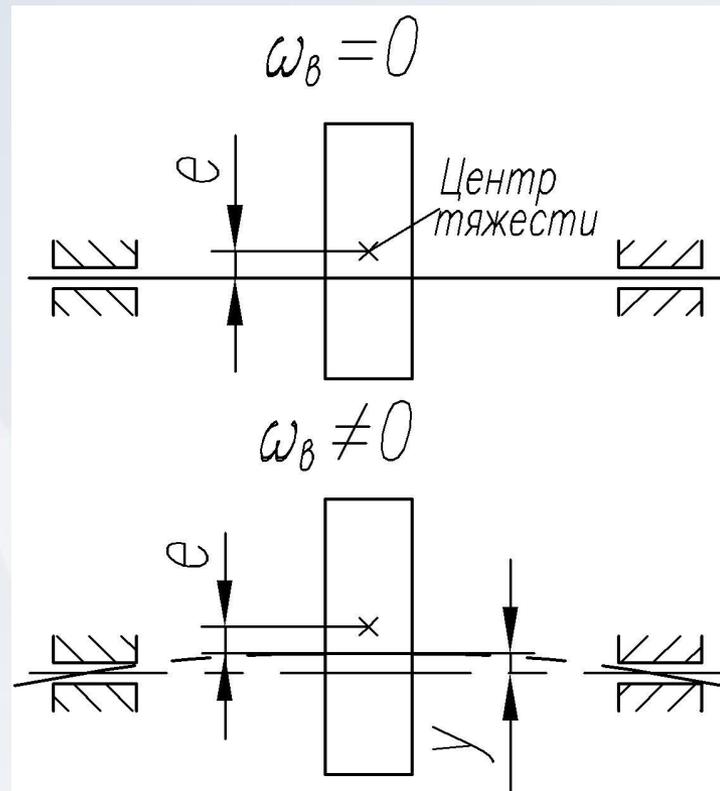
При свободных колебаниях вала эта сила *уравновешивается силой упругости*

$$F_y = c y,$$

где c – изгибная жесткость вала. Выразим y из уравнения равновесия $F_{\text{ц}} = F_y$:

$$y = e / \left(\frac{\omega_c^2}{\omega_B^2} - 1 \right),$$

где $\omega_c = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – частота собственных колебаний вала.





Расчет вала на колебания

Как следует из полученного выражения, при стремлении ω_v к ω_c имеем резонанс, при котором прогибы вала неограниченно возрастают. На практике прогибы остаются конечными за счет сил трения и конструктивных ограничений. При попадании в резонансный режим велика опасность разрушения вала. По соображениям безопасности **при работе вала в дорезонансной зоне скорость вала ограничивают условием $\omega_v < 0,7\omega_c$. Для высокоскоростных валов возможна работа в зарезонансной зоне. В этом случае принимают $\omega_v > 1,3\omega_c$.** Для безопасного прохождения через зону резонанса либо используют демпфирующие устройства для гашения колебаний, либо выбирают такой темп изменения скорости вала, при котором не успевают развиваться резонансные явления.

Лекция 13.

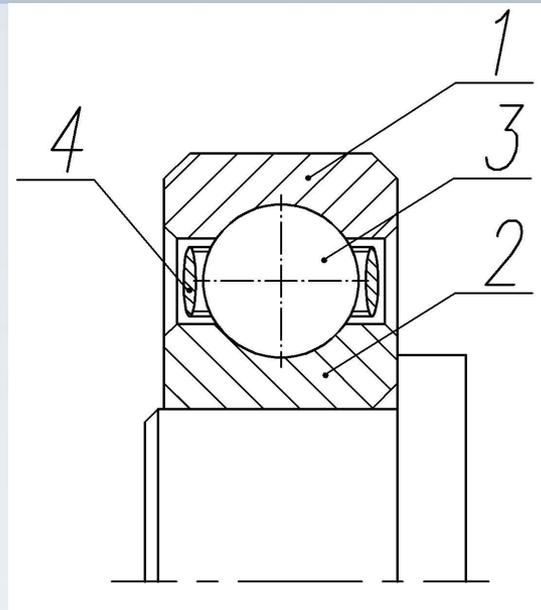
Подшипники качения

- Общие положения
- Классификация и условные обозначения
- Характеристики подшипников основных типов
- Распределение нагрузки между телами качения
- Виды разрушения подшипников. Критерии расчета
- Расчет на долговечность по динамической грузоподъемности
- Особенности расчета радиально-упорных подшипников
- Эквивалентная нагрузка при переменных режимах работы
- Расчет подшипников по статической грузоподъемности



Подшипники качения

Подшипники качения являются основным видом опор для вращающихся деталей. Типовую конструкцию подшипника качения рассмотрим на примере шарикоподшипника радиального однорядного (рис.). *Подшипник состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, тел качения 3 и сепаратора 4.* Если вал вращается относительно вектора нагрузки, то внутреннее кольцо подшипника устанавливают на валу по посадке с натягом, наружное кольцо в корпусе устанавливают по переходной посадке. *Сепаратор предназначен для удержания тел качения на заданном расстоянии друг от друга.*





Материалы деталей подшипников

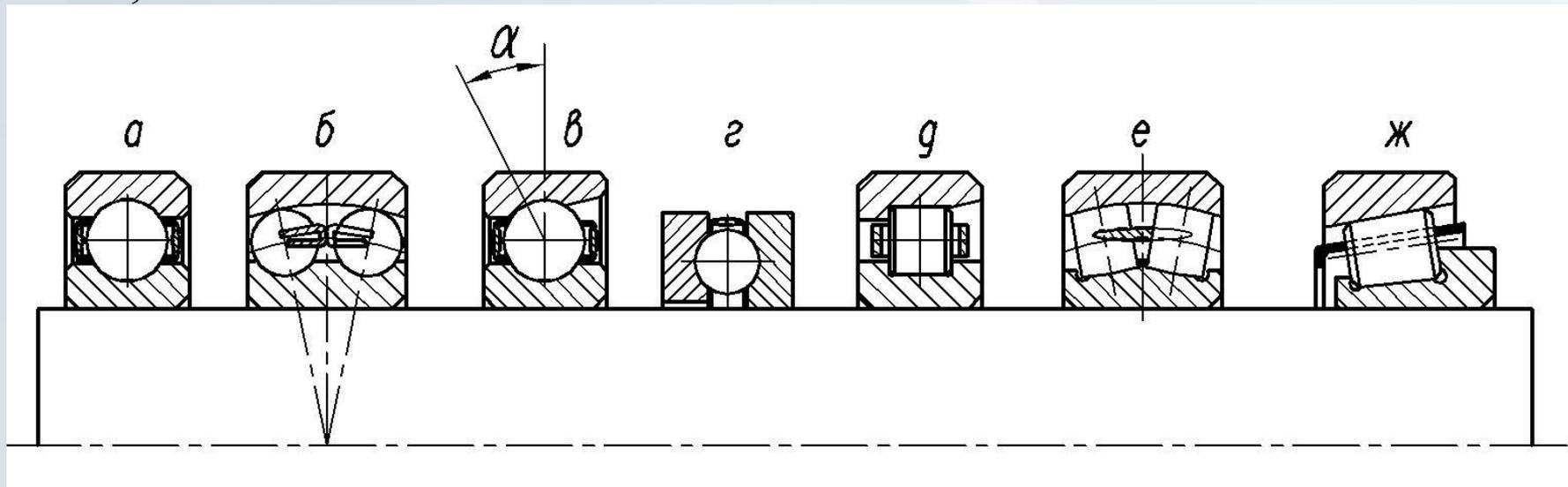
Детали подшипников воспринимают значительные контактные нагрузки. Кольца и тела качения изготавливают из специальных подшипниковых сталей с высоким содержанием хрома: ШХ15, ШХ15-Ш, ШХ15-В, ШХ15СГ и др. В зависимости от марки стали твердость колец и роликов составляет 58...66 HRC₉, а шариков 63...67 HRC₉.

Сепараторы подшипников работают в условиях трения скольжения с телами качения, поэтому их изготавливают из антифрикционных материалов. Сепараторы обычных подшипников изготавливают из мягкой углеродистой стали. Сепараторы высокоскоростных подшипников выполняют из текстолита, фторопласта, латуни и бронзы.

Классификация и условные обозначения

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

1) *по форме тел качения* подшипники делятся на **шариковые** (рис. а...г) и **роликовые** (рис. д...ж); причем последние могут быть с короткими цилиндрическими (рис. д), бочкообразными (рис. е), коническими (рис. ж), игольчатыми и витыми роликами;



Классификация и условные обозначения

2) *по направлению воспринимаемой нагрузки* различают подшипники:

радиальные, предназначенные для восприятия преимущественно радиальных нагрузок (рис. а, б, д, е);

радиально-упорные, воспринимающие одновременно действующие радиальные и осевые нагрузки (рис. в, ж);

упорные, воспринимающие только осевые нагрузки (рис. з);

3) *по числу рядов тел качения* подшипники делят на **однорядные** (рис. а, д), **двухрядные** (рис. б, е) и **многорядные**.

Различают основные и дополнительные **условные обозначения**. *Основное условное обозначение может состоять из семи цифр, обозначающих внутренний диаметр подшипника, размерную серию, тип и конструктивные особенности.*



Условные обозначения подшипников

Нули, стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют. Для подшипника с внутренним диаметром от 20 до 495 мм *две последние цифры*, умноженные на 5, дают внутренний диаметр подшипника.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров и совместно с *седьмой цифрой*, обозначающей серию ширин, определяет размерную серию подшипника. В порядке возрастания наружного диаметра подшипника при одном и том же внутреннем диаметре различают следующие *серии диаметров*: *особолегкая – 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4*. При одинаковых диаметрах подшипников дополнительно к легкой и средней серии введены более широкие подшипники легкой широкой серии – 5 и средней широкой серии – 6.



Условные обозначения подшипников

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

Шариковый радиальный однорядный 0

Шариковый радиальный сферический двухрядный 1

*Роликовый радиальный с короткими
цилиндрическими роликами* 2

Роликовый радиальный сферический двухрядный 3

Роликовый радиальный игольчатый однорядный 4

Роликовый радиальный с витыми роликами 5

Шариковый радиально-упорный однорядный 6

Роликовый конический 7

Шариковый упорный 8

Роликовый упорный 9

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника.

Условные обозначения подшипников



Кроме основного обозначения подшипник может содержать *дополнительные обозначения*. В частности, слева через тире от основного обозначения проставляют *классы точности подшипников*. Стандартом установлены в порядке повышения точности следующие классы точности: 0, 6, 5, 4, 2. Наиболее распространенными являются подшипники нормального класса точности, обозначаемого цифрой 0. Нормальный класс точности в условном обозначении не проставляют. В общем машиностроении применяют подшипники с классами точности 0 и 6.

С повышением класса точности существенно возрастает стоимость изготовления подшипника. Так, подшипники класса точности 2, используемые в гироскопических приборах, примерно в 10 раз дороже подшипников класса точности 0.



Характеристики подшипников основных типов

Шариковый радиальный однорядный подшипник (рис. а) предназначен в основном для восприятия радиальной нагрузки, а также осевых нагрузок, действующих в разных направлениях. Допускает взаимный перекос осей внутреннего и наружного колец до $8'$. Это наиболее дешевый и самый распространенный в машиностроении подшипник.

Шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник (рис. б) предназначен в основном для восприятия радиальной нагрузки, а также небольших осевых нагрузок, действующих в обоих направлениях. Благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца допускает значительный взаимный перекос осей внутреннего и наружного колец до 4° .



Характеристики подшипников основных типов

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (рис. д) предназначен для восприятия радиальной нагрузки. При одинаковых габаритах обладает значительно большей радиальной грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный подшипник. Предъявляет повышенные требования к точности посадочных мест (относительный перекос осей внутреннего и наружного колец не более $2'$).

Роликовый конический подшипник (рис. ж) одновременно способен воспринимать радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Обладает большой грузоподъемностью. По применению в машиностроении стоит на втором месте после шарикового радиального однорядного подшипника.



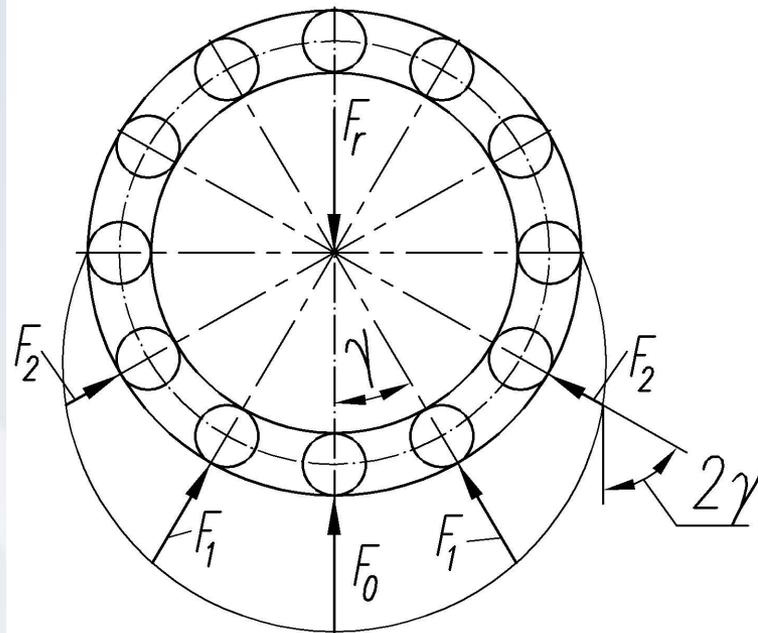
Распределение нагрузки между телами качения

Радиальная нагрузка F_r , действующая на подшипник (см. рис.), неравномерно распределяется между телами качения. Нагрузку могут воспринимать тела качения в пределах дуги, не превышающей 180° . Наиболее нагруженным силой F_0 является тело качения, расположенное по направлению действия силы F_r .

При определении нагрузок на тела качения решают статически неопределимую задачу. Из условия равновесия внутреннего кольца подшипника

$$F_r = F_0 + 2 (F_1 \cos \gamma + F_2 \cos 2\gamma + \dots + F_n \cos n\gamma),$$

где $\gamma = 2\pi/Z$ – угловой шаг тел качения; Z – число тел качения.





Определение наибольшей нагрузки на тело качения

Для шарикоподшипников сближение тела качения и кольца под действием контактной нагрузки F_n равно

$$\delta_n = cF_n^{2/3},$$

где c – коэффициент пропорциональности.

Из геометрических соотношений установим связь между δ_n и δ_0 :

$$\delta_n = \delta_0 \cos n\gamma.$$

С учетом зависимостей δ_n от F_n запишем

$$F_n = F_0 \cos n\gamma.$$

Подставляя эти выражения в исходное уравнение, получим

$$F_0 = kF_r / Z,$$

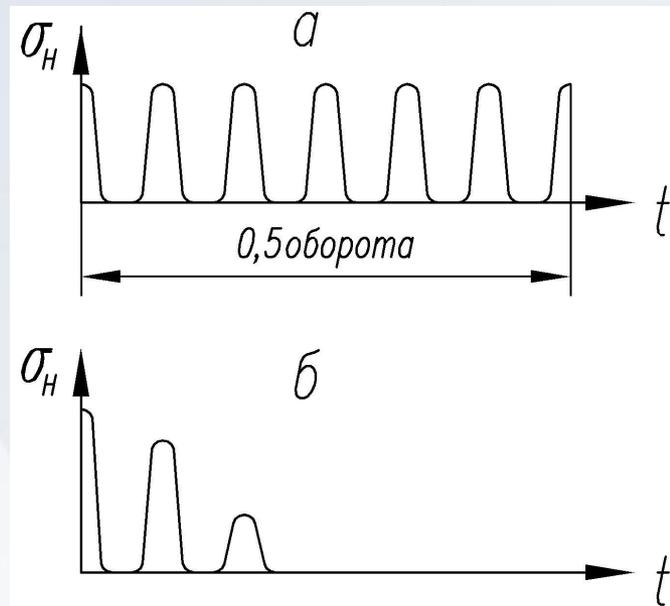
где $k = \frac{Z}{1 + 2\sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma}$ С учетом влияния зазоров принимают

для шарикоподшипников $k = 5$, для роликоподшипников $k = 4,6$.



Характер нагружения деталей ПОДШИПНИКОВ

Даже при постоянной радиальной нагрузке на подшипник тела качения и кольца нагружены периодически меняющимися напряжениями. Характер изменения контактных напряжений при вращающемся внутреннем кольце подшипника в наиболее нагруженной точке наружного кольца показан на рис. а, для точки внутреннего кольца, первоначально совпадающей с плоскостью действия силы F_0 – на рис. б.





Виды разрушения подшипников

Основной причиной разрушения подшипников качения при хорошей смазке и защите от попадания абразивных частиц является *усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения*.

