ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ, НАДЕЖНОСТЬ, ДЕТАЛИ, УЗЛЫ, МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ И ВИДЫ РЕДУКТОРОВ

Теоретическое пособие

ВВЕДЕНИЕ

Материальное могущество современного человечества заключено в технике -машинах, аппаратах и приборах, выполняющих разнообразную работу. Все эти технические устройства используют различные силы в природе, заставляя их служить обществу и обеспечивая многократное повышение производительности труда человечества.

Ведущая роль машиностроения среди других отраслей народного хозяйства определяется тем, что основные производственные процессы во всех отраслях промышленности, строительства, сельского хозяйства производятся машинами. Технический уровень всех отраслей тесно связан и в значительной степени определяется уровнем машиностроения, а это в свою очередь требует высокой профессиональной квалификации и общей культуры рабочих и инженерно-технических работников.

На протяжении всех лет развитие народного хозяйства правительство особое внимание обращало и обращает на развитие машиностроения.

Курс "Детали машин" является первым из расчетно-конструкторских курсов, в которых изучают основы проектирования машин и механизмов.

Критерии работоспособности

Работоспособность – состояние изделия, при котором оно способно нормально выполнять заданные функции.

Исправность - состояние изделия, при котором оно удовлетворяет основным и вспомогательным требованиям.

Неисправность - состояние изделия, при котором оно не соответствует хотя бы одному из требований технической документации.

Отказ - событие, заключающееся в нарушении работоспособности.

Отказы бывают связаны или с разрушением деталей или не связанные с разрушением (засорения каналов подачи топлива или смазки, загрязнение или ослабление контактов). Причины отказов делятся на случайные (перегрузки) и систематические (коррозия, старение).

По возможности дальнейшего использования изделий отказы разделяют на полные и частичные.

По характеру возникновения отказы делят на внезапные (поломки) и постепенные (изнашивание).

По возможности устранения - устранимыми и неустранимыми.

Безотказность - свойство сохранять работоспособность в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

Долговечность - свойство изделия длительно сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов.

Основные показатели долговечности - технический ресурс - наработка объекта от начала его эксплуатации до предельного состояния - выражается в часах, длины пути. Гамма- процентный ресурс - показатель который имеет или превышает в среднем обусловленное число - подшипник - 90% гамма ресурс -транспортные машины.

Срок службы - календарная наработка до предельного состояния - выражается в годах.

Ремонтопригодность - приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость - свойство изделия сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Работоспособность деталей машин обеспечивается их размерами и формами, а также материалом, определяемыми из условий прочности, жесткости и виброустойчивости. Без удовлетворения этих требований невозможна нормальная работа детали, поэтому их следует рассматривать в качестве основных критериев работоспособности.

ПРОЧНОСТЬ

Прочность-способность материалов сопротивляться нагрузкам.

Задача обеспечения необходимой прочности состоит в том, чтобы определить размеры и форму деталей, исключающие возможность поломок, поверхностных разрушений или недопустимо большой остаточной деформации.

В зависимости от вида нагрузки различают статические и усталостные поломки деталей.

Определяют напряженно-деформированное состояние детали:

Линейное (одноосное) когда из трех главных напряжений только одно не равно нулю (растяжение, сжатие, чистый изгиб).

Плоское (двухосное) -когда из трех главных напряжений два не равны нулю (вращающиеся диски, тонкостенные сосуды, стержни при чистом кручении и поперечном изгибе).

Свободные от нагрузок участки поверхности деталей любой конфигурации всегда находятся в двухосном напряженном состоянии.

Объемное (трехосное)-когда все три главных напряжения не равны нулю (толстостенные трубы, области контактов различных тел, внутренние области массивных деталей).

Прочность детали оценивают несколькими способами: с помощью допускаемых напряжений; запаса прочности; по вероятности разрушения и др.

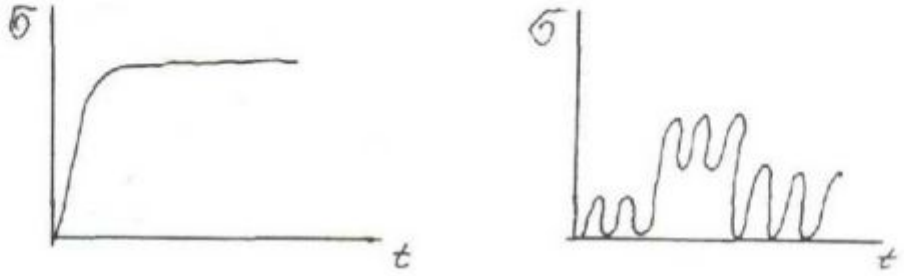
Для определения прочности составляют расчетную модель детали - совокупность представлений, зависимостей, условий и ограничений, служащих для ее описания. При построении модели учитывают наиболее значимые факторы и отбрасываются несущественные:

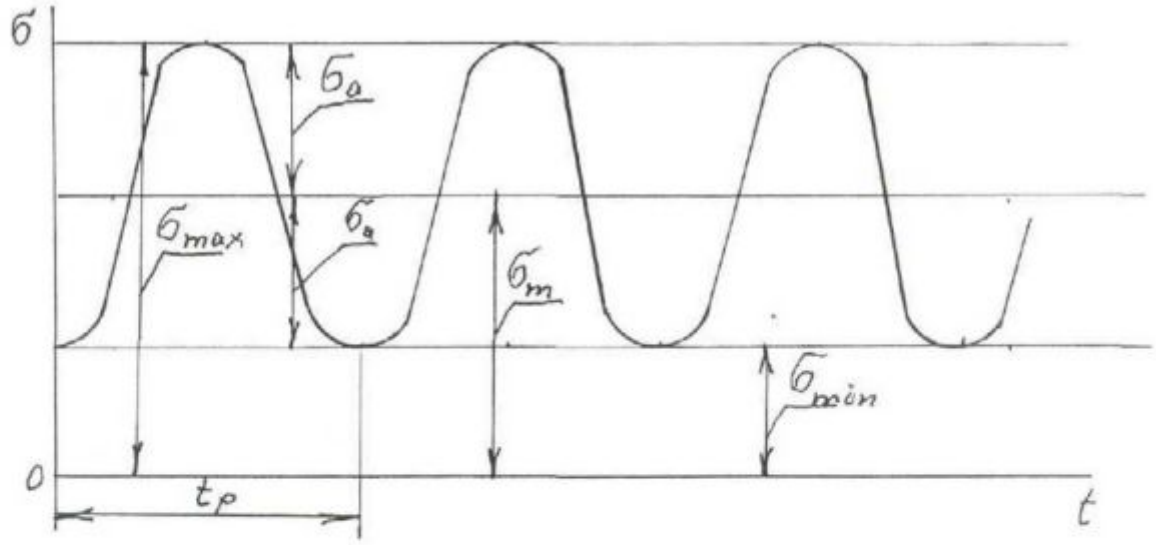
Модель материала – однородный, сплошной и изотропный (свойства любого объема, выделенного из тела, одинаковы в различных направлениях).

Модель формы - так как деталь имеет сложную геометрическую форму, и учет всех особенностей формы при расчете на прочность предоставляет большую сложность, то для расчета напряженного и деформированного состояния деталей машин используют упрощенные модели форм: - *стержни, кольца, пластинки, оболочки*, методы расчета которых разработаны в *сопротивлении материалов*.

По характеру изменения напряжений во времени они делятся на постоянные (статические) и циклические (нестационарные).

Детали машин подвергаются действию напряжений, циклически меняющихся во времени. При этом возникают необратимые механические изменения, приводящие к возникновению микроскопических трещин, развитие которых вызывает поломки-разрушения усталостного характера - усталостные поломки.





Характеристики цикла переменных напряжений.

Среднее напряжение:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Коэффициент асимметрии цикла:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

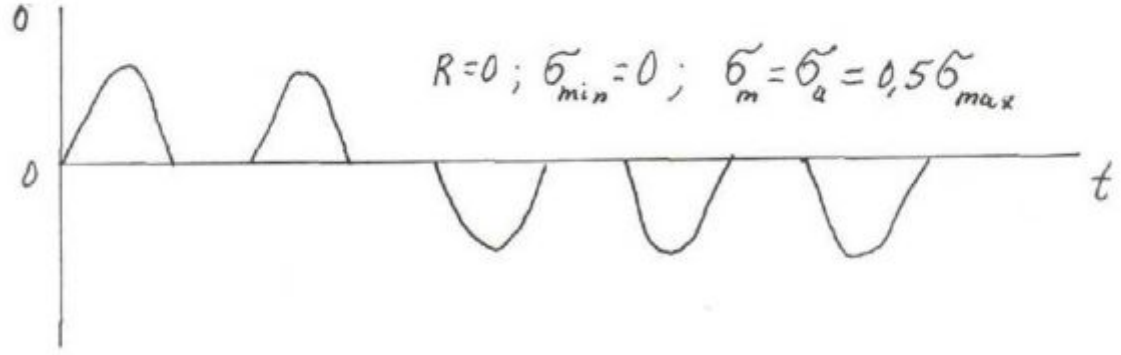
Если t_p - продолжительность одного цикла, то общее число циклов:

$$N_\Sigma = \frac{t_n}{t_p} = 60 \cdot n \cdot t_h$$

Где t_h-число часов работы,

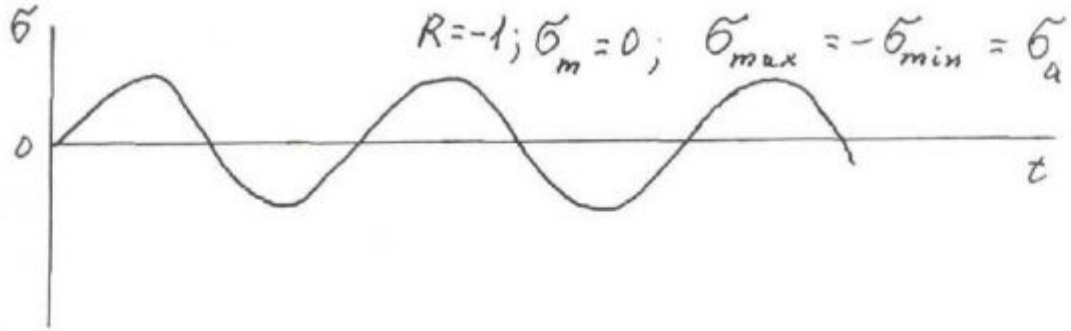
n-частота вращения, об/мин.

Отнулевой цикл, в котором напряжения меняются от нуля до максимума (зубья зубчатых колес).