При действии ударных или больших статических нагрузок на рабочих поверхностях колец и тел качения появляются вмятины, происходит *раскалывание колец и тел качения*.

Абразивное изнашивание наблюдается при недостаточной защите подшипника от попадания абразивных частиц (вид разрушения характерен для строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин).

Разрушение сепаратора при действии центробежных сил (характерно для быстроходных подшипников).



Критерии расчета подшипников

Основными видами расчета подшипников качения являются *расчет на долговечность по динамической грузоподъемности* для предотвращения усталостного выкрашивания и *расчет на статическую грузоподъемность* с целью исключения пластических деформаций. При расчете подшипника на долговечность учитывают его базовую динамическую грузоподъемность.

Базовая динамическая грузоподъемность C - это такая постоянная нагрузка, которую выдерживают не менее 90 % подвергнутых испытанию подшипников без появления признаков усталости в течение 1 млн. оборотов. Для радиальных и радиально-упорных подшипников нагрузка является радиальной, для упорных подшипников нагрузка является осевой.



Статическая грузоподъемность

Базовая статическая грузоподъемность C_0 – это такая постоянная нагрузка, которая соответствует максимальным расчетным контактным напряжениям между телом качения и дорожкой качения подшипника, равным:

- 4200 МПа – для всех типов шариковых подшипников, кроме самоустанавливающихся подшипников;*
- 4600 МПа – для радиальных шариковых самоустанавливающихся подшипников;*
- 4000 МПа – для всех типов роликовых подшипников.*

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эта нагрузка является радиальной, для упорных подшипников – нагрузка осевая. Возникающая при таких контактных напряжениях общая остаточная деформация колец и тел качения в наиболее нагруженной зоне контакта приблизительно равна 0.0001 от диаметра тела качения D_w .



Расчет на долговечность по динамической грузоподъемности

Расчет по динамической грузоподъемности выполняют при частоте вращения кольца подшипника $n > 1 \text{ мин}^{-1}$, расчет по статической грузоподъемности - при $n \leq 1 \text{ мин}^{-1}$. Если $n=1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$, то в расчете следует принять $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Экспериментально установлено, что кривая усталости для подшипников аппроксимируется степенной зависимостью

$$\sigma_H^q N = \text{const},$$

где σ_H – максимальное значение контактного напряжения;
 N – число циклов нагружения; q – показатель степени кривой усталости; $q = 9$ для шарикоподшипников, $q = 20/3$ для роликоподшипников. Долговечность (базовый расчетный ресурс) подшипника может быть выражена в миллионах оборотах L или в часах L_h :

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}$$



Эквивалентная динамическая нагрузка и расчетный ресурс

Для учета реальных условий работы подшипника силу F_r в заменяют эквивалентной динамической нагрузкой P .

Эквивалентная динамическая нагрузка – это постоянная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник имеет при действительных условиях нагружения.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эта нагрузка радиальная, для упорных подшипников – осевая.

На основании определения динамической грузоподъемности при $L = 1$ имеем $P = C$. Выражая L в явном виде, получим базовый расчетный ресурс $L_{10} = (C/P)^m$, где индекс 10 учитывает вероятность отказа $100\% - 90\% = 10\%$; $m = q/3 = 3$ для шарикоподшипников, $m = q/2 = 10/3$ для роликоподшипников.



Эквивалентная динамическая нагрузка и расчетный ресурс

Базовый расчетный ресурс соответствует 90% надежности подшипника, изготовленного из обычного материала с применением обычной технологии и обычных условий эксплуатации. Базовый расчетный ресурс подшипника в часах

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^m.$$

При $P > 0,5C$ контактные напряжения превышают допускаемые значения, поэтому *полученная формула справедлива лишь при выполнении условия $P \leq 0,5C$.*

Для определения *эквивалентной динамической нагрузки* используют зависимость

$$P = K_{\sigma} K_T (XV F_r + YF_a),$$

где F_r и F_a - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник;



Эквивалентная динамическая нагрузка

X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

K_6 – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент;

V – коэффициент вращения; $V = 1$ при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки и $V = 1.2$ при вращении наружного кольца, для сферических подшипников в любом случае $V = 1$.

Температурный коэффициент зависит от температуры подшипника t :

$$K_T = 1 \text{ при } t < 105^\circ\text{C};$$
$$K_T = (108 + 0.4t)/150 \text{ при } t = 105 \dots 250^\circ\text{C}.$$



Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок

Коэффициенты X и Y зависят от типа подшипника и характера его нагружения. Для подшипников с короткими цилиндрическими роликами принимают $X = 1$, $Y = 0$. Для упорных подшипников принимают $X = 0$, $Y = 1$.

Для шариковых радиальных и радиально-упорных однорядных, а также для роликовых конических подшипников коэффициенты нагрузки определяют по табл. в зависимости от отношения $F_a / (VF_r)$ и *параметра осевого нагружения e* , также определяемого по табл. В частности для шарикоподшипника радиального однорядного $X = 0.56$,

$$e = 0.518 \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0.23}$$



Требуемый ресурс подшипника

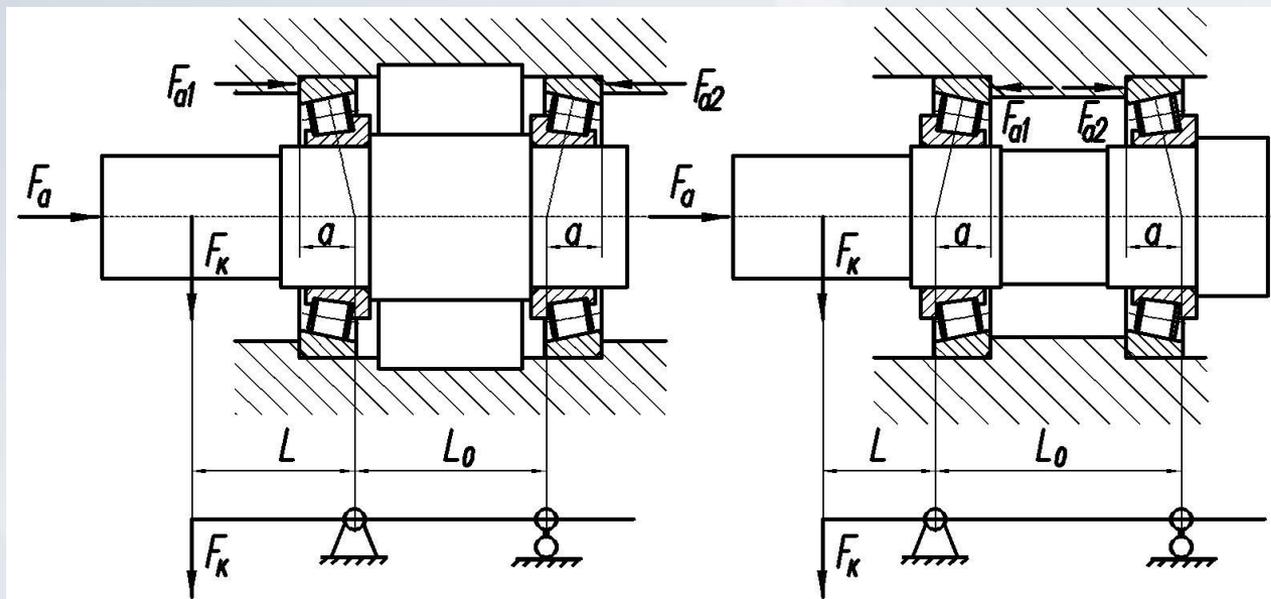
Если $F_a / (VF_r) \leq e$, то осевая нагрузка не оказывает влияния на долговечность подшипников и следует принять $X=1$, $Y=0$. При $F_a / (VF_r) > e$ коэффициент нагрузки X определяют по табл., коэффициент нагрузки $Y = (1 - X) / e$.

Расчетное значение ресурса должно превышать требуемый ресурс, который зависит от типа машины и условий эксплуатации. Согласно ГОСТ Р50891-96, *для подшипников зубчатых редукторов должно выполняться условие $L_{10h} \geq 12500$ ч, для подшипников червячных редукторов $L_{10h} \geq 5000$ ч. Если эти условия не выполняются, то либо переходят к подшипнику более тяжелой серии, либо увеличивают диаметр участка вала под подшипник, либо меняют тип подшипника.*



Особенности расчета радиально-упорных подшипников

При составлении расчетной схемы вала *центр шарнирной опоры, заменяющей радиально-упорный подшипник, располагается в точке пересечения оси вала с нормалью, проведенной через середину контактной поверхности тела качения с наружным кольцом* (см. рис.).





Особенности расчета радиально-упорных подшипников

Расстояние между центром опоры и торцом подшипника для радиально-упорных шариковых подшипников определяется по формуле

$$a = 0.5B + 0.25(d + D) \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол контакта, зависящий от типа подшипника.

Для однорядных роликовых конических подшипников

$$a = 0.5T + e(d + D)/6.$$

Для восприятия осевых нагрузок разных направлений используют *два варианта установки радиально-упорных подшипников: “враспор”* (схема *a* на рис.) и *“врастяжку”* (схема *б* на рис.). Как следует из этого рисунка, при одинаковом расстоянии между подшипниками *расстояние L_0 между опорами при установке подшипников по схеме б больше, чем при установке по схеме а.*



Особенности расчета радиально-упорных подшипников

При нагружении радиально-упорного подшипника радиальной нагрузкой F_{ri} возникает осевая составляющая S_i , определяемая по формулам:

$S_i = e' F_{ri}$ – для шариковых подшипников;

$S_i = 0.83 e F_{ri}$ – для роликовых конических подшипников,

здесь i - номер опоры; e' – коэффициент минимальной осевой нагрузки.

Для радиально-упорных шариковых подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ принимают $e' = e$. При $\alpha < 18^\circ$ коэффициент e' зависит от радиальной нагрузки:

$$e' = 0,57 (F_r / C_0)^{0.22} \text{ при } \alpha = 12^\circ;$$

$$e' = 0,58 (F_r / C_0)^{0.14} \text{ при } \alpha = 15^\circ.$$



Особенности расчета радиально-упорных подшипников

Осевую составляющую S_i необходимо учитывать при определении осевой силы, нагружающей подшипник. Должны выполняться: условие равновесия вала под действием приложенных к нему осевых сил и следующие неравенства $F_{a1} \geq S_1$, $F_{a2} \geq S_2$. Для схемы *a* (рис.) условие равновесия вала имеет вид:

$$F_a + F_{a1} - F_{a2} = 0,$$

где F_a – суммарная внешняя осевая сила, нагружающая вал.

В этом случае осевые силы на подшипниках

$$\begin{aligned} F_{a1} &= S_1, & F_{a2} &= F_a + S_1 & \text{при } F_a &\geq S_2 - S_1, \\ F_{a1} &= S_2 - F_a, & F_{a2} &= S_2 & \text{при } F_a < S_2 - S_1. \end{aligned}$$



Эквивалентная нагрузка при переменных режимах работы

Подшипники, работающие при переменных режимах, подбирают по эквивалентной нагрузке, величина которой при известной циклограмме нагружения определяется по формуле

$$P = \sqrt[m]{\frac{P_1^m L_1 + P_2^m L_2 + \dots + P_n^m L_n}{L_\Sigma}},$$

где n – число режимов нагружения подшипника;

P_n и L_n – эквивалентная нагрузка и ресурс, соответствующие режиму нагружения с номером n ; L_Σ – общий ресурс,

$$L_\Sigma = L_1 + L_2 + \dots + L_n.$$

Если задан типовой режим нагружения, то эквивалентная долговечность подшипника $L_E = L_{10h} / \mu_h$. Здесь μ_h – коэффициент эквивалентности, определяемый по табл. в зависимости от типового режима нагружения.



Расчет подшипников по статической грузоподъемности

Расчет по статической грузоподъемности выполняют при малых частотах вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$, а также для проверки подшипников, рассчитанных по динамической грузоподъемности. Он сводится к проверке условия $P_0 \leq C_0$, где P_0 – эквивалентная статическая нагрузка.

Величина P_0 определяется по формуле

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \geq F_r,$$

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

Тип подшипника	Обозначение	X_0	Y_0
Шариковый радиальный однорядный	0000	0.6	0.5
Шариковый радиально-упорный однорядный	36000	0.5	0.46
	46000		0.37
	66000		0.28
Роликовый конический	7000		0.33/e
Роликовый с короткими цилиндрическими роликами	2000	1	0

Лекция 14.

Шпоночные и шлицевые соединения

- Назначение и конструкции шпоночных соединений
- Расчет шпоночных соединений
- Прямобоочные шлицевые соединения
- Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев
- Расчет шлицевых соединений



Назначение и конструкции шпоночных соединений

Шпонки служат для передачи крутящего момента от вала к установленным на нем деталям (шкивам, зубчатым колесам, муфтам и т. д.) или, наоборот, от этих деталей к валу.

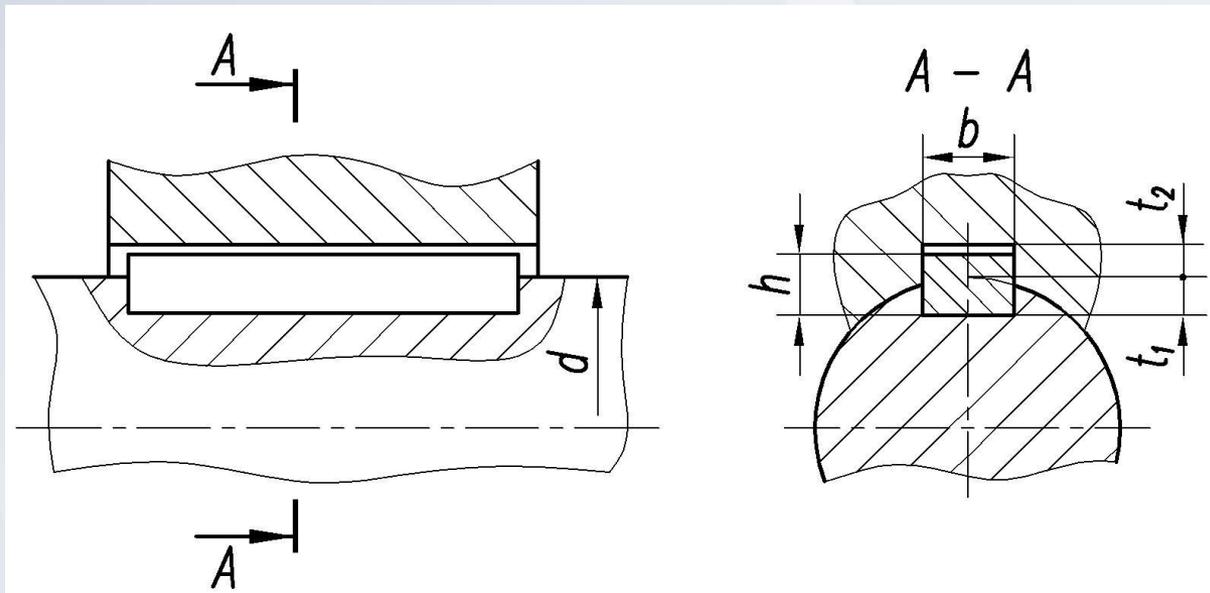
Различают **четыре вида шпонок**: *призматические, сегментные, цилиндрические, клиновые*; и **два вида шпоночных соединений**: *напряженные и ненапряженные*.

В напряженных соединениях напряжения на рабочих поверхностях шпонки создаются при монтаже до передачи крутящего момента. *Реализуют напряженные соединения клиновыми шпонками. Все остальные типы шпонок реализуют ненапряженные соединения.*

Призматические шпонки

Призматические шпонки являются наиболее распространенным типом шпонок. Они выполняются врезными. Примерно половина высоты шпонки размещается в пазу вала, другая половина – в пазу ступицы (см. рис.).

По назначению **призматические шпонки делятся** на *обыкновенные, направляющие и скользящие.*



Призматические шпонки



Обыкновенные шпонки предназначены для неподвижных соединений. Различают обыкновенные призматические шпонки по ГОСТ 23360-78 и призматические высокие шпонки по ГОСТ 10748-79.

У высоких шпонок высота h в 1,2...1,5 раза больше, чем у шпонок по ГОСТ 23360-78. Это увеличивает нагрузочную способность шпоночного соединения, но ослабляет вал и ступицу, так как требует более глубоких пазов для размещения шпонки.

Размеры шпонки в поперечном сечении: ширина b и высота h , а также глубина шпоночных пазов на валу – t_1 и в ступице – t_2 определяются диаметром вала d . Длину шпонки l назначают из стандартного ряда, принимая ее на 5...10 мм меньше длины ступицы.

Призматические шпонки

Для наиболее массовой шпонки по ГОСТ 23360-78 предусмотрено три исполнения (см. рис.).

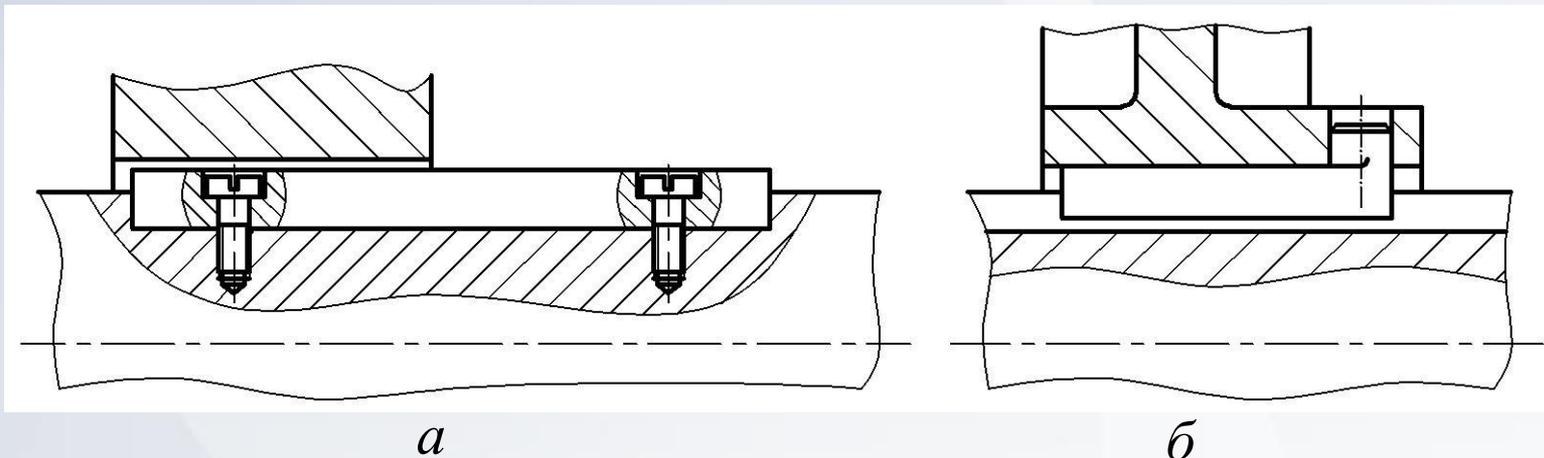


Рабочая длина шпонки l_p , определяющая нагрузочную способность соединения, не учитывает закругленные участки шпонки. Так, для шпонки исполнения 1 запишем $l_p = l - b$, для шпонки исполнения 2 имеем $l_p = l$.

Призматические шпонки



Направляющие шпонки по ГОСТ 8790-79 (рис. а) применяют для подвижных соединений. В пазу вала направляющие шпонки фиксируются от выпадения винтами. При больших взаимных перемещениях вала и ступицы вместо направляющих шпонок используют *скользящие*, например, по ГОСТ 12208-66 (рис. б). Скользящие шпонки соединяют со ступицей выступом цилиндрической формы.

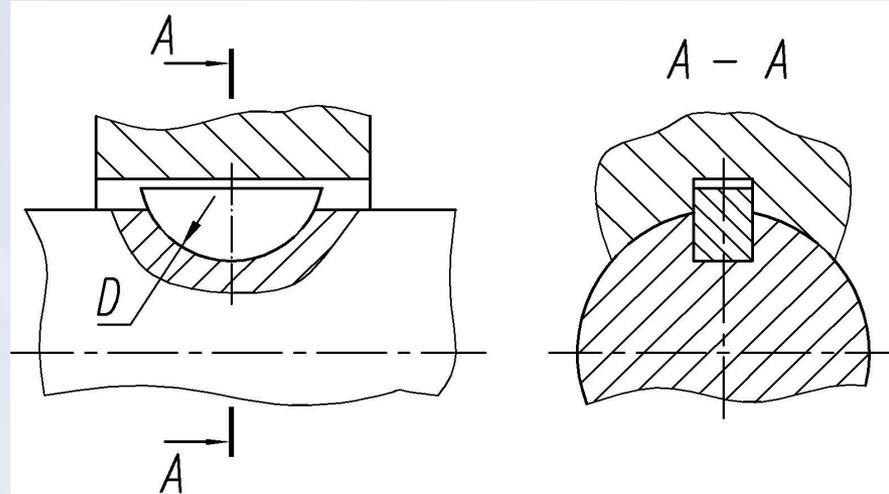


а

б

Сегментные шпонки

Сегментные шпонки по ГОСТ 24071-80 являются наиболее технологичными с точки зрения изготовления и сборки соединения (см. рис.). Рабочими гранями сегментных шпонок, так же

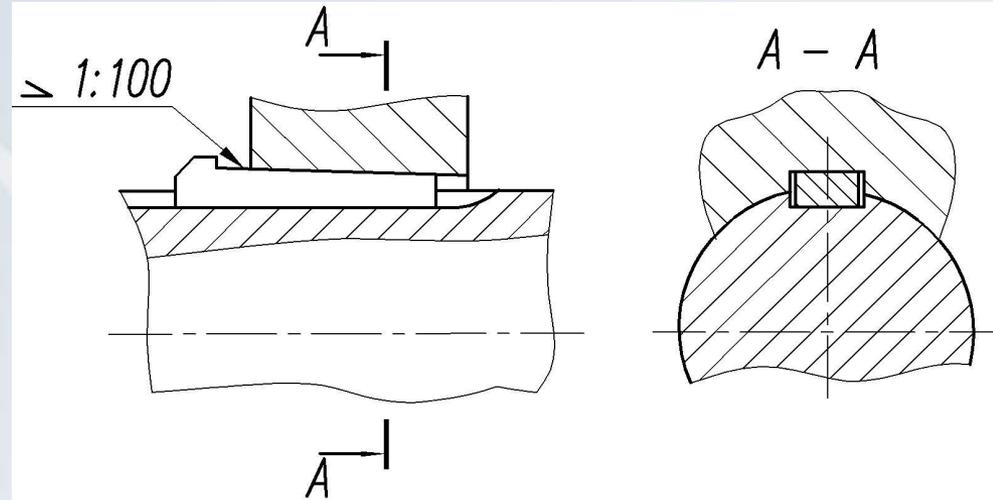


как и призмаются боковые грани. Шпонки изготавливают из сегментного профиля, пазы на валах обрабатываются дисковыми фрезами.

К недостаткам соединения относится глубокий паз на валу, существенно ослабляющий прочность вала, и сравнительно малая длина шпонки, ограничивающая ее нагрузочную способность.

Клиновые шпонки

Клиновые шпонки имеют уклон 1:100 по грани, взаимодействующей со ступицей. Такой же уклон выполняют в пазу ступицы. Паз для шпонки может также



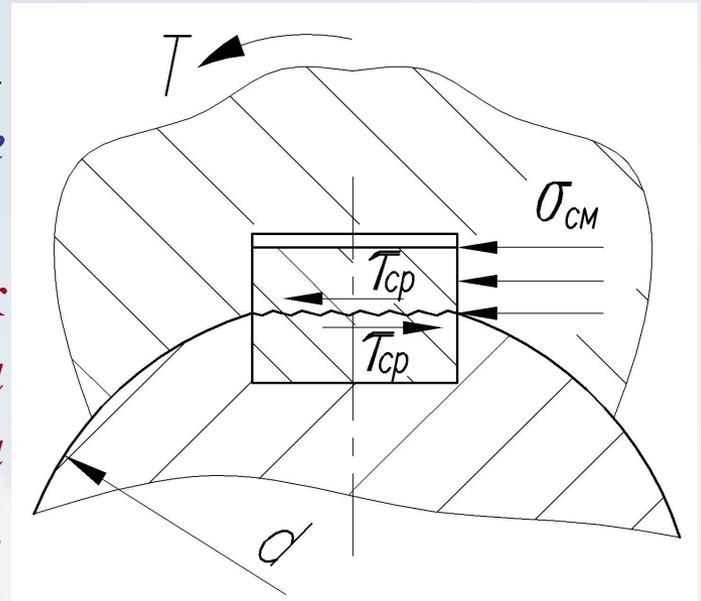
в этом случае на валу, называют *врезными*. Шпонки могут иметь головку, которая служит для выбивания шпонки из паза. Ступицы на валу для таких соединений устанавливают с небольшим зазором. Рабочими гранями шпонок являются широкие грани. По боковым граням шпонки предусматривают зазор для облегчения сборки соединения.

Клиновые шпонки

Такой способ формирования соединения приводит к *наиболее существенному недостатку*, связанному с использованием клиновых шпонок, к *несоосности вала и ступицы*. Область применения клиновых шпонок сокращается, что позволяет не рассматривать в настоящем курсе их конструктивные разновидности и расчет на прочность.

Расчет призматических шпонок

При передаче крутящего момента шпонка работает *на срез и на смятие* (см. рис.). *Размеры поперечного сечения стандартных шпонок обеспечивают выполнение условия прочности на срез при выполнении условия прочности на смятие.*



Поэтому *основным видом проверочного расчета шпонок является расчет на смятие выступающей из паза вала части шпонки.* При составлении расчетной схемы принимают допущение о равномерности распределения напряжений смятия $\sigma_{см}$ на поверхности взаимодействия шпонки с пазом ступицы.



Расчет призматических шпонок

Шпонка передает окружную силу F_t :

$$F_t = 2000T/d,$$

где T – крутящий момент на участке вала со шпоночным пазом, Н·м; d – диаметр участка вала, мм.

Условие прочности на смятие имеет вид

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $A_{\text{см}}$ – площадь поверхности смятия, $A_{\text{см}} = (h - t_1) l_p$
 $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия.

Стандартные шпонки изготавливают из калиброванных стальных прутков с пределом прочности не менее 590 МПа, чаще всего из стали 45.



Расчет призматических шпонок

В случае неподвижных соединений *для стальных ступиц при нереверсивном приводе принимают $[\sigma_{см}] = 150$ МПа, при реверсивном приводе – $[\sigma_{см}] = 120$ МПа.* Для чугунных ступиц снижают указанные напряжения на 20...30 МПа. В подвижных соединениях допускаемые напряжения существенно снижают, принимая с целью уменьшения износа $[\sigma_{см}] = 20...30$ МПа.

Если $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$, то допускается установка двух шпонок под углом 180° , однако более рациональным вариантом является переход к шлицевому соединению.



Шлицевые соединения

Шлицевые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и впадин в отверстиях ступицы. Их *можно рассматривать как многошпоночные соединения, у которых шпонки выполнены за одно целое с валом.*

По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямобочные, эвольвентные и треугольные.

Неподвижные соединения предназначены для жесткого соединения валов со ступицами. Подвижные соединения кроме передачи крутящего момента обеспечивают перемещение деталей в осевом направлении по валу.

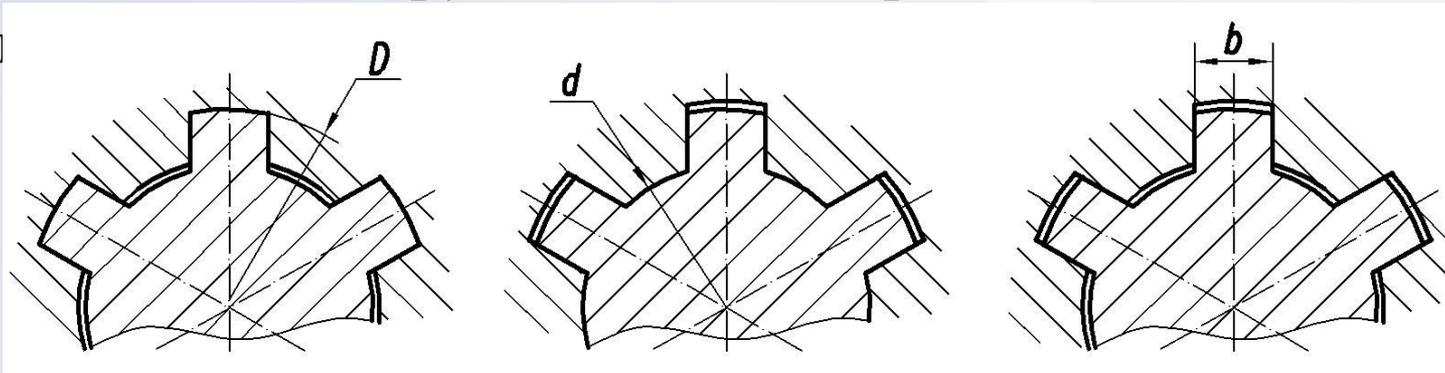
Достоинствами шлицевых соединений по сравнению со шпоночными являются: более высокая нагрузочная способность, лучшее центрирование соединяемых деталей, меньшая концентрация напряжений в материале вала.



Прямобоочные соединения

Стандартизованы два типа шлицевых соединений: *прямобоочные* по ГОСТ 1139-80 и *эвольвентные* по ГОСТ 6033-88. **Прямобоочные** шлицевые соединения имеют постоянную ширину зубьев b . По высоте зубья ограничены наружным D и внутренним d диаметрами соединения (см. рис.).

Стандарт предусматривает *три серии прямобоочных шлицевых соединений*: *легкую, среднюю и тяжелую*. С переходом к более тяжелой серии при одинаковом d увеличиваются наружный диаметр, число шлицев z и ПОВЫ





Способы центрирования прямоугольных соединений

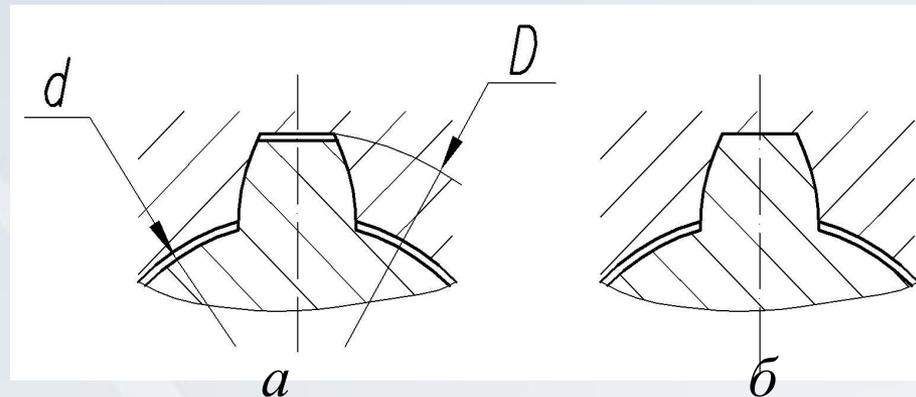
Для прямоугольных соединений используют *три способа центрирования* (см. рис.). В соединениях, требующих высокой точности центрирования, используют центрирование по одному из диаметров. Наиболее технологичным является центрирование по наружному диаметру (рис. а), которое рекомендуют при твердости внутренней поверхности ступицы до 350 НВ. Если внутренняя поверхность ступицы имеет твердость больше 350 НВ, то выполняют центрирование по внутреннему диаметру (рис. б).

Центрирование по боковым поверхностям зубьев (рис. в) обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между шлицами, используется для передачи больших переменных и ударных нагрузок, когда не требуется высокая точность центрирования.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев

Считаются наиболее перспективными при больших диаметрах валов. Стандартизованы для диаметров до 500 мм, в то время как прямоугольные шлицы стандартизованы

только до 125 мм. По сравнению с прямоугольными соединениями имеют большую нагрузочную способность, проще в изготовлении. Боковой профиль шлицев очерчивается эвольвентой с увеличенным по сравнению с зубчатым зацеплением углом зацепления $\alpha = 30^\circ$ (вместо 20°) и уменьшенной высотой зуба $h = t$ (вместо $h = 2,25t$), где t – модуль. Эти соединения выполняют с центрированием по боковым поверхностям зубьев (рис. а), реже по наружному диаметру (рис. б).





Расчет шлицевых соединений

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений *являются сопротивление смятию и изнашиванию рабочих поверхностей шлицев.* В соответствии с этим работоспособность соединений определяется напряжениями смятия на контактной поверхности шлицев. Параметры соединения выбирают по диаметру вала и длине ступицы. При упрощенном расчете принимают, что нагрузка равномерно распределяется по длине шлицев.

Расчет выполняют как проверочный на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000T}{K_3 z h d_{\text{ср}} l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – передаваемый крутящий момент, Н·м; $K_3=0,7\dots0,8$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, зависящий от условий работы и точности изготовления;



Расчет шлицевых соединений

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения; h – рабочая высота зубьев;
 $l_{\text{р}}$ – рабочая длина соединения.

Средний диаметр и высота шлица в прямоугольном соединении:

$$d_{\text{ср}} = 0.5(d + D); h = 0.5(D - d) - 2C,$$

где C - размер фаски шлица.

В соединении с эвольвентными шлицами:

$$d_{\text{ср}} = D - 1.1m, h = 0.815 m.$$

В ГОСТ 21425-75 дается уточненный расчет прямоугольных шлицевых соединений, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине шлица, приработку рабочих поверхностей, смазку, срок службы и т. д. Нагрузочная способность соединения рассчитывается раздельно на смятие и износ.