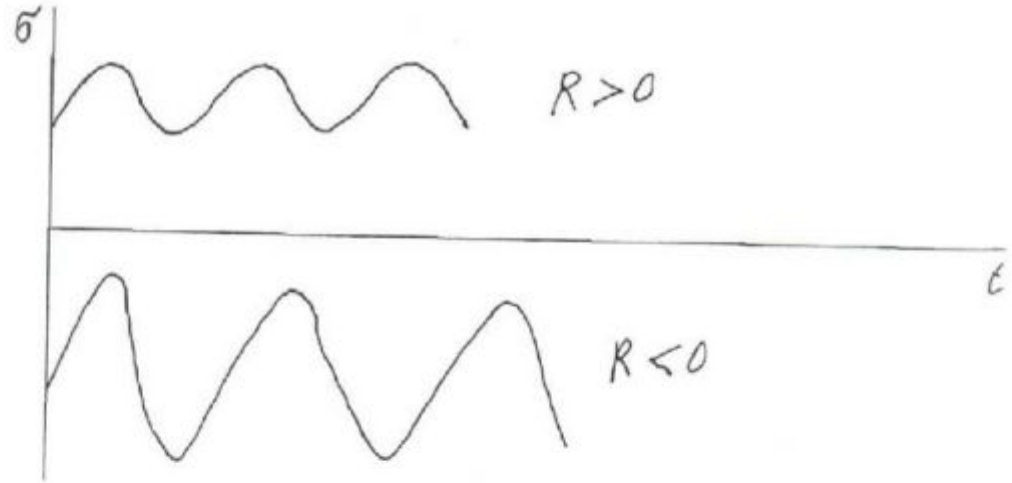


σ_0-предел выносливости отнулевого цикла (пульсирующий цикл).

Знакопеременный симметричный цикл, в котором напряжения меняются от отрицательного значения до такого же положительного значения (напряжение изгиба во вращающихся валах).



Знакопостоянный или знакопеременный асимметричный цикл, являющийся наиболее общим.



При расчете на прочность при установившихся переменных напряжениях обеспечивается требуемый запас прочности по пределу выносливости.

Выносливость–способность материала сопротивляться разрушению от усталости, т.е. возникновению и развитию трещин под влиянием многократно повторяющихся напряжений.

Расчет по допускаемым напряжениям – если разработана система допускаемых напряжений:

Растяжение:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A}$$

где А – площадь поперечного сечения;

Изгиб:

$$\sigma_{max} = \frac{M_И}{W_И}$$

где $M_И$ – изгибающий момент

$W_И$ – момент сопротивления изгибу;

Кручение:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{кр}}$$

где Т–крутящий момент

$W_{кр}$ - момент сопротивления кручению;

Сдвиг (срез):

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Уравнение прочности:

$$\sigma_{\max} \le [\sigma];\ \tau_{\max} \le [\tau]$$

Недостатки:

Значение допускаемого напряжения не дает представления о надежности, т.к. не входят характеристики $\sigma_в$, σ_1, σ_{-1} и т.д.

Допускаемое напряжение не отражает режима нагружения, характера разрушения. Оно зависит от концентрации напряжений, технологии изготовления детали.

РАСЧЕТ ПО ЗАПАСУ ПРОЧНОСТИ

Расчет на прочность при постоянных напряжениях в деталях производят согласно условию, когда максимально допустимые напряжения и перемещения должны быть меньше предельных.

$$S = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_{\max}} \le [S]$$

где σпред-предельные напряжения, при которых металл либо разрушается (σВ для хрупких материалов), либо приобретает чрезмерно большую деформацию (σ_T для пластических материалов).

[S]-допустимый запас прочности.

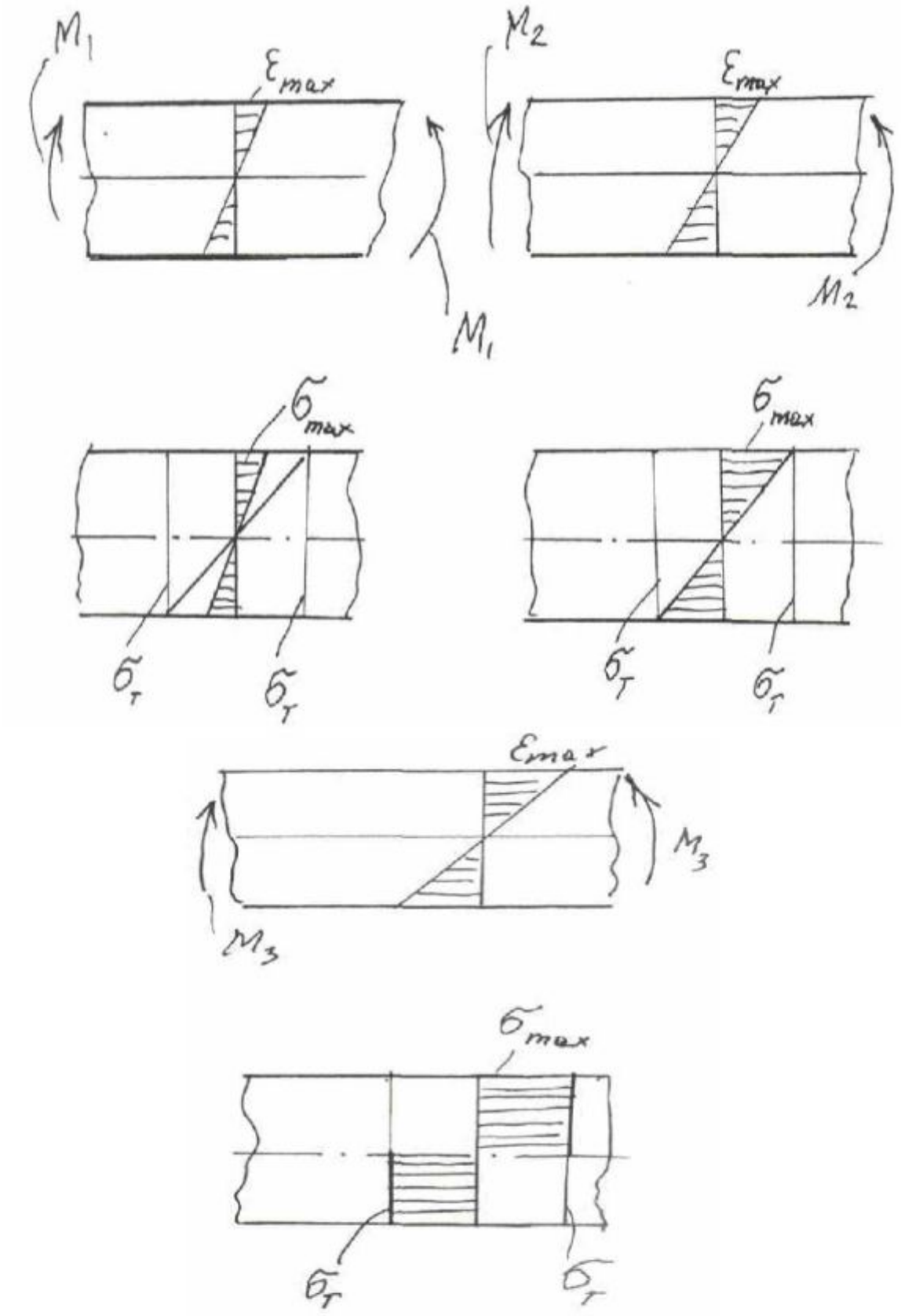
Когда важна жесткость детали, устанавливают предельные перемещения, при которых нарушается работоспособность детали.

При постоянных напряжениях запас прочности можно определить по несущей способности деталей.

При растяжении напряжения распределены по сечению равномерно, и материал достигает предела текучести сразу по всему сечению, размеры детали резко меняются и деталь теряет несущую способность.

При изгибе, кручении и других видах деформации распределение напряжений по сечению неравномерно. Например, при изгибе:

$$M_1 \prec M_2 \prec M_3 = M_{пред}$$



а) нагрузка мала, деформации упруги

б) напряжения достигают предела текучести σ_T в крайних волокнах, но несущая способность детали сохраняется, т.к. в остальных волокнах напряжения меньше предела текучести

в) при $M=M_{пред}$ дальнейшее увеличение нагрузки невозможно

Нагрузку, при которой несущая способность детали оказывается полностью исчерпанной, называют предельной нагрузкой.

Запас прочности по несущей способности:

$$S = \frac{F_{пред}}{F_{\max}} \le [S]$$

где F_{max}-максимальная нагрузка, действующая на деталь, при переменных напряжениях.

Для несимметричного цикла при одноосном растяжении-сжатии запас прочности определяется:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \varepsilon_n} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

то же при кручении:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \varepsilon_n} \cdot \tau_a + \Psi_\sigma \cdot \tau_m}$$

где σ_{-1} и τ_{-1}-предел выносливости по напряжениям изгиба и кручения (переменное напряжение, при котором материал, не разрушаясь, выдерживает определенное число циклов при гладком образце);

$\sigma_{-1} \approx (0{,}55 - 0{,}001)\sigma_B$; $\tau_{-1} \approx 0{,}6 \cdot \sigma_{-1}$ для сталей;

k_σ; k_τ–эффективный коэффициент концентрации при изгибе и кручении;

ε_σ; ε_τ-масштабный фактор по нормальным и касательным напряжениям;

ε_n–фактор качества поверхности;

σ_a; τ_a–амплитуда переменных напряжений;

ψ_σ; ψ_τ–коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла при нормальных и касательных напряжениях;

σ_m; τ_m-среднее напряжение.

Форма деталей обычно бывает сложной. Наличие переходных сечений, канавок, отверстий порождают концентрацию напряжений - местное увеличение напряжений и изменение напряженного состояния в зоне резкого изменения формы. Теоретический коэффициент концентрации напряжений в упругой области оценивается:

$$\alpha_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min}}; \alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}}$$

В зависимости от нагрузки, формы надреза и свойств материала фактическое снижение прочности оценивается эффективным коэффициентом концентрации напряжения kσ, под которым понимается отношение предельных напряжений при одинаковых видах нагружения гладкого образца и концентратора напряжений, имеющего те же размеры.

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}}; \; k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1k}};$$

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma \cdot (\alpha_\sigma - 1),$$

где q_σ-коэффициент чувствительности материала к концентр напряжений.

Масштабный фактор-отношение предельных напряжений в детали к образцу при одинаковых видах нагружения.

$$\varepsilon_\sigma = \frac{\sigma_{-1q}}{\sigma_{-1}}; \; \varepsilon_\tau = \frac{\tau_{-1q}}{\tau_{-1}}$$

И расчетный запас прочности:

$$\frac{1}{S^2}=\frac{1}{S_\delta^2}+\frac{1}{S_\tau^2};S=\frac{S_\delta\cdot S_\tau}{\sqrt{S_\delta^2+S_\tau^2}}$$

При совместном действии изгиба и кручения или растяжения (сжатия) и кручения общий запас прочности определяется по эмпирическому соотношению.