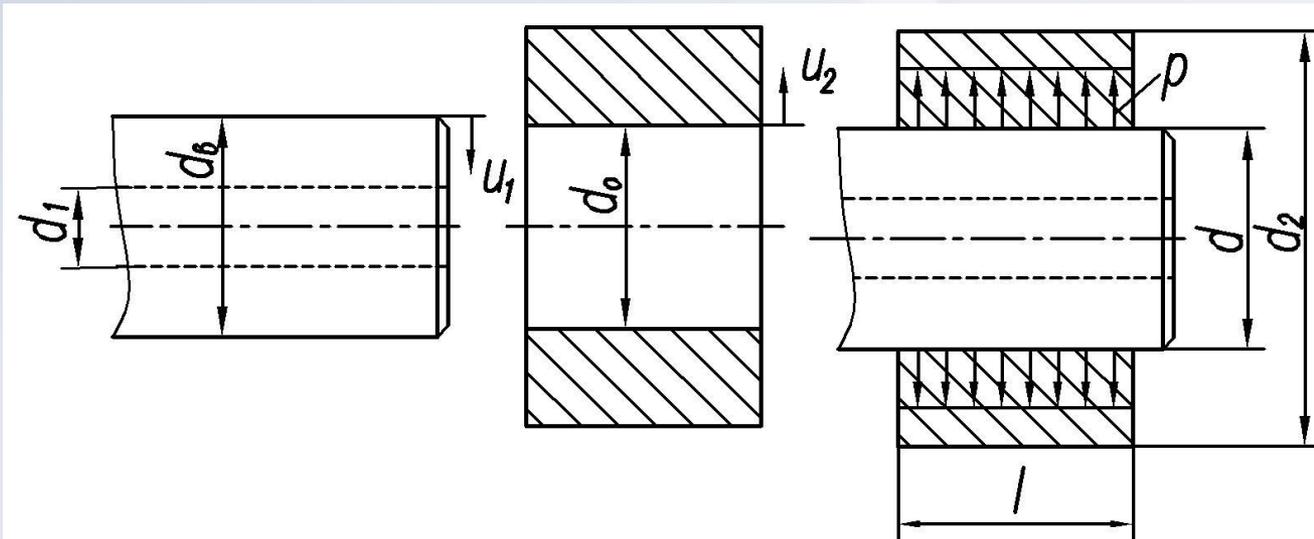
Лекция 15.

Соединения с натягом

- Основные понятия
- Способы получения соединений
- Расчет соединений с натягом
- Выбор стандартной посадки
- Концентрация напряжений в соединениях с натягом

Соединения с натягом, основные понятия

Соединения деталей с натягом находят широкое применение в машиностроении. *Натяг в соединении создается за счет разности размеров охватывающей детали (отверстия) и охватываемой детали (вала) до сборки. При этом диаметр вала $d_в$ больше диаметра отверстия $d_о$ (см. рис.).*





Соединения с натягом, основные понятия

Соединения способны передавать осевые усилия, крутящие и изгибающие моменты или их комбинацию. Наибольшее распространение получили соединения, в которых поверхность сопряжения деталей является цилиндрической, а требуемый натяг обеспечивается подбором стандартной посадки. Такие соединения принято называть прессовыми.

После сборки соединения диаметр посадочной поверхности равен d ($d_0 < d < d_B$). Каждая точка контактной поверхности ступицы в процессе запрессовки переместится на величину u_2 , а контактной поверхности вала – на величину u_1 . При этом появляется *радиальный натяг* $\delta = u_1 + u_2$.

Соединения с натягом, основные понятия

Диаметральный натяг $N = 2\delta = 2(u_1 + u_2)$. На посадочной поверхности возникает удельное давление p , которому соответствуют силы трения, обеспечивающие неподвижность соединения при действии изгибающих M и крутящих T моментов, а также осевых сил F_a . Из теории упругости известно (*задача Ламе*), что радиальные перемещения u_i пропорциональны давлению p :

$$u_1 = \lambda_1 p; \quad u_2 = \lambda_2 p,$$

где λ_i – *коэффициенты радиальной податливости*; u_i , мкм;

$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1} \left[\frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 \right], \quad \lambda_2 = \frac{d}{2E_2} \left[\frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2 \right],$$



Способы получения соединений

здесь E_1 , E_2 , μ_1 и μ_2 – соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и ступицы;
 d_1 – диаметр центрального отверстия вала (для сплошного круглого вала $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр ступицы.

Подставим значения u_i в формулу для N , тогда

$$N = 2p (\lambda_1 + \lambda_2).$$

Существует два основных способа получения соединений с натягом: *запрессовка и тепловая сборка*. *Запрессовку производят на прессах*. Это наиболее простой способ получения соединения, однако ему свойственны следующие *недостатки: смятие и частичное срезание шероховатостей посадочных поверхностей, возможность неравномерной деформации деталей соединения*. С учетом этого *запрессовку используют при сравнительно небольших натягах*.



Тепловая сборка

При *тепловой сборке* предварительно производят нагрев охватывающей детали, охлаждение охватываемой детали либо комбинацию этих операций.

Температура нагрева детали должна быть ниже температуры низкого отпуска, чтобы не происходило структурных изменений в металле. **Допускаемая температура нагрева: для сталей $[t]=230\dots240^{\circ}\text{C}$, для бронз $150\dots200^{\circ}\text{C}$.**

Нагрев детали осуществляют либо в масле (до 130°C), либо в электрической или газовой печи (до 240°C). Охватываемую деталь охлаждают сухим льдом (до -80°C), или жидким воздухом (до -190°C).

Соединения, полученные тепловой сборкой, обладают более высокой нагрузочной способностью, поскольку в отличие от запрессовки не происходит смятия микронеровностей на сопрягаемых поверхностях в процессе их взаимного смещения.



Расчет соединений с натягом

В случае нагружения соединения осевой силой F_a и крутящим моментом T суммарная сдвигающая сила на посадочной поверхности равна

$$F_c = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2 \cdot 10^3 T}{d} \right)^2},$$

где F_a имеет размерность Н; T имеет размерность Н•м;
 d – диаметр посадочной поверхности, мм.

Для исключения относительного смещения деталей соединения должно выполняться условие

$$F_{\text{тр}} = KF_c,$$

где $F_{\text{тр}}$ - сила трения на поверхности соединения;
 $K = 2 \dots 4.5$ – коэффициент запаса сцепления (трения).

Расчет соединений с натягом

По закону Кулона сила трения пропорциональна нормальному давлению:

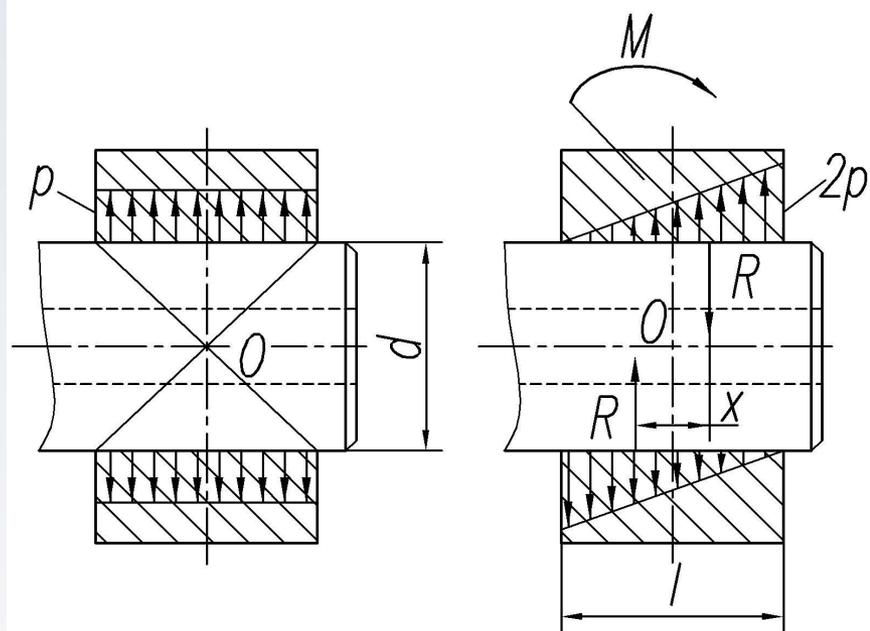
$$F_{\text{тр}} = fAp,$$

где f – коэффициент трения; $A = dl$ – площадь поверхности соединения; l – длина соединения.

Из приведенных формул определяют минимальное давление, необходимое для передачи F_a

$$p_1 = KF_c / (fA).$$

Если соединение нагружено изгибающим моментом M (см. рис.), то полагают, что поворот ступицы происходит относительно центра тяжести соединения – точки O .





Расчет соединений при передаче M

Для уравновешивания момента давление p на контактной поверхности соединения перераспределяется. Первоначально равномерная эпюра давлений (рис. а) при действии момента M принимает трапецеидальную форму. При определенном значении M трапеция превращается в треугольник с катетом l (рис. б). Это значение M является предельным, так как при дальнейшем увеличении M на контактной поверхности появляется зазор (происходит раскрытие стыка).

Расчет соединения при действии момента M ведут из условия нераскрытия стыка. Момент M уравновешивается парой сил R на плече x :

$$M = R x,$$

где R – равнодействующая давлений на поверхностях верхней и нижней полуступиц.



Расчет давления из условия нераскрытия стыка

Величина R пропорциональна давлению p на контактной поверхности соединения:

$$R = pld.$$

При треугольной эпюре равнодействующая R приложена в центре тяжести треугольника. Отсюда следует, что плечо пары сил $x = l/3$. Подставляя значения R и x в формулу для M , выразим из нее в явном виде *минимальное давление, при котором момент M не приводит к раскрытию стыка*

$$p_2 = 3000M / (dl^2),$$

где M имеет размерность Н·м, d и l в мм.

Для обеспечения запаса по нераскрытию стыка принимают

$$p_2 = 5000M / (dl^2).$$

Требуемое давление на контактной поверхности p при одновременной передаче F_c и M равно наибольшему из p_1 или p_2 .



Поправки на способ сборки и температурные деформации

При сборке соединения запрессовкой микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются. Это учитывают введением поправки

$$u = 5.5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где R_{a1} и R_{a2} - средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей.

При тепловой сборке $u = 0$.

Если детали соединения в процессе работы нагреваются до значительных температур, то для учета ослабления натяга вводят поправку на температурные деформации

$$\delta_t = 10^3 d [(t_2 - t_0)\alpha_2 - [(t_1 - t_0)\alpha_1],$$

где t_1 и t_2 – температуры деталей соединения в процессе работы; t_0 – температура сборки соединения; α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов деталей соединения.



Минимальный требуемый натяг

Минимальный требуемый натяг, необходимый для передачи нагрузки,

$$[N]_{\min} = N + u + \delta_t.$$

Расчет на прочность прессовых соединений выполняется по формулам Ламе для толстостенных цилиндров:

$$\sigma_{r1} = -p \frac{1 - (d_1 / d_T)^2}{1 - (d_1 / d)^2}; \quad \sigma_{t1} = -p \frac{1 + (d_1 / d_T)^2}{1 - (d_1 / d)^2};$$
$$\sigma_{r2} = -p \frac{1 - (d_2 / d_T)^2}{1 - (d_2 / d)^2}; \quad \sigma_{t2} = -p \frac{1 + (d_2 / d_T)^2}{1 - (d_2 / d)^2},$$

где σ_r – радиальные напряжения; σ_t – окружные напряжения;
 d_T – текущий диаметр; индекс 1 принят для вала, индекс 2 – для ступицы

Наибольшие эквивалентные напряжения

Эпюры напряжений в поперечном сечении деталей соединения показаны на рис. Знак + соответствует растягивающим напряжениям, знак – сжимающим. По третьей теории прочности условие отсутствия пластических деформаций имеет вид

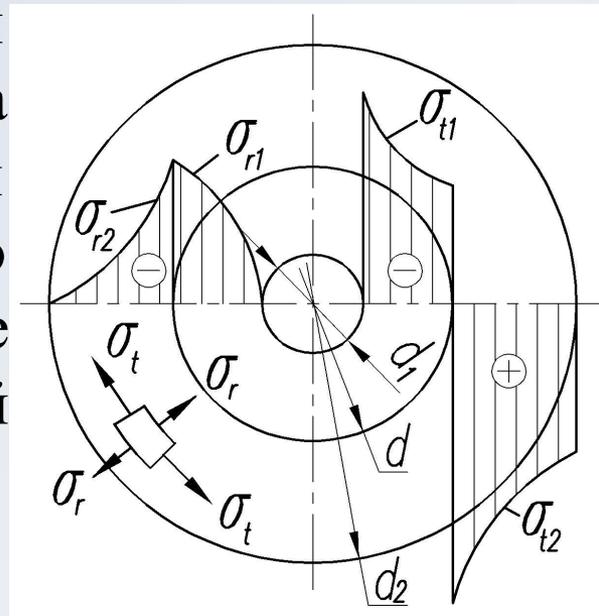
$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где σ_1 – максимальное, а σ_3 – минимальное нормальные напряжения в опасной точке.

Как следует из формул Ламе, наибольшие эквивалентные напряжения действуют на внутренних поверхностях вала и ступицы. Для вала при $d_T = d_1$ имеем

$$\sigma_1 = \sigma_{r1} = 0, \quad \sigma_3 = \sigma_{t1} = -2p / [1 - (d_1/d)^2].$$

В результате получим $\sigma_{\text{ЭКВ1}} = 2p / [1 - (d_1/d)^2] \leq \sigma_{T1}$.





Максимальный допустимый натяг

Следовательно, максимальное допустимое по условию прочности вала давление равно

$$p_{\max 1} = 0,5 \sigma_{T1} [1 - (d_1/d)^2].$$

Для ступицы при $d_T = d$ имеем

$$\sigma_1 = \sigma_{t2} = p \frac{(d_2/d)^2 + 1}{(d_2/d)^2 - 1}, \quad \sigma_3 = \sigma_{r2} = -p.$$

Отсюда следует, что максимальное допустимое по условию прочности ступицы давление равно

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

Из полученных значений $p_{\max i}$ выбирают наименьшее, обозначая его p_{\max} .

Максимальный допустимый натяг:

$$[N]_{\max} = 2p_{\max} (\lambda_1 + \lambda_2) + u.$$

Выбор стандартной посадки

Значения $[N]_{\min}$ и $[N]_{\max}$ являются ограничениями при выборе стандартной посадки, которая характеризуется минимальным N_{\min} и максимальным N_{\max} натягами. Должны выполняться следующие условия:

$$[N]_{\min} < N_{\min} < N_{\max} < [N]_{\max}.$$

При сборке соединения температурным деформированием определяют либо температуру нагрева охватываемой детали

$$t = 20^{\circ} + \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{10^3 d\alpha},$$

либо температуру охлаждения охватываемой детали

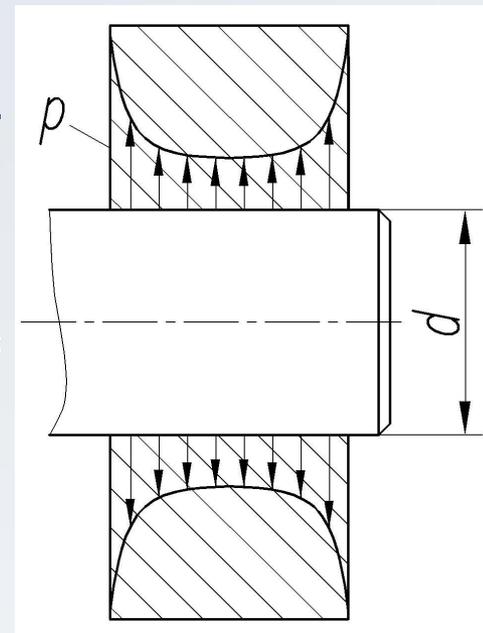
$$t = 20^{\circ} - \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{10^3 d\alpha},$$

где α – коэффициент линейного расширения материала детали;
 $z_{\text{сб}}$ – зазор для облегчения сборки.



Концентрация напряжений в соединениях с натягом

Экспериментально установлено, что давления в прессовом соединении неравномерно распределены по длине ступицы. Как следует из типичной эпюры контактных давлений (см. рис.) по краям ступицы давление существенно возрастает. Это объясняется вытеснением сжатого материала от середины ступицы к краям. Влияние концентрации давлений на усталостную прочность вала зависит от размеров его поперечного сечения. Для учета этого влияния используют отношения $K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$ и $K_{\tau}/\varepsilon_{\tau}$.



Лекция 16.

Резьбовые соединения

- Общие положения
- Геометрические параметры резьбы
- Классы прочности и материалы резьбовых деталей
- Силовые соотношения в винтовой паре
- Моменты завинчивания и отвинчивания
- Распределение осевой нагрузки между витками резьбы

Общие положения

Резбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их образуют болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок, форма которых соответствует профилю резьбы.