$S \geq [S]$

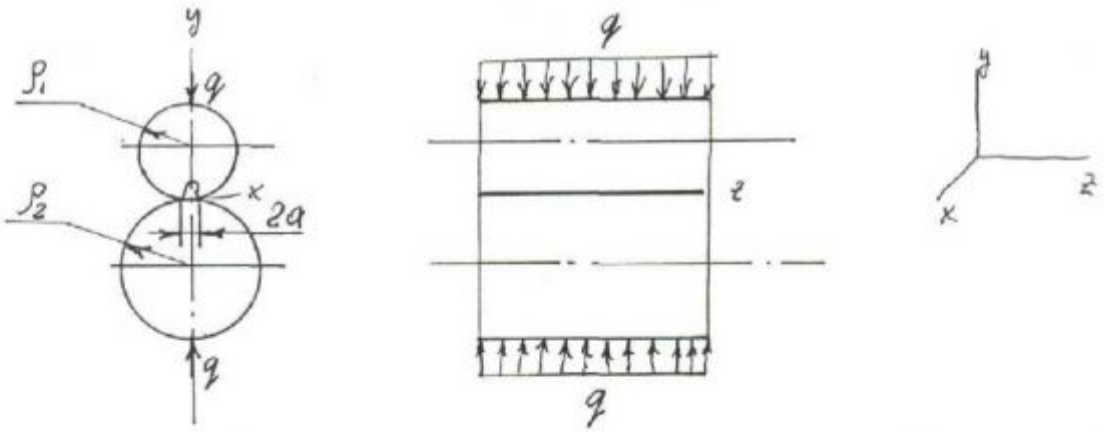
Кроме статических и усталостных видов поломки в практике наблюдаются случаи разрушения поверхности деталей, связанных с контактными напряжениями. Эти напряжения изучаются в "Теории упругости". Расчеты многих деталей машин выполняют по контактным напряжениям.

Контактные напряжения возникают в месте соприкосновения двух деталей в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами деталей. При большой площади соприкосновения возникают напряжения смятия или как их еще называют - удельное давление. При величине контактных напряжений больше допускаемой на поверхности деталей появляются вмятины, трещины или раковины.

При расчете величины контактных напряжений различают два случая:

1. Первоначальный контакт по линии

$$\sigma_H=0{,}542\cdot\sqrt{q\cdot\frac{\frac{\rho_1+\rho_2}{\rho_1\cdot\rho_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}}}$$



До приложения удельной нагрузки q цилиндры соприкасаются по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой площадке.

Точки максимальных нормальных напряжений σ_H располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. При теоретическом решении задачи о напряженном состоянии в зоне контакта упругих тел (Герц, Беляев) принимается расчетная модель:

Материал соприкасающихся деталей однороден и изотропен, а поверхности их достаточно гладкие;

Нагрузки, приложенные к телам, вызывают в зоне контакта только упругие деформации;

Площадка контакта весьма мала по сравнению с общими поверхностями соприкасающихся деталей;

Силы давления нормальны к поверхностям соприкосновения тел, силами трения по поверхностям контакта пренебрегают;

Нагрузка, приложенная к телам, имеет статический характер. Величину наибольших нормальных напряжений вычисляют по формуле:

$$\sigma_H=Z_E\sqrt{\frac{q_n}{2\rho_{np}}}\leq\sigma_{HP}$$

где ρ-нормальная к поверхности нагрузка на 1 см длины - Н;

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$$

ν-коэффициент поперечного сжатия (коэффициент Пуассона); ρ-приведенный радиус кривизны.

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

Знак "-" относится к случаю соприкосновения выпуклой поверхности с вогнутой поверхностью.

Формула справедлива не только для круговых, но и для любых других цилиндров.

Ширина площадки контактов:

В зоне контакта материал подвергается трехосному сжатию и максимальные касательные напряжения τ_{II}, действует в точках, расположенных в плоскости yz на расстоянии 0,8a от поверхности контакта.

Исследованиями установлено, что силы трения увеличивают и приближают их к поверхности контакта.

$$\tau_H = 0{,}32\sigma_H$$

Первоначальный контакт в точке (два шара, шар и плоскость)

Расчетные контактные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_H = m \cdot \sqrt[3]{\frac{F_n E^2}{\rho_{np}^2}}$$

где $F_П$ -сила прижатия, нормальная к поверхности контакта; m-коэффициент, зависящий от формы тел качения.

Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей с образованием микротрещин и последующим выкрашиванием мелких частиц. Здесь также, как и при других напряжениях, имеется базовое число циклов N_{HI} и соответствующий ему предел выносливости, обозначаемый:σ_{Hlim}.По пределу выносливости σ_{Hlim} определяются допускаемые напряжения при расчете на выносливость по контактным напряжениям.

Выбор допускаемого запаса прочности производится по таблицам и зависит от нагрузки и физико-механических характеристик материала.

При высокой достоверности расчета, сведениях о действующих нагрузках и механических характеристиках материала

$[S] = 1{,}3...1{,}5;$

при менее точной расчетной схеме, отсутствии надежных статистических данных о действующих нагрузках и тщательного контроля механических свойств

$$[S] = \begin{cases} 1{,}5...2{,}1 - \textit{стали} \\ 2{,}0...2{,}4 - \textit{чугун} \end{cases}$$

Аналитический метод выбора допускаемого запаса прочности, разработанный Одингом на основе дифференцированного подхода в виде произведения частных коэффициентов

$[S] = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3$

где S_1 - достоверность определения расчетных нагрузок и напряжений

$S_1 = 1...1{,}5;$

S_2 - коэффициент, учитывающий однородность механических свойств материала, наличие внутренних пороков

$S_2 = 1{,}2...1{,}5$ для проката из стали,

$S_2 = 1{,}2...1{,}5$ для чугуна;

S_3 - коэффициент, учитывающий степень ответственности детали (требование безопасности).

Для конструкции, разрушение которой особенно опасно для жизни людей (грузоподъемные машины, сосуды под давлением и т.д.) коэффициенты запаса прочности, а также методы расчета регламентированы нормами Госгортехнадзора.

Расчет на прочность при нестационарных переменных напряжениях (напряжения с меняющимися амплитудами) основывается на уравнении линейного суммирования повреждений:

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a$$

где n_i –общее число циклов действия напряжения σ_H

N_i - число циклов до разрушения при том же напряжении σ_H;

a - экспериментально устанавливаемый коэффициент. При нестационарном нагружении амплитуда переменных напряжений изменяется в процессе нагружения. Расчет усталостной прочности при этом основан на принципе линейного суммирования повреждений. В начальный момент величина повреждений П≈0, в момент разрушения П=1. По мере увеличения числа циклов в процессе нагружения П монотонно возрастает. Скорость повреждения

$$\frac{d\Pi}{dN} = F[\sigma_a(N), \sigma_m(N)] без \cdot учета \cdot температуры$$

где $\sigma_a(N)$ - переменное напряжение;

$\sigma_m(N)$ - постоянное напряжение.

Если N*-число циклов до разрушения при σ_a и σ_m

$$F(\sigma_a, \sigma_m) = \frac{1}{N^*}$$

Тогда

$$\Pi(N_\Sigma^*) = \frac{dN}{N^*[\sigma_a(N), \sigma_m(N)]} = a$$

При учете экспериментальных данных принцип линейного суммирования повреждений

$$\int_0^{N^*_\Sigma} \frac{dN}{N^*[\sigma_a(N), \sigma_m(N)]} = a$$

где a - параметр материала (a=1 - приближенно)

N_Σ* - общее число циклов до разрушения. При ступенчатом нагружении, при i различных режимах суммарное число циклов

$$N_\Sigma = \Sigma N_i$$

Условие разрушения по принципу линейного суммирования

$$\sum \frac{N_i}{N_i^*} = a$$

из кривой усталости

$$\sigma_i^m \cdot N_i = \sigma_i^{*m} \cdot N_i = \sigma_i^m \cdot N_i^*$$

где σ_i*-переменное разрушающее напряжение на i режиме

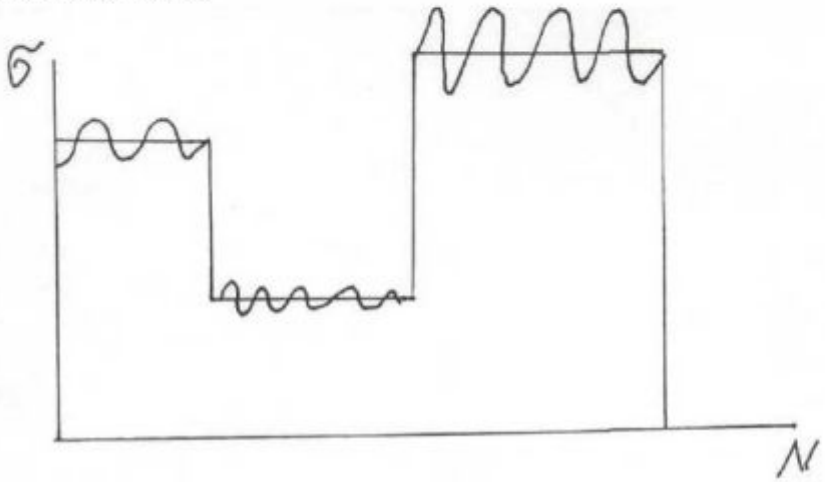
Условие разрушения:

$$\sum\left(\frac{\sigma_i}{\sigma^*}\right)^m = \sum\frac{1}{S^m} = a; S_i = \frac{\sigma_i^*}{\sigma_i}$$

Для эквивалентного режима $1/S_i^m$=a - условие разрушения отсюда:

$$S_э = \frac{1}{\left[\Sigma\left(\frac{1}{S_i^m}\right)\right]^{\frac{1}{m}}} = \frac{1}{\sqrt[m]{\sum_{i=1}^{k}\frac{1}{S_i^m}}}$$

Расчет на прочность при нестационарных переменных напряжениях. Детали машин в условиях эксплуатации часто загружаются переменными напряжениями, амплитуда которых изменяется в процессе нагружения.



Расчет усталостной прочности при нестационарном нагружении основан на принципе линейного суммирования повреждений.

В начальный момент работы деталей величина повреждений П=0, в момент разрушения П=1. По мере увеличения число циклов мера повреждения П монотонно возрастает, то есть является неубывающей функцией

$$\frac{d\Pi}{dN} \geq 0$$

Скорость повреждения зависит от действующих напряжений и температуры. При T=const кинетическое уравнение

$$\frac{d\Pi}{dN} = F\left[\sigma_a(N), \sigma_m(N)\right],$$

где $\sigma_a(N)$ - переменное напряжение в момент нагружения N

$\sigma_m(N)$ - постоянное напряжение в момент нагружения N

Связь числа циклов и времени

$$N = t \cdot f$$

где f - частота нагружения.

При стационарном нагружении на какой-то ступени действует постоянное значение амплитуды напряжение σ_a, среднее напряжение σ_m при числе циклов до разрушения при этих напряжениях fi* .Из кинематического уравнения;

$$\Pi(N^*) = \int_0^{N^*} F(\sigma_a, \sigma_m)dN = F(\sigma_a, \sigma_m)\cdot N^* = 1$$

или

$$F(\sigma_a, \sigma_m) = \frac{1}{N^*}$$

В момент разрушения при нестационарном нагружении из кинематического уравнения:

$$\Pi\left(N_\Sigma^*\right)=\int_0^{N_\Sigma^*}\frac{dN}{N^*\left[\sigma_a(N),\varsigma_m(N)\right]}=1$$

N_Σ^* – общее число циклов до разрушения выражает принцип линейного суммирования.

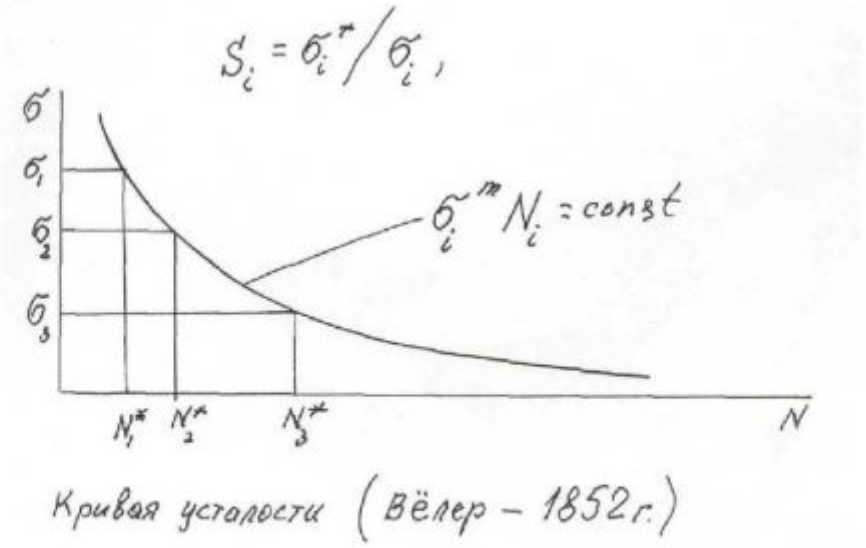
При сопоставлении с экспериментальными результатами лучшее соответствие получается с помощью введения параметра материала a=1.

При ступенчатом нагружении на деталь условие разрушения по принципу линейного суммирования повреждений;

$$\sum_{i=1}^{k}\frac{N_i}{N_i^*}=a$$

Это условие указывает, что повреждения, вызываемое данным циклом напряжения, предполагается не зависящим от состояния детали в данный момент и от предшествующей истории нагружения. Каждое новое повреждение просто суммируется с повреждениями, вызванными предшествующими циклами.

Запас прочности:



Кривая усталости (Вёлер – 1852 г.)

σ_i^* максимальное разрушающее напряжение;

σ_i действующие напряжения в детали в нулевом режиме.

Из уравнения кривой усталости;

$$\sigma_i^{*m}\cdot N_i=\sigma_i^m\cdot N_i^*;\frac{N_i}{N_i^*}=\frac{\sigma_i^m}{\sigma_i^{*m}}$$

$$\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{N_i}{N_i^*}\right)=\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_i^*}\right)^m=\sum_{i=1}^{k}\frac{1}{S_i^m}=1=\frac{1}{S_э^m}$$

Эквивалентный запас прочности

$$S_э=\frac{1}{\left(\sum_{i=1}^{k}\frac{1}{S_i^m}\right)^{\frac{1}{m}}}$$

Эквивалентное напряжение из уравнения кривой усталости;

$$\sigma_{-1}^m N_0=\sigma_i^{*m}\cdot N_i$$

и уравнение разрушения;

$$\sigma_э = \sqrt[m]{\frac{1}{aN_0} \cdot \sum_{i=1}^{k} \sigma_i^m \cdot N_i}$$

Расчеты по S_i учитывают в явной форме отдельные факторы, влияющие на прочность: концентрацию напряжения, чистоту поверхности, размеры деталей, упрочнения.

Но эти расчеты условны, т.к. коэффициент запаса прочности вычисляют для некоторых условных характеристик материалов и значений нагрузок.

Такие характеристики сопротивления усталости как число циклов до разрушения N_0 и предел выносливости σ_{-1} являются случайными величинами, которым свойственно большое рассеяние даже при условии испытания идентичных образцов, изготовленных из материалов одной плавки.

Причинами рассеяния характеристик сопротивления усталости являются различие в условиях термической и механической обработки образцов, точности назначения нагрузок на усталостной машине. Причинами рассеяния являются также факторы, связанные с различаем в микроструктуре, степени дефектности, в микрогеометрии и свойствах поверхностного слоя. Так как зарождение и развитие усталостной трещины начинается от дефектов, имеющих различную степень опасности и неравномерных распределений по объему, то говорят о статистической природе усталости металла.

Так как нагрузки в условиях эксплуатации носят, как правило, случайный характер, характеристики сопротивления усталости являются случайными величинами, то трактовка условий прочности должна основываться на вероятностных представлениях.

Наиболее прогрессивным является расчет по вероятности безотказной работы деталей, как по истинному и физически ясному критерию.

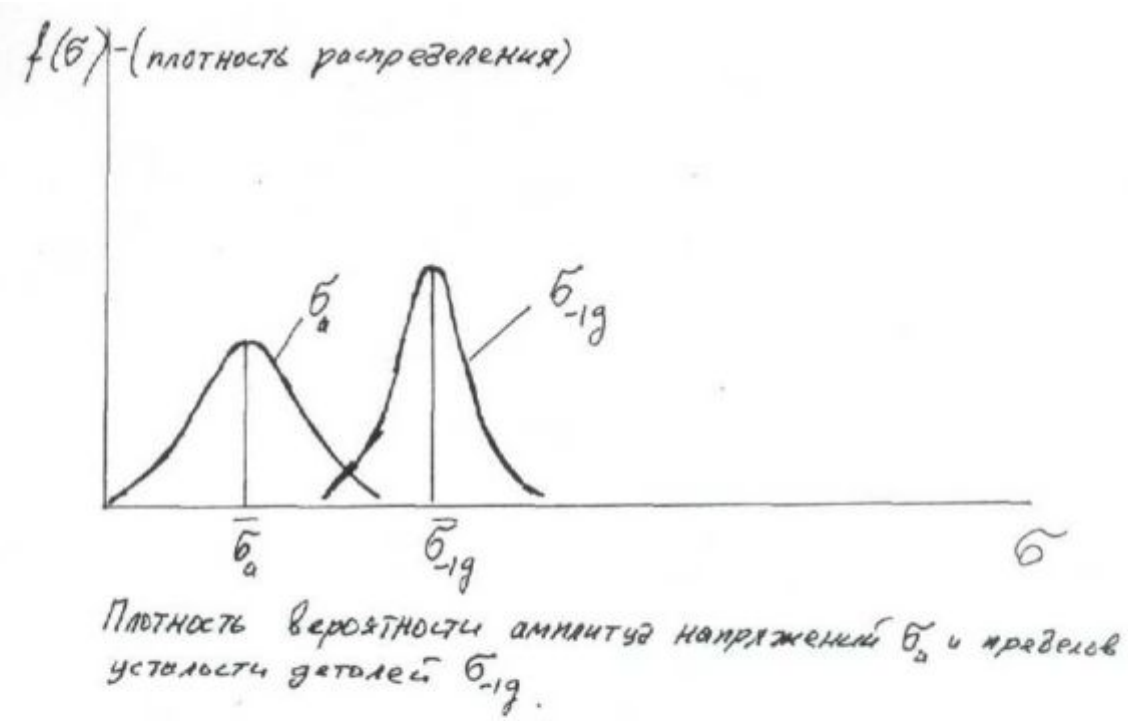
ВЕРОЯТНОСТНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Вероятностные расчеты обычно заканчиваются определением функции распределения ресурсов деталей, выражающей связь между ресурсом и вероятностью разрушения.

Вероятностные методы расчета на прочность эффективны и применяются как нормативные при требуемой вероятности безотказной работы:

$P_T \leq 0{,}99...0{,}999$

Расчет вероятности разрушения по напряжениям при установившейся 'регулярной) переменной напряженности наиболее просто получается при использовании нормального закона распределения пределов выносливости и амплитуд напряжений



Плотность вероятности амплитуд напряжений $б_а$ и пределов усталости деталей $б_{-1д}$.

Условием разрушения в этом случае будет соотношение:

$$M = \sigma_{-1\partial} - \sigma_a < 0$$

где $\sigma_{-1\partial}$ - предел выносливости деталей при симметричном цикле, σ_a - амплитуда напряжений

Если предел выносливости $\sigma_{-1\partial}$ и амплитуда напряжений распределены нормально и некоррелированы (не связаны между собой), то величина M также распределена нормально с параметрами ($\overline{M}$, $S_м$), где среднее значение (математическое ожидание) и стандартное отклонение $S_м$ (среднее квадратичное отклонение) определяются соответствующими соотношениями:

$$\bar{M} = \bar{\sigma}_{-1\partial} - \bar{\sigma}_a$$

$$S_m^2 = S_{-1\partial}^2 + S_{\sigma_a}^2$$

Значение M, отвечающее некоторой вероятности P, определяется из выражения:

$$M_p = \bar{M} - U_p S_M$$

Где Up-квантиль, отвечающей вероятности P (квантилем, отвечающим заданному уровню вероятности P, называют такое значение X=Xp, при котором функция распределения принимает значение, равное p, т.е.)

$$p(Xp) = p$$

Значение M=0 разграничивает области отрицательных и положительных величин M, так что вероятность разрушения определятся из условия

$$M_p = \bar{M} + U_p S_m = 0$$

или окончательно, условие прочности при вероятности разрушения, характеризуемой квантилем

$$\bar{\sigma}_{-1\partial} - \bar{\sigma}_a + U_p S_m = 0$$

При проверочном расчете из приведенного уравнения определяется величина квантиля

$$U_p = \frac{\bar{\sigma}_{1\partial} - \bar{\sigma}_a}{S_m} = \frac{\bar{\sigma}_{1\partial} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S^2_{\sigma_{-1\partial}} + S^2_{\sigma_a}}}$$

и по нему из таблиц - вероятности разрушения р

Если обозначить $\frac{\sigma_{-1g}}{\bar{\sigma}_a} = n$ -коэффициент безопасности, то

$$U_P = \frac{\frac{\bar{\sigma}_{-1g}}{\bar{\sigma}_a} - \frac{\bar{\sigma}_a}{\bar{\sigma}_n}}{\sqrt{\frac{S^2_{\sigma_{-1g}}}{\sigma^2_a} + \frac{S^2_{\sigma_a}}{\sigma^2_a}}} = -\frac{n-1}{\sqrt{\vartheta^2_{\sigma_{-1g}} \cdot n^2 + \vartheta^2_{\sigma_a}}} = \frac{1-n}{\sqrt{n_2 \cdot \vartheta^2_{\sigma_{-1g}} + \vartheta^2_{\sigma_a}}}$$

$$\vartheta_{\sigma_{1g}} = \frac{S_{\sigma_{-1g}}}{\bar{\sigma}_{-1g}} - коэффициент \cdot вариации, предел \cdot выносливости$$

Где

$$\vartheta_{\sigma_a} = \frac{S_{\sigma_a}}{\sigma_a} - коэффициент \cdot вариации \cdot амплитуды$$

ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость- способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих деформаций деталей в пределах, допустимых для конкретных условий работы.