По форме поверхности детали различают цилиндрические и конические резьбы.

По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и другие резьбы.

В зависимости от направления винтовой линии различают правые и левые резьбы. Преимущественно используют правую резьбу, левая резьба применяется только в специальных случаях.



Классификация резьб по назначению

В зависимости от назначения резьбы делят на **крепежные**, **крепежно-уплотняющие** и **ходовые**.

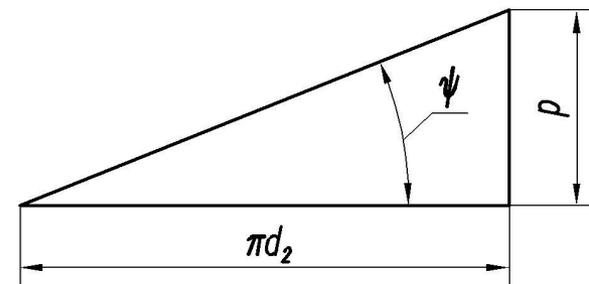
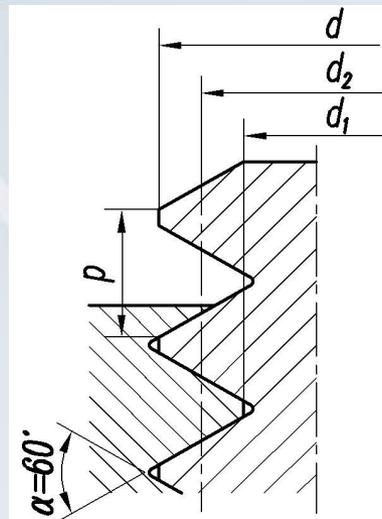
Крепежные резьбы *применяют для скрепления деталей*. Они имеют треугольный профиль, отличающийся повышенным моментом сопротивления отвинчиванию и высокой прочностью.

Крепежно-уплотняющие резьбы *применяют для скрепления деталей в соединениях, требующих герметичности*. Они также имеют треугольный профиль, но без зазоров в сопряжении болта и гайки.

Ходовые резьбы *используют в механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот*.

Геометрические параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются (см. рис.): d – **номинальный диаметр** резьбы; d_1 – **внутренний диаметр** резьбы; d_2 – **средний диаметр** резьбы;



p – **шаг** (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); p_h – **ход** (перемещение винта вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке); α – **угол профиля** резьбы; ψ – **угол подъема** резьбы. Для однозаходных резьб $p_h = p$. Для многозаходных резьб $p_h = np$, где n – число заходов.

Метрические резьбы

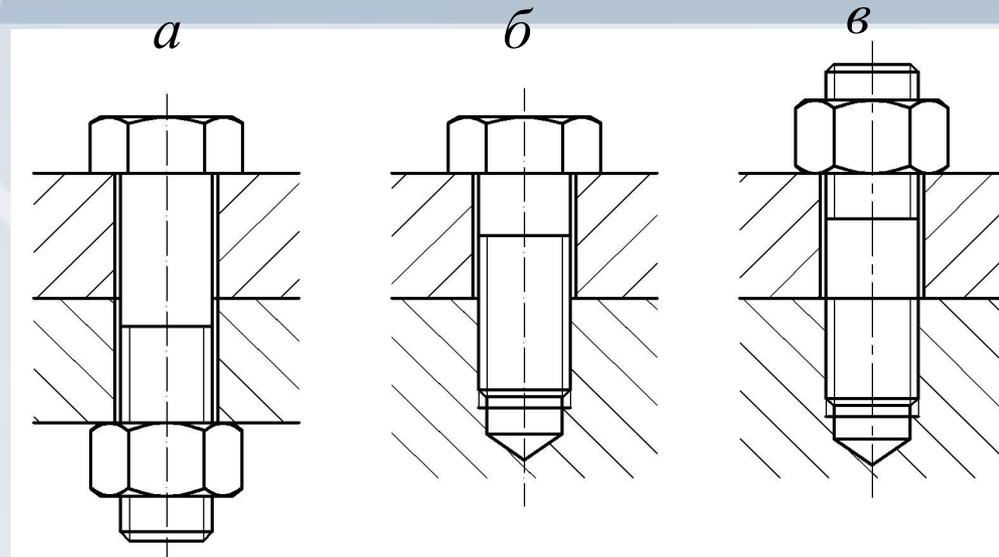
Основной крепежной резьбой является метрическая резьба. Профиль резьбы представляет собой равносторонний треугольник с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. Различают метрические резьбы с крупным и мелким шагом. *Преимущественно применяют метрические резьбы с крупным шагом,* поскольку они прочнее, менее чувствительны к изнашиванию и неточностям изготовления.

Резьбы с мелким шагом применяются при действии переменных нагрузок, для тонкостенных деталей и в регулировочных устройствах. Метрическую резьбу с крупным шагом обозначают буквой *M* и числом, обозначающим номинальный диаметр резьбы в мм, например *M20*. Для метрической резьбы с мелким шагом дополнительно указывают шаг, например *M20x2*.

Виды резьбовых соединений

Основными видами резьбовых соединений являются винты с гайками (рис. а) (в этом случае винт называют болтом, а соединение — болтовым), винты без гаек (рис. б) и

шпильки (рис. в). Болтовые соединения (рис. а) применяют для скрепления деталей небольшой толщины при наличии места для размещения гайки, головки болта и гаечного ключа. Эти соединения являются наиболее простыми, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях.



Виды резьбовых соединений

Винтовые соединения применяют при достаточной толщине детали для размещения резьбового отверстия, а также при отсутствии места для размещения гайки.

Шпильки применяют в тех же случаях, что и винты, если материал соединяемых деталей не обеспечивает достаточной прочности резьбы при частых разборках и сборках соединения.

Глубину завинчивания l_1 в тело детали принимают из условия равнопрочности тела винта и резьбы: для стальных деталей $l_1 = (1 \dots 1,25)d$, для чугунных деталей $l_1 = (1,25 \dots 1,5)d$.



Классы прочности

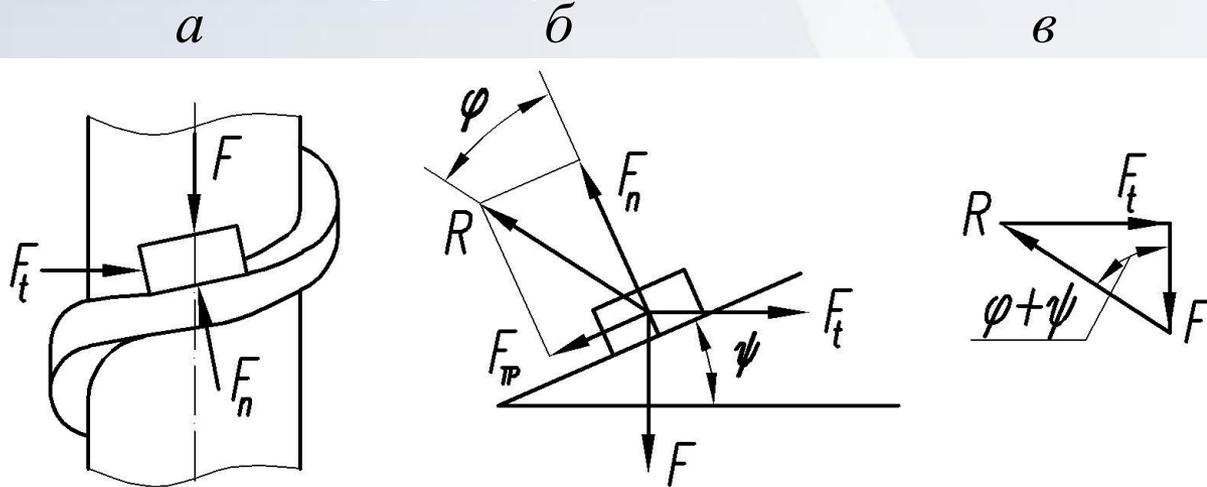
При изготовлении стальных винтов, болтов и шпилек предусмотрено 12 классов прочности, частично представленных в табл. Класс прочности обозначают двумя числами, разделенными точкой. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности σ_b , произведение чисел, умноженное на 10, определяет предел текучести σ_T .

Механические свойства стальных винтов, болтов и шпилек

Класс прочности	σ_b , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	Марка стали
3.6	300	180	97	Ст3, 10
4.6	400	240	130	20
5.6	500	300	160	30, 35
6.6	600	360	195	35, 45, 40Г
8.8	800	640	260	35Х

Силловые соотношения в винтовой паре

Для вывода основных соотношений рассмотрим винтовую пару с прямоугольной резьбой. Гайку представим в виде ползуна (рис. *a*), к которому на среднем диаметре резьбы приложена окружная сила F_t в плоскости, перпендикулярной к оси резьбы. При завинчивании резьбового соединения сила F_t преодолевает усилие затяжки F , параллельное оси резьбы, и силу трения в резьбе $F_{тр}$. Развернем виток резьбы по среднему диаметру на плоскость (рис. *б*).





Силловые соотношения в винтовой паре

Сила трения $F_{\text{тр}}$ по закону Кулона пропорциональна силе нормального давления F_n между ползуном и наклонной плоскостью $F_{\text{тр}} = f F_n$, где f – коэффициент трения в резьбе. Реакция наклонной плоскости R отклонена от силы F_n на угол трения $\varphi = \text{arctg } f$. При завинчивании соединения ползун должен находиться в состоянии равновесия под действием трех сил F_t , F_n и R . Из силового треугольника (рис. *в*) найдем неизвестную силу F_t :

$$F_t = F \text{tg} (\varphi + \psi).$$

Для перехода к треугольной резьбе угол трения φ следует заменить приведенным углом трения $\varphi' = \text{arctg } f'$, где f' – приведенный коэффициент трения, $f' = f / \cos (\alpha/2)$.



Условия самоторможения резьбы

Для метрической резьбы приведенный угол трения φ' изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6° (при $f \approx 0,1$) до 13° (при $f \approx 0,2$). Угол подъема резьбы лежит в диапазоне $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$. Следовательно, условие самоторможения $\psi < \varphi'$ выполняется. *Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения.*

Однако практика эксплуатации резьбовых соединений показывает, что *при переменных нагрузках и вибрациях возможно существенное снижение коэффициента трения на контактных поверхностях* и самоотвинчивание гаек и винтов за счет взаимных микросмещений поверхностей трения. *Для повышения надежности резьбовых соединений необходимо предохранять их от самоотвинчивания с использованием различных способов стопорения.*

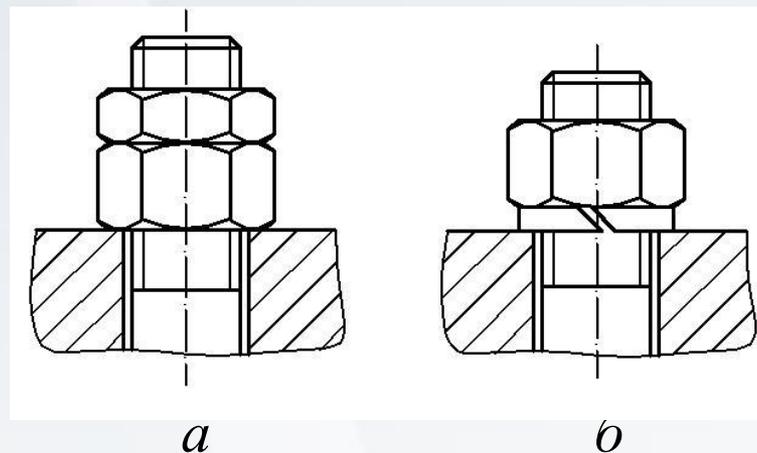


Способы стопорения

Известные способы стопорения базируются на одном из трех принципов стопорения.

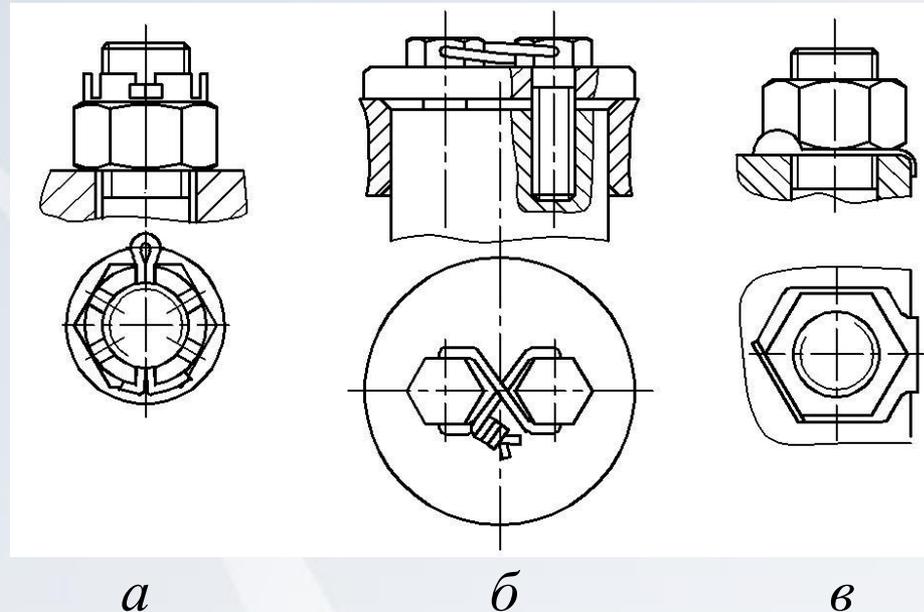
1. *Реализация дополнительного трения в резьбе* за счет использования *контргаек* (рис. а) или *пружинных шайб* по ГОСТ 6402-70 (рис. б). Наибольшее применение получили пружинные шайбы, поддерживающие натяг и трение в резьбе при колебаниях осевой нагрузки.

Эти шайбы также повышают сцепление между гайкой и деталью за счет врезания острых краев шайбы в контактные поверхности гайки и детали.



Способы стопорения

2. *Жесткое соединение гайки с винтом*, например, с помощью *шплинта* (рис. а), или *прошивка группы винтов проволокой* (рис. б). Представленные здесь способы стопорения этой группы позволяют выполнять только



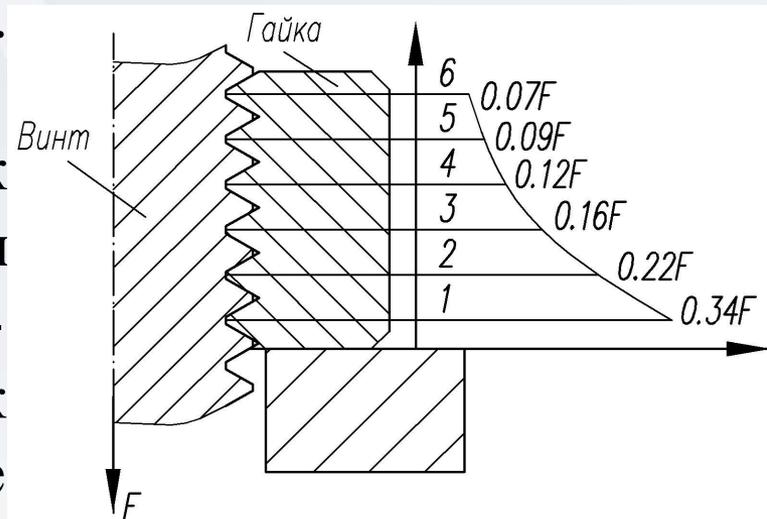
ступенчатую регулировку затяжки соединения.

3. *Жесткое соединение гайки с деталью*, например, с помощью *стопорной шайбы с лапкой* (рис. в).

Распределение осевой нагрузки между витками резьбы

Осевая нагрузка с винта на гайку передается через витки резьбы. *За счет деформации винта и гайки нагрузка неравномерно распределяется по виткам резьбы. Наиболее нагруженным витком является ближайший к опорной поверхности гайки.* Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы является статически неопределимой.

Ее решение впервые получено Н. Е. Жуковским, который дополнил уравнения равновесия сил, приложенных к виткам, условием совместности деформаций винта и гайки. Результаты этого решения применительно к стандартной шестивитковой гайке высотой $H = 0,8d$ приведены на рис.





Распределение осевой нагрузки между витками резьбы

*Нижний виток воспринимает 34% общей осевой нагрузки, в то время как последний шестой виток только 7%. Отсюда следует, что **увеличение числа витков гайки является малоэффективным**, поскольку дальние от опорной поверхности витки передают слишком малую часть общей осевой нагрузки. Так, для гайки с 10 витками последний виток передает нагрузку меньше 1% от F .*

Экспериментально установлено, что разрушение резьбовых соединений, нагруженных переменными нагрузками, происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у наиболее нагруженного витка резьбы.

Лекция 17.