Жесткость ограничивает долговечность машин по таким условиям работоспособности:

1. Условия работы сопряженных деталей (правильность зацепления зубчатых колес, для подшипников - зазор);
2. Технологические условия (точность и производительность обработки на станках)
3. Потери устойчивости.

Жесткость оценивается коэффициентом жесткости, представляющим собой отношение силы F, приложенной к системе, к максимальной деформации f , вызываемой этой силой.

Для растяжения-сжатия в пределах упругой деформации согласно закона Гука коэффициент жесткости

$$\mu = \frac{F}{f} = \frac{EA}{l}$$

где А-сечение бруса в мм

l-длина бруса в направлении действия силы в мм.

Обратную величину $\lambda = \frac{1}{\mu} = \frac{f}{F} = \frac{l}{EA}$, характеризующую упругую податливость бруса, называют коэффициентом упругости.

Относительная деформация: $e = \frac{f}{l}$

Относительный коэффициент жесткости: λ^1 представляет собой условную нагрузку, вызывающую относительную деформацию f=1.

Соответствующий коэффициент упругости μ' представляет собой относительную деформацию при приложении нагрузки в 1кгс.

Жесткость конструкции определяют следующие факторы:

1. Модуль упругости материала: нормальный модуль упругости E при растяжении-сжатии и изгибе, и модуль сдвига G - при кручении. Модуль упругости является почти постоянной величиной для сталей, мало зависит от термообработки и содержания легирующих элементов и определяется лишь плотностью атомно-кристаллической решетки основного компонента.
2. Геометрические характеристики сечения деформируемого тела (сечение A при растяжении-сжатии, момент инерции J при изгибе, полярный момент инерции J_P при кручении);
3. Линейные размеры деформируемого тела (длина l);
4. Нагрузки и тип опор (фактор a)

На жесткость сильно влияют размеры и форма сечений. В случе растяжения-сжатия жесткость пропорциональна квадрату размеров сечения и обратно пропорциональна первой степени длины, а при изгибе - четвертой степени размеров сечения и обратно пропорционально третьей степени . длины. Поэтому главным средством увеличения жесткости является изменение геометрических параметров детали и узла.

При распределении упругих перемещений в i точках (i=1,2,…n) от действия j сил (j=1,2,…n), приложенных в тех же точках при известных коэффициентах податливости λ_{ij} векторы смещений в точках по принципу независимости действия сил образуют вектор столбец;

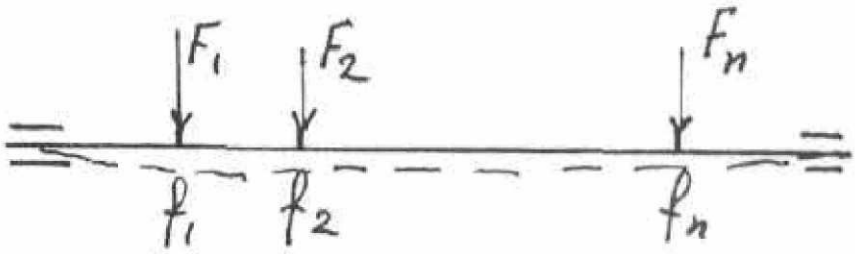
$$\{f\}=\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix}$$

$$\{F\}=\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix}$$

$$[\lambda]=\begin{vmatrix} \lambda_{11}\lambda_{12}\ldots\lambda_{1n} \\ \lambda_{21}\lambda_{22}\ldots\lambda_{2n} \\ \ldots\ldots\ldots\ldots \\ \lambda_{n1}\lambda_{n2}\cdots\lambda_{m} \end{vmatrix}$$

$\{f\}$ - вектор столбец;

$[\lambda]$ - матрица коэф. податливости.



$$\{f\}=[\lambda]\{F\}$$

Или через уравнения:

$$f_1 = \lambda_{11}F_1 + \lambda_{12}F_2 + \ldots \lambda_{1n}F_n$$
$$f_2 = \lambda_{21}F_1 + \lambda_{22}F_2 + \ldots \lambda_{2n}F_n$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$
$$f_n = \lambda_{n1}F_1 + \lambda_{n2}F_2 + \ldots \lambda_{nn}F_n$$

Каждое слагаемое показывает вклад соответствующей силы в общее перемещение точки.

Оценка жесткости детали;

$$стрела \cdot прогиба \cdot f \le [f],\ угол \cdot поворота \cdot \gamma \le [\gamma],\ угол \cdot закручивания \cdot \varphi \le [\varphi]$$

Главными способами повышения жесткости без существенного увеличения массы является:

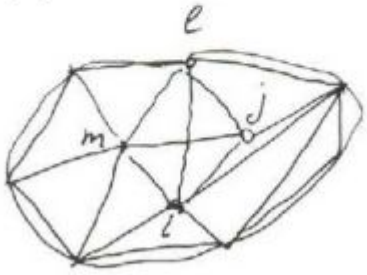
1. устранение изгиба и замена его растяжением-сжатием (повышенная жесткость деталей, работающих на растяжение-сжатие обусловлена лучшим использованием материала (напряжения одинаковы по всему сечению) - материал используется полностью; в случае изгиба и кручения нагружены преимущественно крайние волокна);
2. для деталей, работающих на изгиб-расстановка опор;
3. рациональное, не сопровождающееся возрастанием масс, увеличение моментов инерции сечений;
4. усиление ребрами, работающими на сжатие;
5. блокирование деформации (точки наибольших перемещений соединяются элементами растяжения-сжатия – раскосы, кольца и т.д.);
6. привлечение жесткости смежных деталей;
7. для деталей коробчатого типа - применение сводчатых, скорлупчатых, сферических форм и т.д.

УТОЧНЕННЫЕ РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ

В уточненных расчетах прочности и жесткости деталей используют плоские, осесимметричные и пространственные модели теории упругости, обеспечивающие за счет усложнения решения точные описания реальной формы деталей и учет всех видов деформации.

Одним из видов универсальных методов решения дифференциальных уравнений является метод конечных элементов (МКЭ). Он заключается в том, что область непрерывного изменения аргумента заменяется конечной совокупностью точек (узлов), называемых сеткой. Производные, входящие в дифференциальные уравнения и краевые условия заменяются теми или иными разностными уравнениями и для значений функции в узловых точках получается система алгебраических уравнений, легко реализуемая на ЭВМ.

Для расчета область, занимаемую деталью, расчленяют на конечное число малых элементов в виде треугольников для плоской задачи или многогранников для пространственной задачи.



При реализации МКЭ полученная система алгебраических уравнений разрешима (перемещения изменяются по линейному закону и краевые условия линейные) и при увеличении числа узлов ее решение приближается к точным значениям искомой функции в узловых точках.

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

ГОСТ 16429-70

Износостойкость - свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения, оцениваемое интенсивностью изнашивания, т.е. величиной, обратной скорости изнашивания.

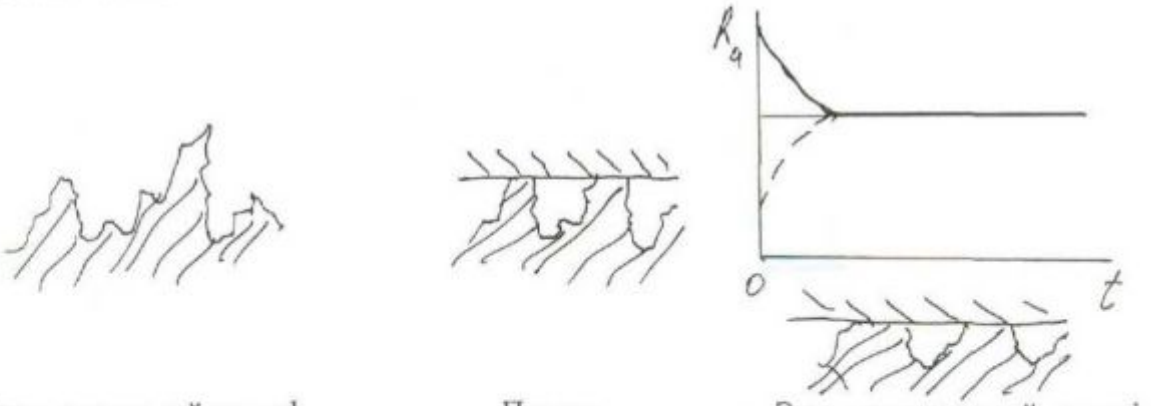
Изнашивание - процесс разрушения поверхностных слоев при трении, приводящий к постепенному изменению размеров, формы и состояния поверхности детали.

Изнашивание является причиной выхода из строя большинства машин и их деталей.

Изнашивание ограничивает долговечность машин по разным условиям работоспособности:

1. потеря точности (измерительный инструмент, станки, приборы);
2. понижение КПД, увеличение утечек (ДВС, узел цилиндр-поршень);
3. снижение прочности вследствие уменьшения сечений, увеличения динамических нагрузок, изменения состояния поверхности (передачи, опоры);
4. повышение шума (быстроходные машины);
5. полное исчерпание работоспособности - почти полное истирание (тормозные колодки, землеройные машины).

В поверхностных слоях при трении возникают механические и молекулярные воздействия, приводящие к разрушению микрообъемов поверхностей. Исходный (технологический) микрорельеф преобразуется в эксплуатационный и устанавливается та шероховатость поверхности, которая соответствует данному процессу разрушения поверхностных слоев в период изнашивания.



Технологический рельеф Первое Эксплуатационный рельеф

После механической обработки и дальнейшей эксплуатации поверхностные слои деталей имеют следующий вид (сечения трибосопряжения со всеми его процессами): (нм – нанометр-10^{-9})

Слой 1 - метал с исходной структурой, обладающий микроскопической неоднородностью физико-механичиских свойств.

Слой 2 - зона упругого деформирования кристаллических зерен основного металла. Слой 3 - зона сильно деформированных зерен основного металла с направленной ориентацией зерен. Так называемый наклепанный слой с остаточными напряжениями растяжения или сжатия. Структура этого слоя значительно отличается от структуры исходного материала, в нем содержится структурно - свободный цементит, образовавшийся от действия высоких температур.

Слой 4 - текстурированный слой - деформированный сильно-раздробленный металл с искаженной решеткой кристаллов, в нем находятся окислы и нитриды.

Слой 5 характеризуется повышенной плотностью дислокаций, наличием микротрещин, пустот как внутри зерен, так и между ними.

ИЗНАШИВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Изнашивание- процесс постепенного изменения размеров детали при трении, проявляющийся в отделении с поверхности трения материала и остаточной деформации детали. Процесс изнашивания можно разделить на три явления (по Е.М.Шевцовой и И.В.Крагельскому):

1 взаимодействие поверхностей трения;

2 изменения, происходящие в поверхностном слое металла;

3 разрушение поверхностей (см. материалы для дополнительного изученя)

Виды изнашивания

Элементарные виды разрушения поверхностей наблюдается следующие:

Микрорезание - при внедрении на достаточную глубину твердая частица абразива или продукты изнашивания может произвести микрорезание материала с образованием микростружки (наблюдается редко, так как глубина внедрения недостаточна при действующих нагрузках).

Царапание - образовавшаяся или появившаяся на поверхности трения частица при скольжении перемещает в сторону и поднимает материал, оставляя царапину. Повторная царапина по одному и тому же месту наблюдается редко. Поверхности трения покрываются царапинами, расположенными параллельно направлению скольжения. Перекатывающиеся частицы тоже оставляют царапины.

Отслаивание - материал при пластическом течении может оттесняться в сторону от поверхности трения и после исчерпания способности к дальнейшему течению отслаиваются. В процессе течения материал наплывает на окисные пленки и теряет связь с основной и отслаивается. При работе при линейном и точечном контакте напряжение по глубине слоя больше сопротивления усталости материала - образуются трещины, приводящие к чешуйчатому отделению материала (закаленные и цементированные стали). Дефекты типа шлаковых включений, цементита и значительные остаточные напряжения растяжения способствуют отслаиванию.

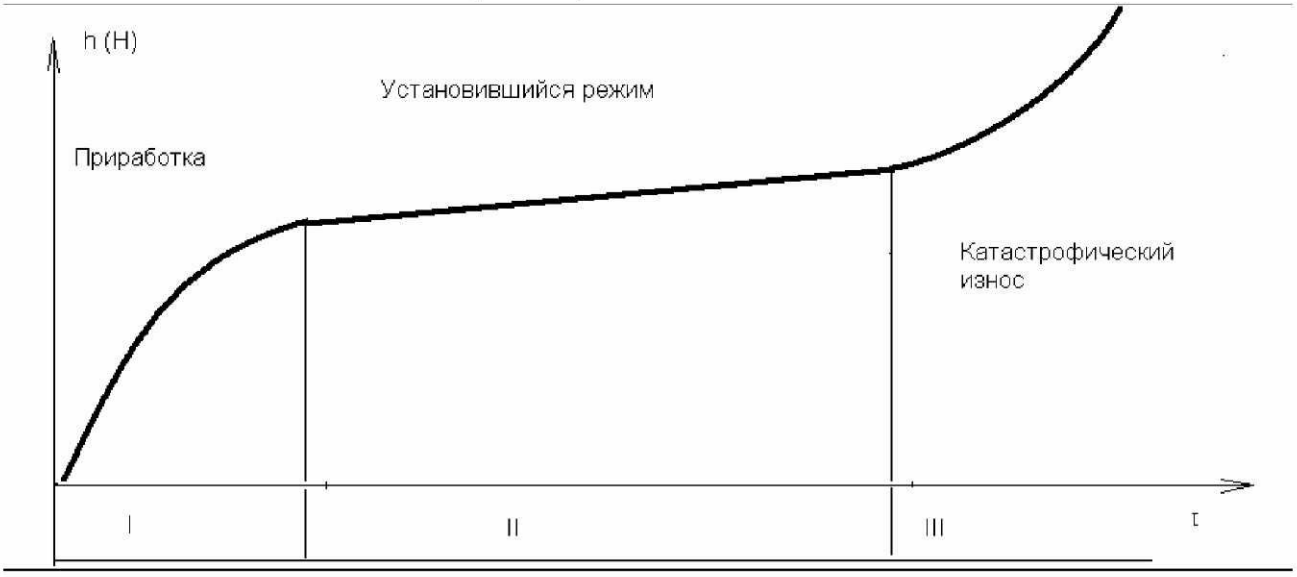
Выкрашивание - вид повреждения рабочих поверхностей деталей при качении. Для выкрашивания характерна произвольная форма ямок с рваными краями.

Глубинное вырывание возникает при относительном движении тел, когда образовавшийся вследствие их молекулярного взаимодействия слой прочнее одного или обоих материалов. Разрушение происходит в глубине одного из тел. Вырванный материал остается на сопряженной поверхности.

Перенос материала свойственен всем видам трения, кроме трения при жидкостной смазке. Перенос материала не характеризует интенсивность изнашивания поверхностей трения.

Усталостное изнашивание поверхностей трения носит дискретный характер. Пятно контакта испытывает многократное воздействие других пятен контакта - образуется трещина и происходит разрушение.

Типичная зависимость износа от времени.



Различают три стадии процесса изнашивания:

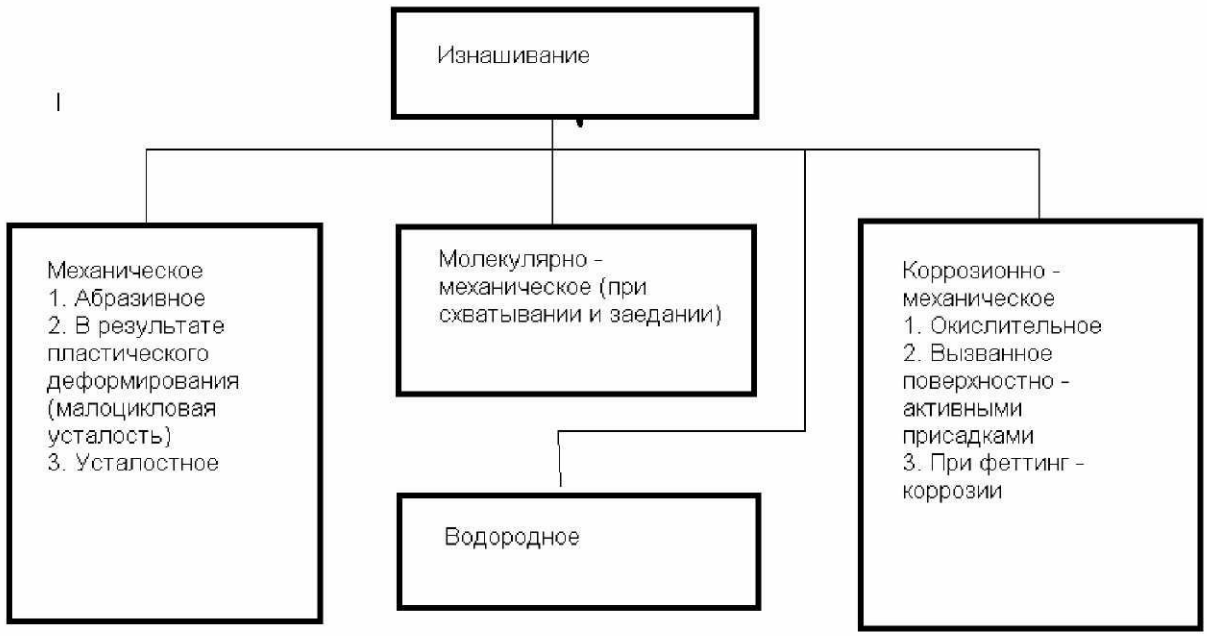
I - приработка- неравновесная стадия процесса изнашивания, доля которой в общем ресурсе времени работы трибосопряжения мала.

II - постоянное значения величины износа по времени.

III - катастрофический износ.

ВИДЫ ИЗНАШИВАНИЯ

В зависимости от характера трения скольжения выделяют следующие виды изнашивания:



Механическое изнашивание-изнашивание в результате механических воздействий.

Абразивное изнашивание - механический износ материала в результате режущего или царапающего действия твердых тел или частиц.

Пластическое деформирование - когда контактные напряжения достигают предела текучести и материал обтекает внедрившиеся выступы. Изнашивание при пластической деформации осуществляется в виде малоцикловой фрикционной контактной усталости.

Усталостное изнашивание-изнашивание поверхности трения или ее участков в результате многократного деформирования микрообъемов материала, приводящая к возникновению трещин и отделению частиц материала.

Молекулярно-механическое изнашивание - изнашивание в результате одновременного механического воздействия и действия молекулярных или атомарных сил.

Схватывание (приваривание, сцепление) - местное соединение двух тел за счёт молекулярных сил, происходящее при трении.

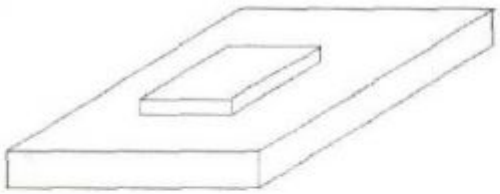
Заедание - процесс возникновения и развития повреждений поверхности трения вследствие схватывания и переноса материала.

Коррозионно-механическое изнашивание - изнашивание при трении материала, вступившего в химическое взаимодействие со средой.

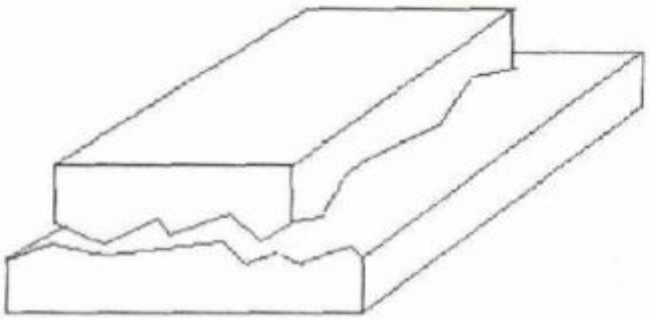
1. Окислительное изнашивание- изнашивание при наличии на поверхностях трения защитных плёнок образовавшихся в результате взаимодействия материала с окисной средой (интенсивность изнашивания невелика).
2. Коррозийно-механическое изнашивание, вызванное поверхностно ~ активными присадками-продукты реакции поверхностно-активных присадок с материалом рабочих поверхностей образуют твёрдые плёнки с более низким сопротивлением сдвигу, чем сам материал. При относительном движении эти плёнки разрушаются и снова возобновляются (интенсивность изнашивания выше, чем при окислительном изнашивании).
3. Изнашивание при фреттинг—коррозии—коррозийно-механическое изнашивание соприкасающихся тел при малых колебательных перемещениях без удаления частиц износа.

Поверхность деталей и её геометрия

Для характеристики процесса контактирования детали вводятся следующие понятия площадей касания:



Номинальная площадь касания – A_0 - геометрическое место всех возможных фактических площадок контакта, очерченное размерами соприкасающихся тел (идеально-гладкая поверхность).



Контурная площадь касания – A_c - площадь, образованная в местах касания объёмным смятием тел, обусловленные волнистостью. Зависит от геометрических очертаний и от нагрузки.

Фактическая площадь контакта –A_r- сумма фактических площадок контакта поверхности тел (по микронеровностям). Фактическая площадь контакта - функция геометрического очертания каждой отдельной неровности, нагрузки, механических свойств материала (E, σ_B, характеристики упрочнения).

Снимают профилограмму поверхности - кривую, представляющую собой запись микропрофиля на произвольно выбранном участке.

РАСЧЕТЫ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

1. При малых скоростях скольжения применяется расчёты по удельным давлениям

$$q_{\max} \le [q]$$

Иногда добавляют ограничения по температуре в месте контакта

$$t^0 C \le [t]$$

Если необходимо учитывать и скорость скольжения, то расчёт ведут по удельным мощностям трения

$$fqv \prec [w]$$

где f - коэффициент трения, $[w]$ - допускаемая мощность трения.