Резьбовые соединения

- Расчет незатянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой
- Расчет затянутого болтового соединения, не нагруженного внешней осевой силой
- Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой
- Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке
- Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки
- Расчет группы болтов
- Клеммовые соединения



Расчеты на прочность

Основными видами разрушения резьбовых изделий являются: *разрыв резьбовой части стержня* при действии осевой силы и *срез витков резьбы*. Стандартные винты, болты и шпильки выполняют равнопрочными на разрыв стержня по резьбе и на срез витков резьбы. Поэтому *расчет* на прочность резьбового соединения *производят по основному критерию – прочности резьбовой части стержня на растяжение*.

Допускаемые напряжения выбирают в зависимости от предела текучести материала винта по формуле

$$[\sigma] = \sigma_T / [S],$$

где $[S]$ – коэффициент запаса прочности.

При неконтролируемой затяжке $[S]$ принимают в диапазоне 1.6...5, меньшие значения соответствуют большим диаметрам. *Ниже рассмотрены основные случаи расчета резьбовых соединений.*



Расчет незатянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Принимают, что *опасное поперечное сечение болта имеет диаметр, равный внутреннему диаметру резьбы d_1* . Условие прочности болта в опасном сечении имеет вид

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

где F – осевая сила, Н.

Отсюда определяют расчетное значение внутреннего диаметра резьбы

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi [\sigma]}}, \quad (1)$$

где Q_p – усилие, растягивающее болт, $Q_p = F$.

Полученную величину d_1 округляют до ближайшего большего значения, соответствующего стандартной резьбе.



Расчет затянутого болтового соединения, не нагруженного внешней осевой силой

При затяжке соединения болт испытывает растяжение и кручение. Напряжение растяжения от усилия затяжки Q :

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2}.$$

Напряжение кручения от момента сопротивления в резьбе

$$\tau_k = \frac{T_p}{W_p},$$

где T_p – момент сопротивления в резьбе; W_p – полярный момент сопротивления, $W_p = \pi d_1^3 / 16$.

Эквивалентные напряжения найдем по энергетической теории прочности

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2}.$$



Расчет затянутого болтового соединения, не нагруженного внешней осевой силой

После подстановки значений σ_p , τ_k и преобразований получим:

$$\sigma_E = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \right]^2}.$$

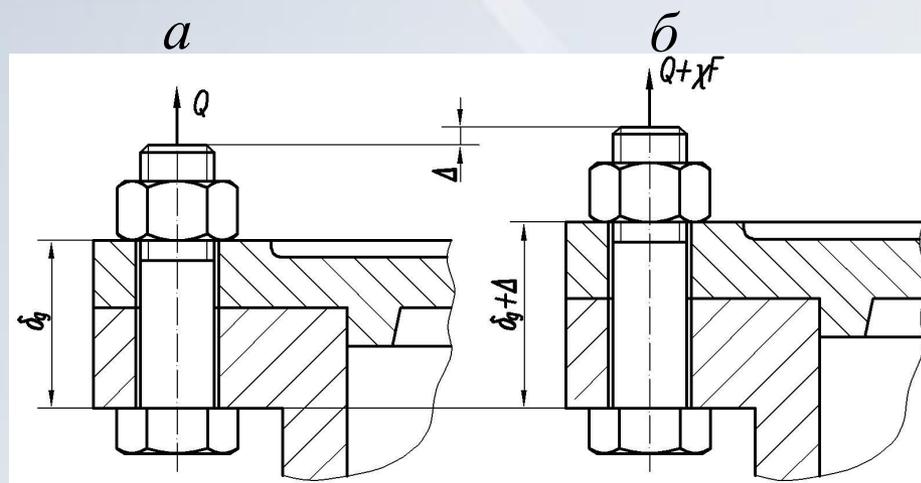
Примем для метрической резьбы с крупным шагом приближенные соотношения: $d_2 = 1,1d_1$, $\psi = 2^\circ 30'$, $f = 0,15$, $\varphi' = 9^\circ 50'$. Тогда $\sigma_E \approx 1,3\sigma_p$. Таким образом, *для учета напряжений кручения при затяжке соединения достаточно усилие затяжки Q умножить на коэффициент 1,3*. Внутренний диаметр резьбы вычислим по формуле (1), в которой

$$Q_p = 1,3Q.$$



Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Предварительная затяжка болта усилием Q должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка при действии внешней осевой силы F .



В затянутом соединении до приложения внешней осевой силы болт растянут, а детали стыка сжаты усилием Q (рис. а). После приложения внешней осевой силы болт дополнительно растянется на величину Δ , а деформация сжатия деталей стыка уменьшится на такую же величину (рис. б).



Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Усилия, нагружающие болт и детали стыка после приложения внешней нагрузки, равны

$$F_{\text{б}} = Q + F - F_{\text{р}}, \quad F_{\text{д}} = Q - F_{\text{р}},$$

где $F_{\text{р}}$ – усилие, разгружающее стык.

Примем обозначение $F\chi = F - F_{\text{р}}$, где χ – коэффициент внешней нагрузки, учитывающий какая ее часть догружает болт.

Тогда $F_{\text{р}} = (1 - \chi)F$.

Условие совместности деформаций болта и деталей стыка
запишем в виде

$$\Delta = \lambda_{\text{б}} (F - F_{\text{р}}) = \lambda_{\text{д}} F_{\text{р}},$$

где $\lambda_{\text{б}}$ – податливость болта, равная его удлинению при действии единичной нагрузки; $\lambda_{\text{д}}$ – податливость деталей стыка.

Отсюда найдем $\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}})$. В приближенных расчетах принимают для соединений без упругих прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$.



Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Для нормальной работы соединения должно выполняться *условие нераскрытия стыка* $F_d > 0$. Из этого условия определяют усилие затяжки Q . В расчетной практике принимают

$$Q = K_{\text{зат}} (1 - \chi)F,$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки: при постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$, при переменной нагрузке $K_{\text{зат}} = 2,5 \dots 4$.

Расчетная нагрузка на болт

$$Q_p = 1.3Q + \chi F.$$

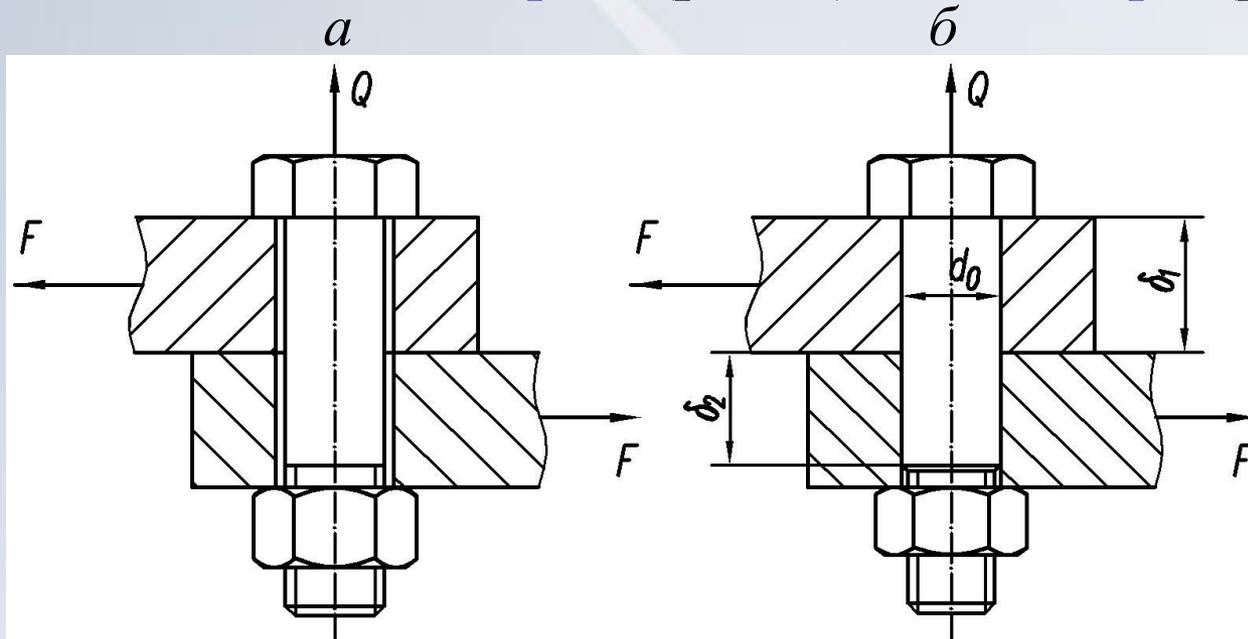
Если затяжка соединения происходит под нагрузкой, то для определения Q_p используют зависимость:

$$Q_p = 1,3(Q + \chi F).$$

Внутренний диаметр резьбы вычислим по формуле (1).

Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке

Возможно два варианта конструкции таких соединений: болты установлены с зазором (рис. а) и без зазора (рис. б).



При установке болтов с зазором внешняя нагрузка F уравнивается силами трения в стыке, которые появляются от затяжки болта.



Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке

Условие отсутствия сдвига деталей представим в виде

$$F \leq iF_{\text{тр}} = iQf,$$

где i – число плоскостей стыка (при соединении двух деталей имеем одну плоскость стыка – $i = 1$); f – коэффициент трения в стыке ($f = 0,15 \dots 0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей).

Отсюда определяют усилие затяжки

$$Q = KF/(if),$$

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

При установке болта без зазора отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим посадку с натягом. *Болт рассчитывают на срез, а контактные поверхности болта с деталями стыка – на смятие.*



Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке

Условие прочности по напряжениям среза

$$\tau = 4F/(\pi d_0^2 i) \leq [\tau],$$

где $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение для стержня болта, $[\tau] = (0.2 \dots 0.3)\sigma_T$.

При расчете напряжений смятия принимают допущение об их равномерном распределении по контактной поверхности. *Условия прочности по напряжениям смятия* в этом случае имеют вид:

$$\sigma_{см1} = \frac{F}{d_0 \delta_1} \leq [\sigma_{см1}], \quad \sigma_{см2} = \frac{F}{d_0 \delta_2} \leq [\sigma_{см2}],$$

где $[\sigma_{см1}]$ и $[\sigma_{см2}]$ – допускаемое напряжение смятия, определяемое для менее прочного материала деталей, формирующих поверхность смятия:

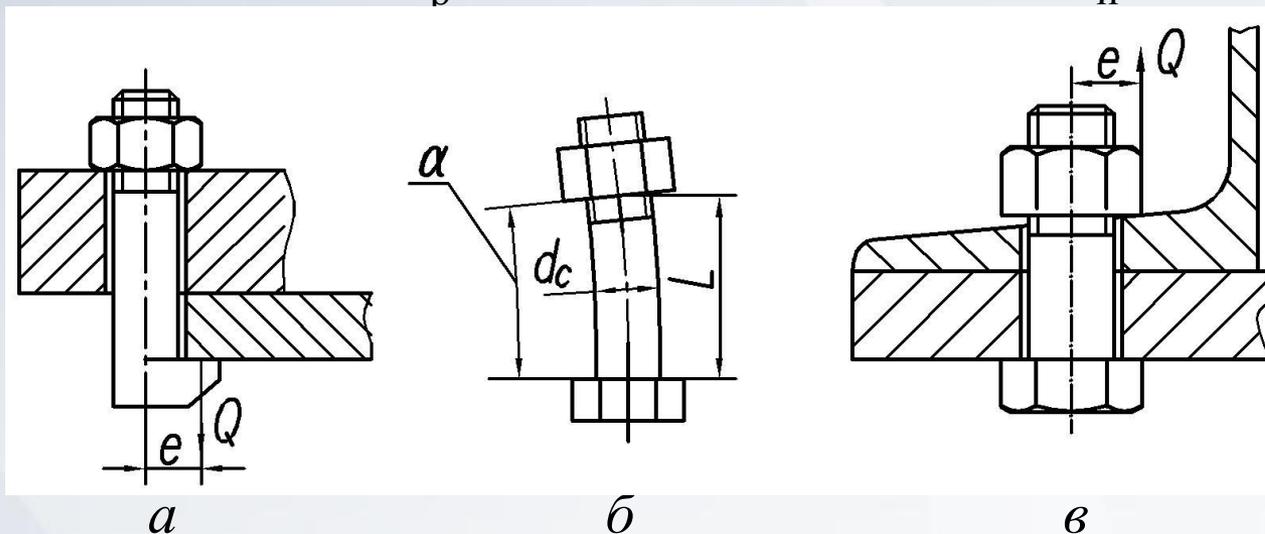
$$[\sigma_{см1}] = (0.8 \dots 1)\sigma_{T1}, \quad [\sigma_{см2}] = (0.8 \dots 1)\sigma_{T2}.$$



Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки

Эксцентричная нагрузка возникает в специальных болтах с эксцентричной (костыльной) головкой (рис. *а*) и в обычных болтах при перекосе опорных поверхностей под гайку или головку болта (рис. *б, в*).

В болтах под действием усилия затяжки Q возникают напряжения растяжения σ_p и напряжения изгиба $\sigma_{и}$.





Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки

Наибольшее суммарное напряжение

$$\sigma_E = 1.3 \sigma_p + \sigma_{и},$$

где $\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2}$; $\sigma_{и} = \frac{32Qe}{\pi d_1^3}$; e - эксцентриситет.

После подстановки σ_p и $\sigma_{и}$ и преобразований получим

$$\sigma_E = \sigma_p (1.3 + 8e/d_1).$$

Принимая для схемы по рис. в, что $e = d_1$, получим $\sigma_E = 9,3\sigma_p$.

*Для исключения таких неблагоприятных схем нагружения опорные поверхности деталей, взаимодействующие с гайками или головками болтов, оформляют в виде **зенковок** (рис. 2, а) или **бобышек** (рис. 2, б).*



Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки

При перекосе опорных поверхностей под гайку или головку болта считают, что напряженное состояние болта характеризуется растяжением и чистым изгибом.

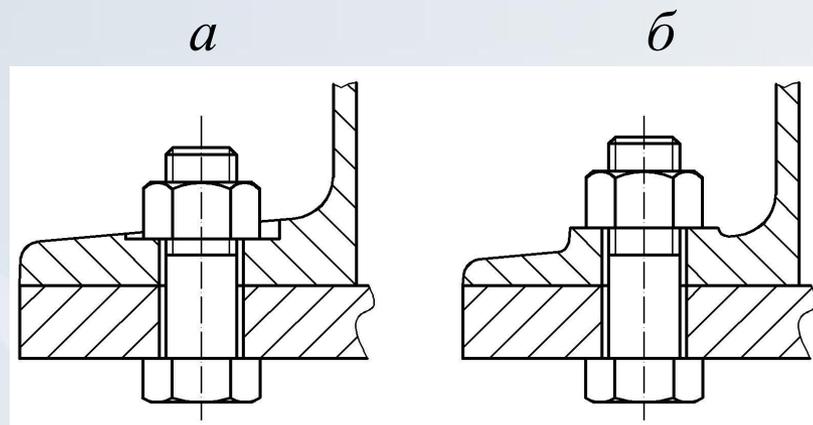


Рис.2

В этом случае изгибающий момент в стержне болта при заданном угле поворота опорных сечений α определяется по формуле

$$M_{\text{и}} = EI/\rho = EI\alpha /L,$$

где $I = \pi d_c^4/64$ – момент инерции сечения стержня болта; E – модуль упругости материала болта; L – деформируемая длина болта; d_c – диаметр стержня болта; $\rho = L/\alpha$ – радиус кривизны нейтрального слоя.



Расчет группы болтов

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта и оценке прочности этого болта по формулам предыдущего раздела. Различают три характерных случая расчета соединений, включающих группу болтов.

Случай 1. Равнодействующая нагрузка перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести

Все болты такого соединения нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт,

$$F = R/z,$$

где R – равнодействующая, нагружающая соединение;
 z – число болтов соединения.

Далее используются формулы для расчета затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой.

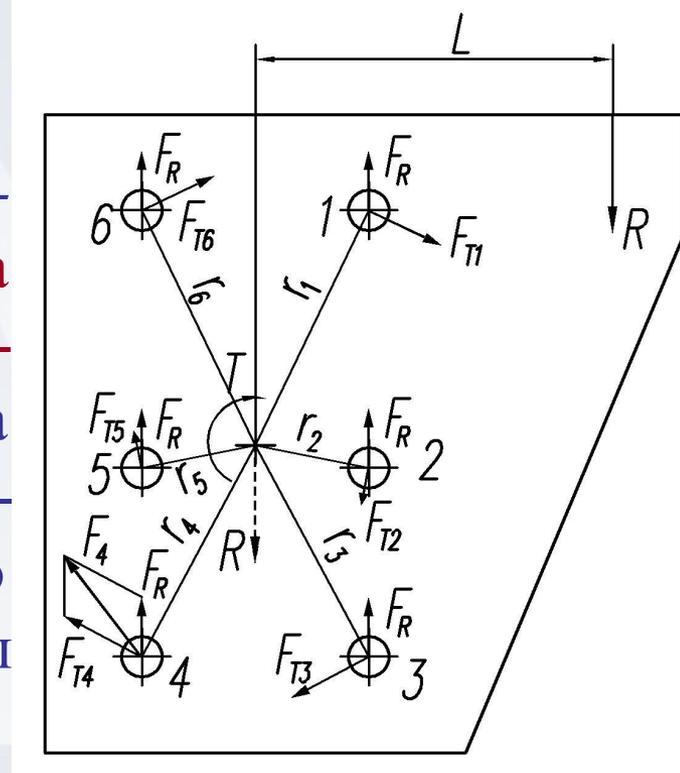


Расчет группы болтов

Случай 2. Равнодействующая нагрузка лежит в плоскости стыка

Примером служит крепление кронштейна к основанию (см. рис.). При расчете соединения равнодействующую, расположенную на расстоянии L от центра тяжести стыка, заменим силой, приложенной в центре тяжести стыка, и моментом $T = RL$.

Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн. Нагрузка от силы R распределена по болтам равномерно $F_R = R/z$. Нагрузки от момента F_{Ti} распределяются по болтам пропорционально расстоянию r_i от болтов до центра тяжести стыка и направлены перпендикулярно радиусам r_i .





Расчет группы болтов

$$F_{T1}/r_1 = F_{T2}/r_2 = \dots = F_{Tn}/r_n = q,$$

где q – удельная нагрузка, приходящаяся на 1 мм расстояния от центра тяжести стыка.

Для определения q используют условие равновесия кронштейна под действием приложенных моментов

$$T = r_1 F_{T1} + r_2 F_{T2} + \dots + r_n F_{Tn}.$$

После подстановки сюда значений нагрузок $F_{Ti} = qr_i$ и преобразований получают

$$q = \frac{T}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2}.$$

Далее определяют нагрузки $F_{Ti} = qr_i$. Для каждого болта геометрически находят равнодействующую сил F_{Ti} и F_R . Из полученных равнодействующих для дальнейшего расчета выбирают максимальную величину F_{\max} .

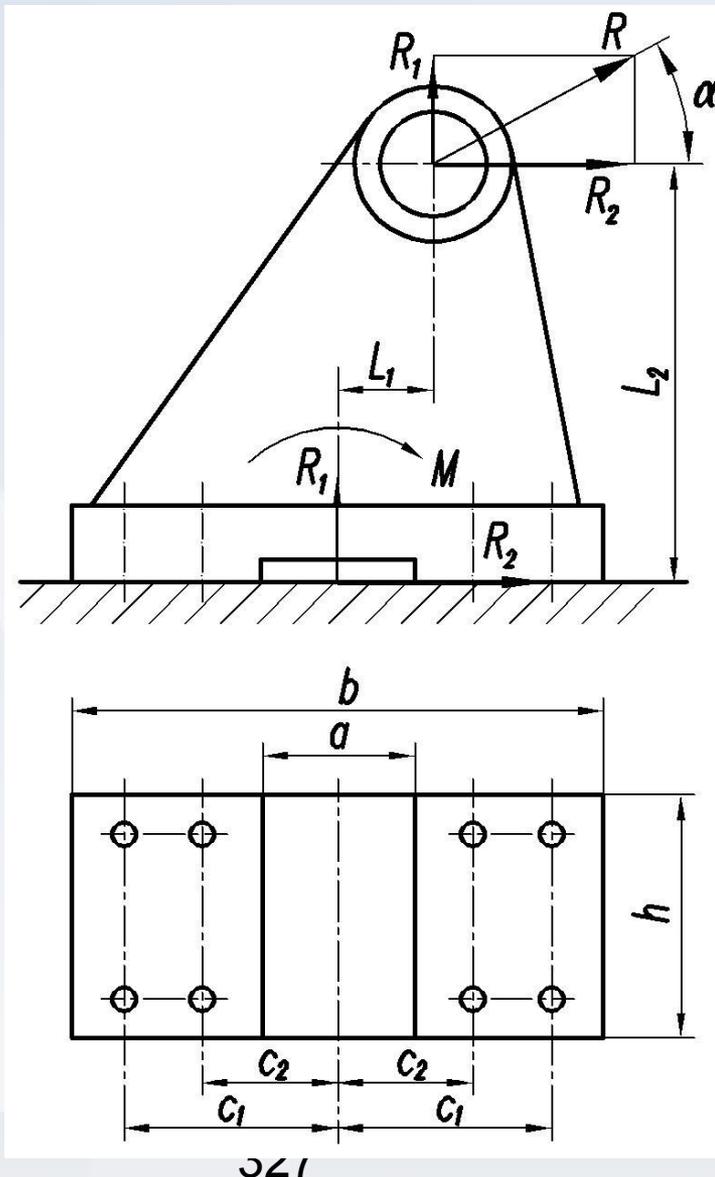


Расчет группы болтов

Случай 3. Нагрузка соединения раскрывает стык

Последовательность решения для этого случая нагружения рассмотрим на примере крепления кронштейна, представленного на рис. Примем, что болты установлены с зазором. Раскладываем равнодействующую, приложенную к кронштейну, на вертикальную R_1 и горизонтальную R_2 составляющие. Переносим эти составляющие в центр тяжести стыка с добавлением момента

$$M = R_2 L_2 - R_1 L_1.$$





Расчет группы болтов

*Сила R_1 и момент M раскрывают стык, а сила R_2 сдвигает кронштейн в плоскости стыка. Для исключения раскрытия стыка и смещения кронштейна необходимо затянуть болты с усилием затяжки Q . Следовательно, при определении усилия затяжки выполняют два расчета: *по условию нераскрытия стыка* и *по условию отсутствия смещения деталей в стыке*. Из двух полученных усилий затяжки выбирают наибольшее.*

Расчет по условию нераскрытия стыка

Напряжения смятия в стыке от усилия затяжки болтов

$$\sigma_{\text{зат}} = Qz/A_{\text{ст}},$$

где z – число болтов; $A_{\text{ст}}$ – площадь стыка.

Сила R_1 растягивает болты и уменьшает напряжения в стыке на величину σ_R :

$$\sigma_R = R_1(1 - \chi)/A_{\text{ст}}.$$



Расчет группы болтов

Экспериментально установлено, что напряжения в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эпюрой, аналогичной эпюре напряжений при изгибе.

Примем, что поворот кронштейна при действии момента M осуществляется относительно центра тяжести стыка, тогда

$$\sigma_M = M(1 - \chi) / W_{\text{ст}},$$

где $W_{\text{ст}}$ – момент сопротивления изгибу поверхности стыка.

Минимальное и максимальное напряжения в стыке:

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_R - \sigma_M$$

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_R + \sigma_M$$

Условие нераскрытия стыка $\sigma_{\text{min}} > 0$ запишем в виде

$$\sigma_{\text{зат}} = K(\sigma_R + \sigma_M),$$

где $K = 1,3 \dots 2$ - коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

Усилие затяжки на основании формулы: $Q = \sigma_{\text{зат}} A_{\text{ст}} / z$.



Расчет группы болтов

Расчет по условию отсутствия смещения деталей в стыке

Если не предусмотрены разгрузочные устройства, то сила R_2 уравнивается силами трения в стыке. Смещение деталей не происходит при выполнении условия

$$F_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} R_2,$$

где $F_{\text{тр}} = f(Qz - R_1)$; $K_{\text{тр}} = 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса по отсутствию сдвига; f – коэффициент трения в стыке (ориентировочно можно принять $f = 0,15 \dots 0,2$ – сталь по стали).

Отсюда усилие затяжки

$$Q = (K_{\text{тр}} R_2 / f + R_1) / z.$$

Расчет на прочность болтов соединения

Внешняя нагрузка на наиболее нагруженный болт соединения складывается из двух составляющих:

$$F = F_R + F_M$$



Расчет группы болтов

где $F_R = R_1/z$ – внешняя нагрузка от силы R_1 ; F_M – внешняя нагрузка от момента M .

В общем случае при действии моментов, отрывающих стойку от основания, в двух взаимно ортогональных плоскостях M_x и M_y нагрузки на болты F_{Mi} определяют по формуле

$$F_{Mi} = \frac{M_x L_{yi}}{\sum_z L_{yi}^2} + \frac{M_y L_{xi}}{\sum_z L_{xi}^2},$$

где L_{xi} и L_{yi} – расстояния от центра тяжести стыка до оси i -го болта в направлении осей x и y .

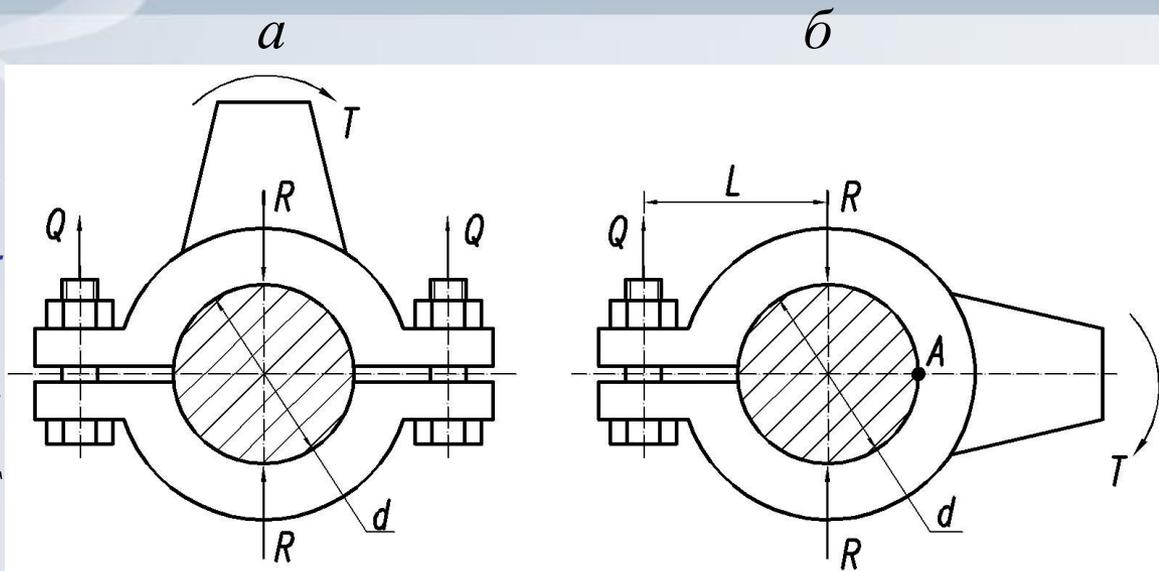
После определения F дальнейший расчет выполняется для наиболее нагруженного болта по формулам раздела *“Расчет затянутого резьбового соединения, нагруженного внешней осевой силой”*.



Клеммовые соединения

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на гладких валах. Передача нагрузки с вала на клемму осуществляется за счет сил трения, которые

возникают от затяжки болтов. Различают два основных типа клеммовых соединений: с **разъемной ступицей** (рис. а) и с **разрезной ступицей** (рис. б). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но позволяет устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и других деталей, закрепленных на валу.





Клеммовые соединения

Основными достоинствами клеммовых соединений являются: простота сборки и разборки, предохранение от перегрузок, возможность регулировки взаимного положения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях.

Усилие затяжки болтов соединения зависит от принятого **закона распределения давления на контактной поверхности** соединения. Рассмотрим возможные предельные случаи распределения давления. *При посадке клеммы на вал с большим зазором* контакт полуступиц с валом происходит по линии. Связь между силой трения и равнодействующей нормальных давлений на полуступице R в этом случае имеет вид: $F_{\text{тр}} = f R$, где f – коэффициент трения. Условие передачи крутящего момента $F_{\text{тр}} d > T$ запишем в виде $F_{\text{тр}} d = K T$, где $K = 1,2 \dots 1,8$ – коэффициент запаса; d – диаметр вала.



Клеммовые соединения

Из полученных выражений после преобразований определим $R = KT/(fd)$. При посадке *клеммы на вал с натягом* принимают, что давление по контактной поверхности соединения распределено равномерно. В результате $R = 2KT/(\pi fd)$.

Для разъемной ступицы усилие затяжки болта $Q = R/z$.

Для разрезной ступицы примем, что при затяжке соединения происходит поворот полуступицы относительно точки A (рис. б). Рассматривая условие равновесия полуступицы относительно точки A , запишем

$$\sum M_A = Qz(L + 0.5d) - 0.5dR = 0,$$

где L – расстояние от оси болта до оси вала (рис. б); z – число болтов соединения.

Отсюда получим усилие затяжки болта: $Q = \frac{R}{z(1 + 2\frac{L}{d})}$.

Лекция 18.

Сварные соединения

- Общие положения
- Классификация сварных соединений
- Расчет соединений на прочность



Общие положения

Сварные соединения образуются за счет сил молекулярного сцепления в результате местного нагрева соединяемых деталей. Эти соединения являются наиболее распространенным типом неразъемных соединений.

Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса, коленчатые валы, балки, резервуары, трубы и др.

Основными достоинствами сварных соединений являются:

- экономия металла по сравнению с литыми деталями (из чугуна – до 50%, из стали – до 30%);
- более низкая трудоемкость сварки по сравнению с другими процессами соединения деталей и литьем;
- возможность автоматизации процесса сварки;
- герметичность и плотность соединения.



Общие положения. Способы сварки

Недостатки сварных соединений:

- коробление деталей из-за неравномерности нагрева в процессе сварки;
- трудность контроля качества сварного шва;
- низкая прочность шва при переменных нагрузках.

Способы сварки, применяемые в машиностроении

1. *Ручная электродуговая сварка.* Осуществляется за счет пропускания электрической дуги между изделием и электродом. Сварной шов образуется за счет расплавления металла электрода. Используют силу тока 200...500 А. Способ является малопродуктивным с невысоким качеством шва, применяют в основном в индивидуальном производстве.



Способы сварки

2. Автоматическая электродуговая сварка под флюсом.

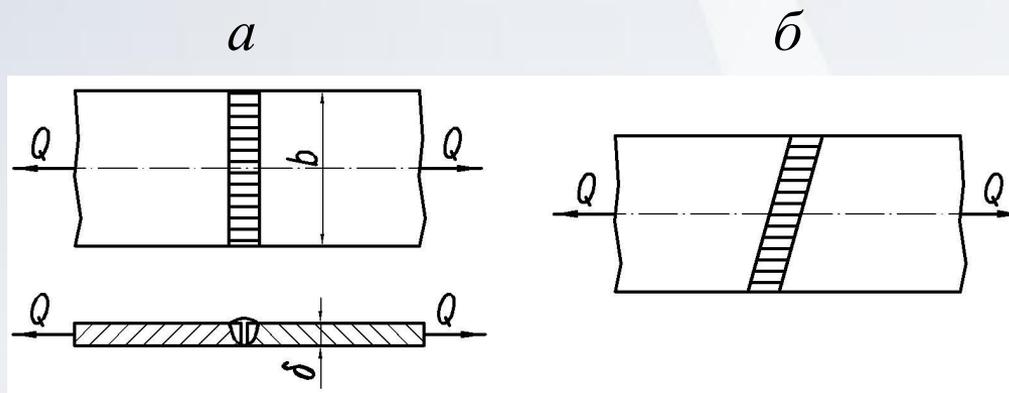
Производится на сварочных установках, в 10...20 раз более производительна, чем ручная сварка. *Флюс предназначен для защиты расплавленного металла от воздействия окружающей среды.* Используют силу тока 1000...3000 А. Выделяемое тепло от сварочной дуги расплавляет не только электрод, но и материал свариваемых деталей, из которого в основном и формируется сварочный шов. Такой способ формирования шва сокращает расход электродов и время сварки, обеспечивает высокое качество шва. Применяют в крупносерийном и массовом производстве.

3. *Контактная сварка.* Применяется для нахлесточных соединений тонкого листового металла. Для сварки используют тепло, выделяющееся в зоне контакта свариваемых деталей при пропускании импульсов электрического тока.

Классификация сварных соединений

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей применяют следующие основные типы сварных соединений: стыковые, нахлесточные, тавровые и угловые.

Стыковые соединения выполняют **стыковыми швами**, которые могут быть *прямыми* (рис. а) или *косыми* (рис. б). Эти соединения являются наиболее простыми и надежными по сравнению с другими типами сварных соединений. Рекомендуется их применение при нагружении конструкций переменными нагрузками.