При $f^{\times} = const$ для заданной пары, расчёт ведут из условия:

$$qv \prec [qv]$$

2. Метод расчёта износа из условия подобия при соблюдении одного вида трения и изнашивания : m-показатель степени кривой усталости

$$q^m \cdot S = const$$

где q - давление (контактное напряжение); S—путь трения

3. Метод моделирования

Основная расчётная модель для интенсивности изнашивания:

рассматривается изнашивание двух плоских тел в стационарном (установившемся) режиме сухого или граничного трения;

изнашиваемое тело гладкое и деформируемое, истирающее - жёсткое и шероховатое; номинальное давление, скорость скольжения и температура трения постоянны во времени и равномерно распределены по поверхности контакта.

Интенсивность изнашивания

$$I = \xi \frac{b\varepsilon^{\nu-1} R_{\max}}{(\nu+1)nd} \eta_c$$

где ξ – коэффициент, учитывающий отличие геометрической характеристики поверхности от относительной площади контакта, $0.5<\xi<1$ (при упругом контакте $\xi=0.5$, при пластическом $\xi=1$); R_{max}—максимальная высота неровностей поверхности

η_C - относительное сближение контактирующих тел под нагрузкой (упругое и пластическое)

$$\eta_c = \frac{A_c}{A_a} = \frac{контурная \cdot площадь \cdot контакта}{номинальная \cdot площадь \cdot контакта}$$

d - средний диаметр элементарной зоны фактического контакта

$$d = f(R, R_{\max}, \xi_y, \xi_n, \mu, E)$$

R-средний радиус кривизны

n—число циклов фрикционного взаимодействия, приводящее к разрушению.

ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ

Работа машин сопровождается тепловыделением, вызываемым рабочим процессом машин и трением в их механизмах. В результате нагрева возникают следующие явления:

1. Понижение несущей способности деталей (t>300°...400°С).Эго связано с понижением основных механических характеристик материалов ($\sigma_в$,$\sigma_Т$,σ_{-1},E), релаксацией напряжений, ползучести.
2. Понижение защитной способности масляной пленки, разделяющей трущиеся детали машин (повышенное изнашивание, заедание).
3. Изменение зазора в подвижных соединениях вследствие температурных деформаций.
4. Изменение свойств трущихся поверхностей (снижение коэффициента трения в тормозах).
5. Понижение точности машины вследствие температурных деформаций (особо точные станки).

Для стационарного температурного поля тепловой расчёт ведётся из условия теплового баланса.

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ

Виброустойчивость - способность конструкции работать в нужном диапазоне рабочего режима без недопустимых колебаний.

Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и приводят к усталостному разрушению деталей. Они снижают качество работы машины (вибрации в металлорежущих станках), снижают точность обработки и ухудшают качество поверхности. Особенно опасными являются резонансные колебания.

Основное распространение в машинах имеют:

1. Вынужденные колебания. Они вызываются внешними периодическими силами (неуравновешенность вращающихся деталей, переменными силами ДВС т.д.)

Расчет сводится к определению частоты собственных колебаний и избежание резонанса (совпадения частот собственных колебаний с частотами возмущающих сил)

2. Автоколебания (самовозбуждающиеся колебания) - колебания, в которых возмущающие силы вызываются самими колебаниями.

Пример - фрикционные автоколебания, вызываемые падением силы трения с ростом скорости.

Производится расчет динамический устойчивости, основываясь на энергетических условиях.

Критерий шума может служить для оценки, качества машины. Интенсивность шума ограничивается санитарными нормами.

НАДЕЖНОСТЬ

Надежность характеризуется свойствами, которые проявляются в эксплуатации. Надежность -это вероятность безотказного выполнения машиной заданных функций, сохраняя в заданных пределах свои эксплуатационные показатели в течение требуемого промежутка времени. Совершенство конструкции детали оценивают по ее надежности и экономичности. Под надежностью понимают вероятность безотказного выполнения установленных определенных функций в течение срока службы без внеплановых ремонтов. Экономичность определяется стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию. Надежность характеризуется показателями, которые проявляются в эксплуатации и позволяют судить о данной машине.

В теории надежности рассматриваются следующие обобщенные объекты:

Изделие-это единица продукции, выпускаемая данным предприятием (подшипник, ремень, станок, электродвигатель и т.д.);

Элемент - простейшая составная часть изделия;

Система - совокупность совместно действующих элементов, предназначенных для самостоятельного выполнения заданных функций.

Изделия делят на:

Невосстанавливаемые - которые не могут быть восстановлены потребителем и подлежат замене (электрические и электронные лампы, подшипники качения и т.д.);

Восстанавливаемые - которые могут быть восстановлены потребителем (телевизор, станок, автомобиль).

Надежность характеризуется следующими основными состояниями и событиями:

Работоспособность – состояние изделия, при котором оно способно нормально выполнять заданные функции.

Исправность - состояние изделия, при котором оно удовлетворяет основным и вспомогательным требованиям.

Неисправность - состояние изделия, при котором оно не соответствует хотя бы одному из требований технической документации.

Отказ - событие, заключающееся в нарушении работоспособности.

Отказы бывают связаны или с разрушением деталей или не связанные с разрушением (засорения каналов подачи топлива или смазки, загрязнение или ослабление контактов). Причины отказов делятся на случайные (перегрузки) и систематические (коррозия, старение).

По возможности дальнейшего использования изделий отказы разделяют на полные и частичные .

По характеру возникновения отказы делят на внезапные (поломки) и постепенные (изнашивание).

По возможности устранения - устранимыми и неустранимыми.

Безотказность - свойство сохранять работоспособность в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

Долговечность - свойство изделия длительно сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов.

Основные показатели долговечности - технический ресурс - наработка объекта от начала его эксплуатации до предельного состояния - выражается в часах, длины пути. Гамма- процентный ресурс - показатель который имеет или превышает в среднем обусловленное число - подшипник - 90% гамма ресурс -транспортные машины.

Срок службы - календарная наработка до предельного состояния - выражается в годах.

Ремонтопригодность - приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость - свойство изделия сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Для оценки надежности выбираются самые различные показатели.

Наиболее важным показателем является вероятность безотказной работы.

Вероятность безотказной работы - вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ не возникает.

Вероятность отказа элемента (системы):

$$Q(t)=N_{от}(t)/N_0(t);$$

где $N_0(t)$ - количество одинаковых элементов (деталей), работающих в одинаковых условиях.

$N_{от}(t)$ - количество элементов, изъятых из-за отказа.

Вероятность безотказной работы (из теории вероятности - сумма вероятности безотказной работы и вероятности отказа равна 1):

$$P(t)+Q(t)=1,$$

тогда

$$P(t)=1-Q(t)=1-(N_{от}(t)/N_0(t))$$

Вероятность безотказной работы системы из последовательно соединенных элементов:

$$P_{сп}(t) = P_1(t) * P_2(t) * P_3(t)...P_n(t) = \prod_1 P_n(t)$$

равна произведению вероятности безотказной работы элементов.

Анализируя формулу, можно отметить следующее:

1 .Надежность системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента.

2.Чем больше система имеет элементов, темь меньше её надежность.

Например если n=10 с P(t)=0,9 средняя (подшипники качения), то общая вероятность безотказной работы:

$$P_{СТ} = \prod_1^{10} 0,9 = 0,35$$

Средняя наработка на отказ - отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки.

Интенсивность отказов, т.е. вероятность отказа в единицу времени при условии, что отказ до этого времени не наступил,

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_p(t)} \cdot \frac{dN_{от}(t)}{dt}$$

где $N_p(t)$ - количество исправных элементов к концу испытания.

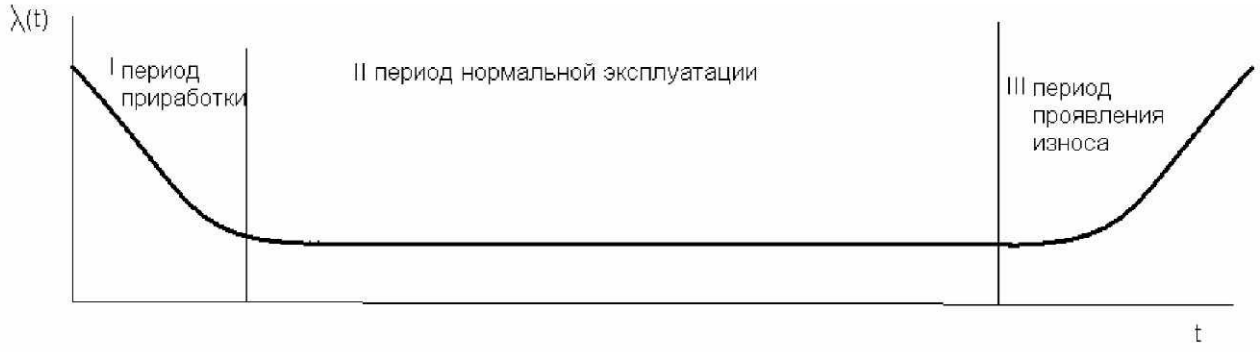
Из формулы $\lambda(t)$ равно приращению количества отказов за время, отнесенное к этому времени и к числу исправных элементов.

Пример: испытано 100 элементов в течение 100 часов каждое и 10 элементов отказало, тогда

$$\lambda(t) = \frac{10}{90 * 100} = \frac{1}{900}$$

Основное уравнение теории надежности:

$$P_t = e^{-\int_0^1 \lambda(t)dt}$$



I - приработка - отказы за счет проявления дефектов производства. По мере устранения дефектов интенсивность отказов уменьшается

II - постоянная интенсивность отказов (случайные перегрузки, скрытые дефекты материала)

$$\lambda(t) = \lambda = \frac{1}{t_{cp}} = const$$

где $t_{ср}$ – средняя наработка на отказ.

Вероятность безотказной работы:

$$P(t) = e^{-\int^t \lambda dt} = e^{-\lambda t}$$

III - период проявления износовых отказов.

Для того, чтобы быть надежными, детали прежде всего должны быть работоспособными, т.е. находиться в таком состоянии, в котором они могут выполнять заданные функции в пределах технических требований в течение заданного срока службы при минимально необходимой стоимости их изготовления и эксплуатации.

Работоспособность-состояние деталей (узла, машин), при котором они способны выполнять заданные функции, сохраняя значение заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

Работоспособность деталей машин обеспечивается их размерами и формами, а также материалом, определяемыми из условий прочности, жесткости и виброустойчивости. Без удовлетворения этих требований невозможна нормальная работа детали, поэтому их следует рассматривать в качестве основных критериев работоспособности.

Обеспечение основных критериев работоспособности, требующее выполнения соответствующих расчетов, является составной частью процесса проектирования деталей машин и осуществляется примерно в такой последовательности:

1. Составляют силовую схему.

Для упрощения расчета приложенные силы считают либо сосредоточенными, либо распределенными по заданным законам. Расчеты производят для наиболее неблагоприятных сочетаний нагрузок.