Классификация сварных соединений

Нахлесточные соединения выполняют **угловыми швами** (см. рис.). В зависимости от ориентации шва по отношению к направлению действующего усилия различают **лобовые швы**, расположенные пер-

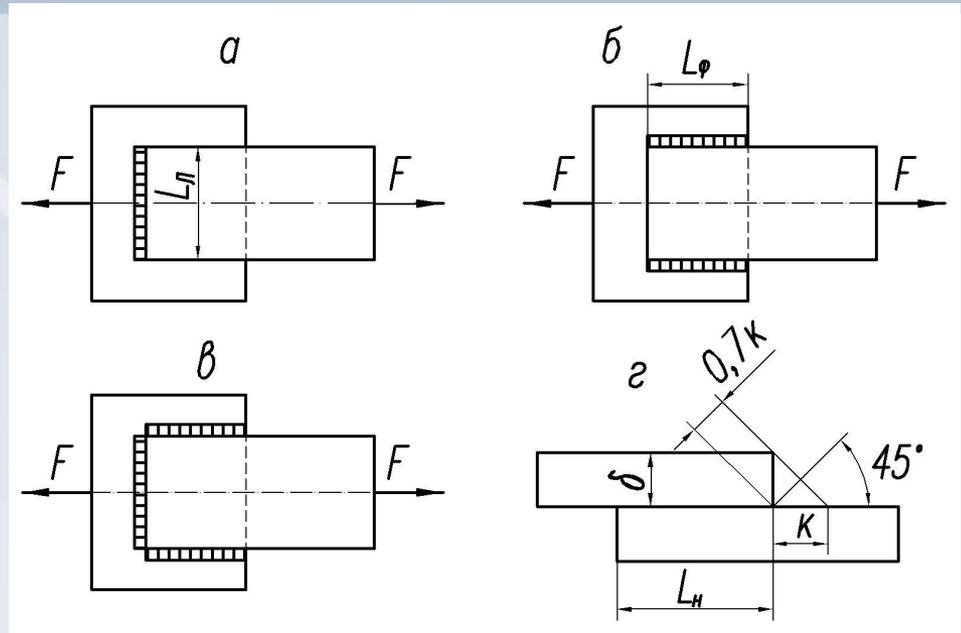


Рис. 1.

пендикулярно к действующему усилию (рис. а), **фланговые швы**, параллельные действующему усилию (рис. б), **комбинированные швы**, состоящие из комбинации лобовых и фланговых швов (рис. в). Катет шва k обычно принимают равным толщине соединяемых элементов $k = \delta$.



Классификация сварных соединений

Тавровые соединения используют для сварки деталей, расположенных во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединения выполняют стыковыми (рис. 2,*а*) и угловыми (рис.2,*б*) швами. Сварные швы **углового соединения** (рис. 3) в основном применяют для образования профиля.

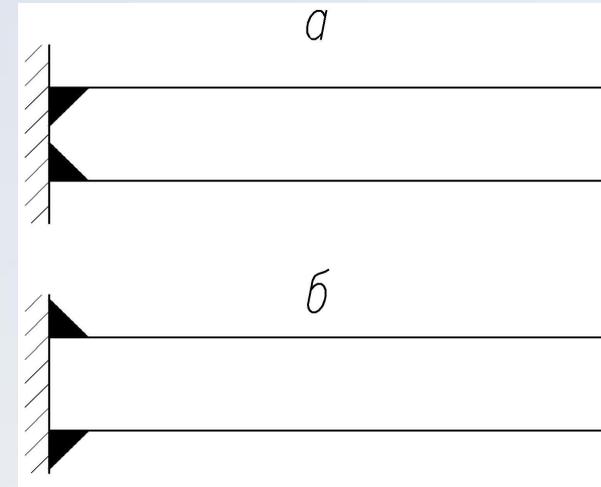


Рис. 2. Тавровые соединения

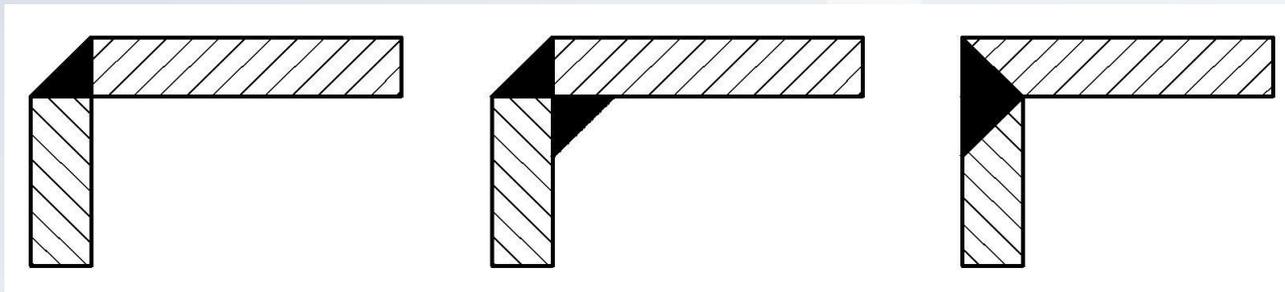


Рис. 3. Угловые соединения



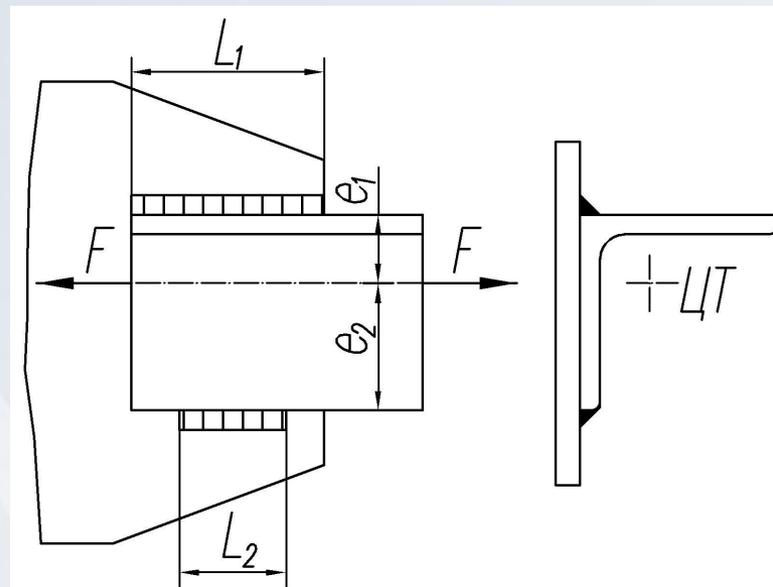
Рекомендации для конструирования сварных соединений

1. Минимальная длина шва должна быть не менее 30 мм с учетом возможных дефектов на концах шва.

2. В нахлесточных соединениях длина перекрытия L_H должна быть не меньше 4δ , где δ – минимальная толщина свариваемых деталей.

3. Длина фланговых швов ограничена условием $L \leq 50k$. Это связано с возрастанием неравномерности распределения напряжений по длине шва с увеличением последней.

4. Сварные швы располагают так, чтобы выполнялось условие их равнопрочности. Например, при соединении уголка с листом (см. рис.) отношение длин швов должно выбираться из следующего выражения: $L_1/L_2 = e_1/e_2$.





Расчет соединений на прочность

Основным требованием при проектировании сварных конструкций является обеспечение равнопрочности шва и соединяемых им деталей.

Стыковые соединения

Разрушение стыковых соединений преимущественно происходит в зоне термического влияния шва, под которой понимают прилегающий к шву участок детали с измененными в результате нагрева при сварке механическими свойствами металла.

Расчет прочности стыкового соединения выполняют по размерам детали в этой зоне.

Возможное снижение прочности детали учитывают при назначении допускаемых напряжений путем введения *коэффициента прочности соединения φ* .



Расчет стыковых швов

Допускаемые напряжения для металла шва равны:

$$[\sigma'] = \varphi[\sigma_p],$$

где $[\sigma_p] = \sigma_T / S$ – допускаемое напряжение на растяжение основного металла детали; σ_T – предел текучести металла детали; S – коэффициент запаса прочности (при статических нагрузках $S = 1,5 \dots 1,6$).

При расчете полосы, сваренной встык, на растяжение силой F условие прочности имеет вид

$$\sigma = F/A \leq [\sigma'],$$

где A - площадь поперечного сечения детали.

При расчете этой полосы на изгиб

$$\sigma = M/W_x \leq [\sigma'],$$

где W_x – осевой момент сопротивления сечения полосы.



Расчет угловых швов

Нахлесточные соединения

Угловые швы рассчитывают на срез в опасном сечении, совпадающем с биссектрисой прямого угла (рис. 1, *з*).

Расчетная высота шва

$$h = k \cos 45^\circ \approx 0.7k.$$

Если соединение нагружено усилием F , то условие прочности записывают в виде

$$\tau = F/(hL_\Sigma) = [\tau'],$$

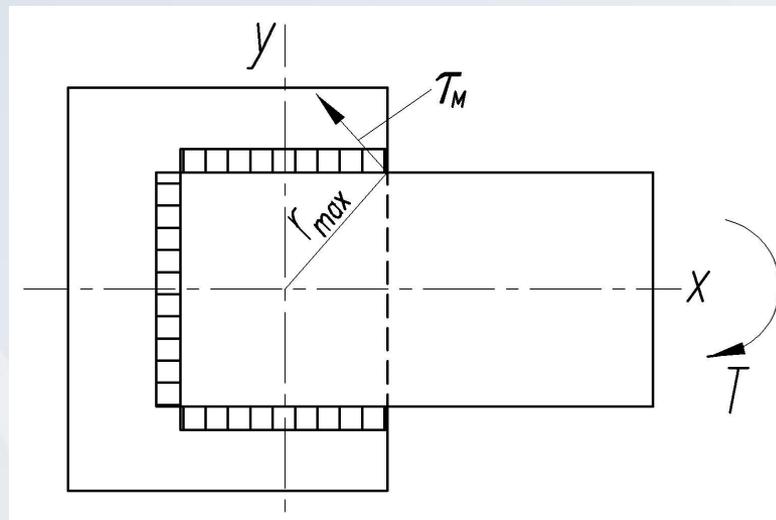
где L_Σ – суммарная длина швов соединения; $[\tau']$ – допускаемое напряжение среза для шва. Для соединения на рис. 1, *а* имеем $L_\Sigma = L_\perp$; на рис. 1, *б* – $L_\Sigma = 2L_\phi$; на рис. 1, *в* – $L_\Sigma = 2L_\phi + L_\perp$.



Соединение, нагруженное моментом в плоскости стыка

Если соединение нагружено моментом T в плоскости стыка (см. рис.), то напряжения от момента распределяются по длине швов неравномерно, и направлены перпендикулярно радиусу вектору,

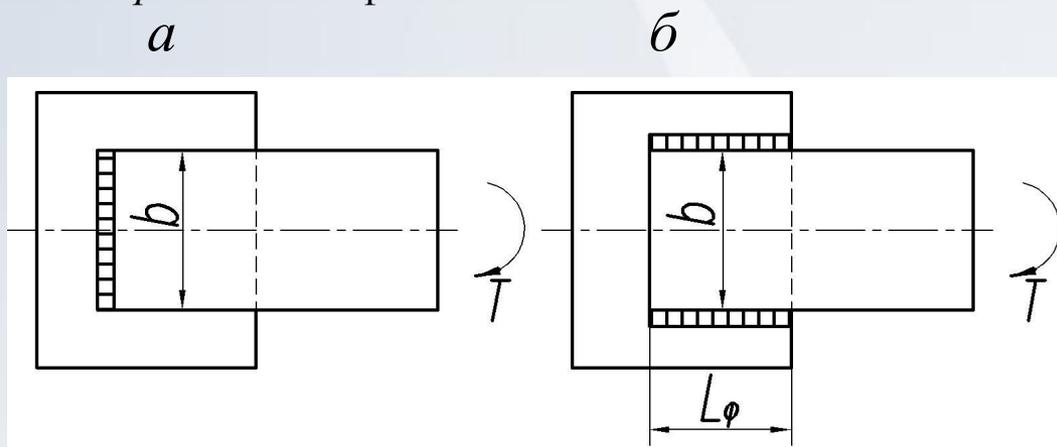
проведенному из центра тяжести швов в рассчитываемую точку. В общем случае наибольшее касательное напряжение определяют по формуле $\tau_M = T/W_p$, где W_p – полярный момент сопротивления швов, $W_p = J_p / r_{\max}$, здесь J_p – полярный момент инерции швов, $J_p = J_x + J_y$; J_x и J_y – осевые моменты инерции швов относительно осей x и y ; r_{\max} – расстояние от центра тяжести до наиболее удаленной точки швов.





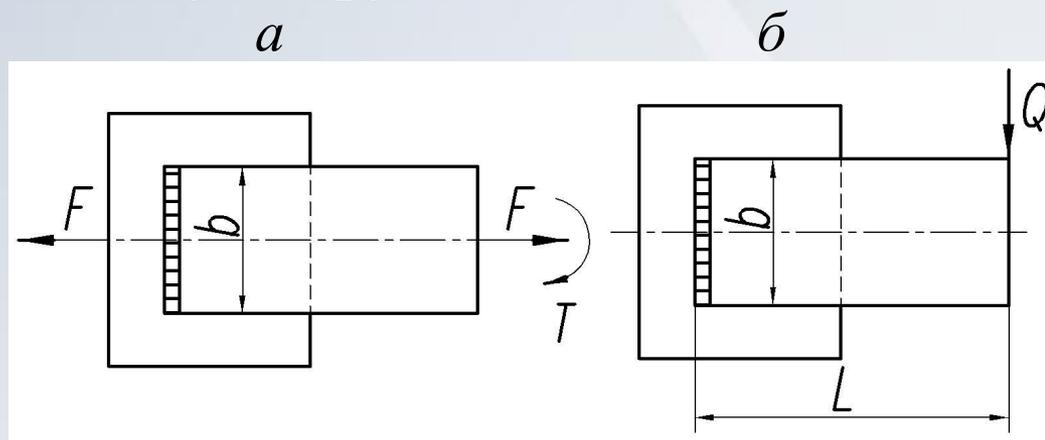
Соединение, нагруженное моментом в плоскости стыка

При нагружении моментом соединения с лобовым швом (рис. *а*) имеем $W_p = hb^2/6$. Для соединения с фланговыми швами (рис. *б*), если выполняется условие $L_\phi < b$, расчет W_p выполняют по приближенной формуле $W_p \approx hbL_\phi$. Для комбинированного шва соединения при выполнении условия $L_\phi < 0.5b$ имеем $W_p = hb(L_\phi + b/6)$.



Соединение, нагруженное моментом и силой

При нагружении соединения силой и моментом T пользуются принципом независимости действия сил. Сначала определяют напряжения от силы, затем максимальные напряжения от момента T . Далее полученные напряжения геометрически суммируются.



Для соединения, показанного на рис. *а*, растягивающие напряжения от момента T в верхней точке шва суммируются с растягивающими напряжениями от силы F :

$$\tau = \tau_F + \tau_T = F / (bh) + 6T / (bh^2) \leq [\tau'].$$

Соединение, нагруженное моментом и силой

Для соединения, показанного на рис. б, растягивающие напряжения от момента $T = QL$ в верхней точке шва направлены вправо, а напряжения от силы Q вниз (по направлению силы Q). Результирующие напряжения равны

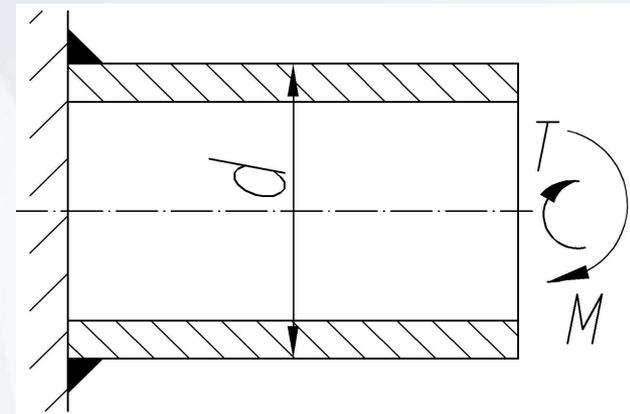
$$\tau = \sqrt{\tau_Q^2 + \tau_T^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{bh}\right)^2 + \left(\frac{6T}{b^2h}\right)^2} \leq [\tau'].$$

Тавровые соединения

Рассмотрим *расчет таврового соединения трубы, выполненного угловым швом* (см. рис.). Соединение нагружено изгибающим M и крутящим T моментами.

Напряжения в шве от крутящего момента

$$\tau_T = \frac{T}{W_p} \approx \frac{2T}{\pi h d^2},$$



Расчет сварных швов

Напряжения в шве от изгибающего момента M равны

$$M = \tau_M / W_x \approx 4M / (\pi h d^2).$$

С учетом того, что напряжения τ_T и τ_M взаимно перпендикулярны, суммарные напряжения определим по формуле

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2}.$$

Расчет швов при переменных нагрузках

При переменных нагрузках допускаемые напряжения получают умножением допускаемых напряжений при статическом нагружении на коэффициент γ :

$$\gamma = \frac{1}{0.9K_\sigma \pm 0.3 - (0.9K_\sigma \boxtimes 0.3)R} \leq 1,$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ – коэффициент асимметрии цикла напряжений.

Верхние знаки в формуле выбирают, если наибольшие по абсолютной величине напряжения – растягивающие.