2. Определяют нагрузки, действующие на деталь.

3. Выбирают материал на основании его физико-механических характеристик.

4. Выбирают расчетную схему.

Детали машин рассматриваю как стержни, пластины, оболочки. Оценивается из общего анализа работы конструкции условия закрепления (жесткое, шарнирное и т.д.). Краевые условия выбирают из наиболее неблагоприятных условий закрепления детали.

5. Рассчитывают наиболее характерные размеры детали по тем критериям работоспособности, которые являются в данном случае наиболее важными.

а) прочность, в) износостойкость, д) вибростойкость.

б) жесткость, г) теплостойкость.

Значение того или иного критерия для данной детали определяют по условиям работы. Затем производится, если это не заложено было в процессе расчета, оценка надежности и долговечности.

Повышение надежности:

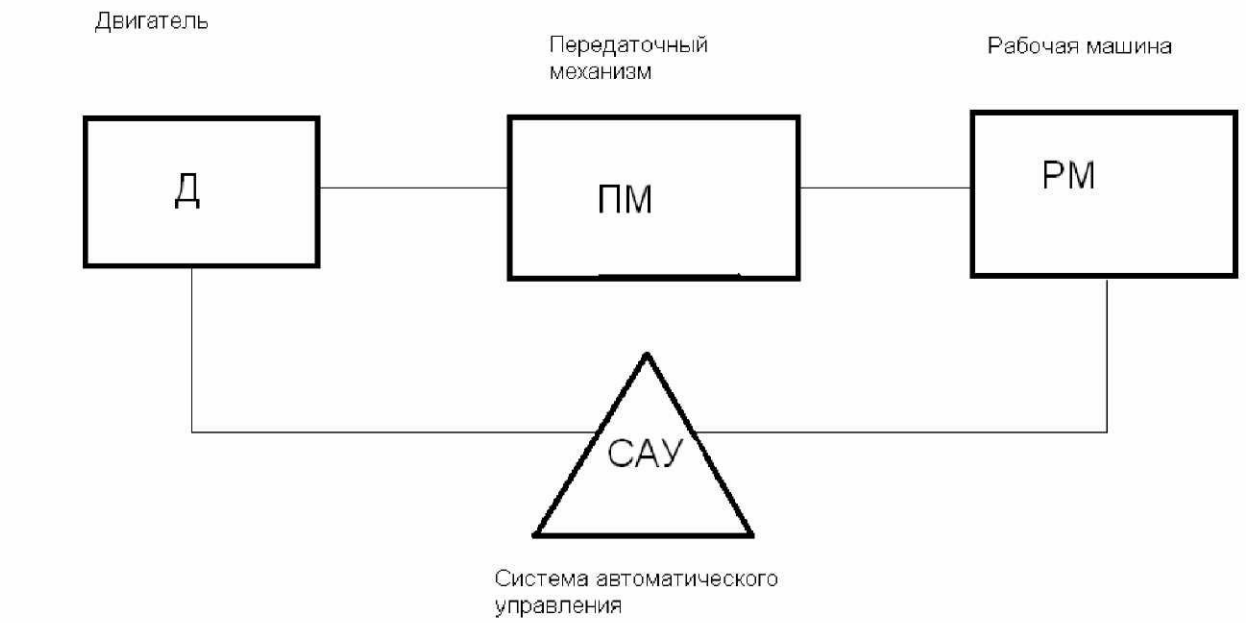
1. Применение агрегатов и деталей с высокой надежностью и долговечностью по своей природе (электрошпиндели, электрическое торможение, бесконтактное электрическое управление)
2. Применение деталей и механизмов, самоподдерживающих работоспособность; самоустанавливающихся, самоприрабатывающихся, самосмазывающихся
3. Переход на изготовление машин по более совершенной технологии массового производства.

Детали, узлы, механические передачи

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Машиной называется совокупность согласованно движущихся звеньев, предназначенная для преобразования одного вида энергии в другой или преобразования параметров движения.

«Всякая развитая совокупность машин состоит из трех существенно различных частей: машины-двигателя, передаточного механизма, наконец, машины-орудия, или рабочей машины» и системы автоматического управления:



Механизм - система тел, предназначенная для преобразования движения одного или (нескольких твердых тел в требуемые движения других тел.

Звеном называется комплект неподвижных и взаимно-неподвижных скрепленных между собой деталей, входящих в состав машины.

Все машины в зависимости от сложности и габаритов разделяются на некоторое число сборочных единиц (узлов) и деталей. Разработана и действует единая Государственная система стандартизации, которая определяет цели, задачи, терминологию, организацию и методику проведения работ в различных областях промышленности. Виды изделий и их структура по ГОСТ 2101-68:

Деталь-изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марки материала, без применения сборочных операций.

Детали могут быть простыми (гайка, вал, шпонка, болт) или сложными (литой корпус редуктора или станина станка, коленчатые валы). Эти же изделия, подвергнутые покрытиями, независимо от вида, толщины и назначения покрытия, так же называются деталью.

Сборочная единица-изделие, составные части которой подлежит соединению между собой на предприятии изготовителя сборочными операциями (свинчиванием, сваркой, клепкой, склеиванием, опрессовкой). Например: редуктор, станок, автомобиль, сварной корпус и т.д..

Комплекс-два и более специфицированных изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций (цех-автомат, бурильная установка, конвейерная линия).

Комплект-два и более изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями и представляющих набор изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера (комплект запасных частей, комплект инструмента, комплект тары).

В дальнейшем детали, элементы и их соединения, а также сборочные единицы, выполняющие в машине простейшие функции, и называются деталями машин.

Узел представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (муфта, подшипник и т.д.)

В свою очередь различают детали машин *общего* и *специального* назначения.

Однотипные детали, выполняющие в различных машинах одни и те же функции, называются деталями общего назначения.

Детали машин общего назначения не подвержены в обозримом будущем моральному старению. Это позволяет выделить их изучение в самостоятельную отрасль науки-"Детали машин".

Все другие детали, встречающихся только в одном или нескольких типах машин, относятся к деталям специального назначения и изучаются в соответствующих специальных дисциплинах (поршень, клапан, шпиндель, лопатки турбин, гребные винты и т.д.).

Детали общего назначения применяются в машиностроении в очень больших количествах (ежегодно изготавливаются сотни миллионов зубчатых колес). Поэтому любое усовершенствование методов расчета и конструкции этих деталей, понижение стоимости производства, повышение долговечности приносит большой экономический эффект.

Цель изучения курса "Детали машин" - исходя из заданных условий работы деталей и узлов машин усвоить методы, правила и нормы их проектирования, обеспечивающие выбор наиболее рациональных для них материалов, форм, размеров, степени точности и качества поверхности, а также технические условия изготовления.

Детали машин общего назначения классифицируются на следующие группы (которые и изучают в курсе "Детали машин"):

1.Выполнение машин и их звеньев (звеньями называются комплекты неподвижных и взаимно-неподвижных, скрепленных между собой деталей) из различных деталей вызывает необходимость соединения последних между собой. Отсюда применяют соединительные детали и соединения.

Некоторые детали в процессе эксплуатации не требуют последующей разборки. Соответствующие соединения называются неразъемными и осуществляются сваркой, пайкой, клепкой, напрессовкой (отнесение прессовых соединений к неразъемным соединениям являются условным).

Некоторые детали необходимо в процессе эксплуатации разъединять (осмотр, замена износившихся деталей) и используются более сложные соединения - разъемные соединения, осуществляемые винтами, шпонками, шлицами, клиньями.

2.Всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов. Наиболее общим для всех машин являются *передаточные механизмы*.

Передачи (вращательного) движения - механизмы, предназначенные для передачи энергии с одного вала на другой с изменением угловых скоростей и крутящихся моментов.

Передачи разделяются на:

а) передачи зацеплением (зубчатые, червячные и цепные передачи);

б) передачи трением (ременные, фрикционные передачи).

3.Вращающиеся детали передач - зубчатые колеса, шкивы, звездочки, катки и другие устанавливаются на *валах*.

Валы служат для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания различных деталей. Для поддержания вращающихся деталей без передачи крутящихся моментов служат оси.

4.Валы соединяются с помощью *муфт*.

Муфты служат для соединения валов и передачи крутящих моментов с одного вала на другой.

Муфты делятся на постоянные, не допускающие разъединения валов при работе машины, и сцепные, допускающие сцепление и расцепление валов при работе (или остановке).

5.Валы вращаются в *подшипниках*, отсюда подшипники служат для поддержания валов и возможности обеспечения вращения.

К этой же группе относятся направляющие скольжения или качения (как и подшипники для поддержания и направления поступательно движущихся деталей). Подшипники и направляющие в свою очередь базируются на основаниях: *корпусах, рамах, станинах.*

6.Для преобразования видов движений (вращательного в возвратно-поступательное, качательное и наоборот), осуществления движений с заданным законом изменения скорости и движений со сложной траекторией применяются шарнирно-рычажные и кулачковые механизмы (шатунно-кривошипные механизмы, кривошипы, шатуны, кулисы, ползуны, кулачки, эксцентрики).

7.Для защиты от вибрации и ударов (автомобили, вагоны), для осуществления обратного хода, для создания натягов или прижатия, для предварительного аккумулирования (накопления) энергии (часы, приборы) в машинах применяются упругие элементы-пружины и рессоры.

8.Специальные устройства, предназначенные для смазки и защиты от загрязнения (уплотнения и др.).

Искусство конструирования и постройки машин начинается с глубокой древности. К самым первым по времени появления относятся рычаг и клин, пружина (лук). К первым деталям из числа работающих в условиях, близких к условиям работы в машинах, следует отнести колесо, ось и подшипники в повозках. За 3,5 века до нашей эры применялись металлические цапфы, зубчатые колеса, кривошипы, катки, полиспасты.

Первым исследователем в области деталей машин был Леонардо да Винчи: сопротивление вращению колес, шкивов и блоков в зависимости от диаметра оси; зона износа подшипников и соотношение между износом оси и подшипника в области трения.

Теория и расчет деталей машин разрабатывались по мере появления и совершенствования конструкций.

Л.Эйлер (теория трения гибкой нити о шкив) разработал теорию эвольвентного зацепления.

Н.П.Петров -основоположник гидродинамической теории смазки.

В России первый курс "Детали машин" был написан в 1881г. профессором В.Л.Кирпичевым (1845-1913гг.). В дальнейшем этот курс получил свое развитие в трудах профессоров П.К.Худякова (1857-1936гг.), Л.И.Сидорова (1866 -1931гг.), М.А.Саверина (1891-1952гг.) и др. По отдельным вопросам деталей машин написаны работы Н.Е.Жуковского, С.А. Чаплыгина, Рейнгольдта, Митчела, Виллиса. В настоящее время - Л.М.Новиков, Массер (волновые передачи), Петрусевич, Кудрявцев и другие.

Механические передачи

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

Механическими передачами называются механизмы, предназначенные для передачи энергии на расстояние с изменением скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов и законов движения (вращательное в поступательное).

Применение передач в машинах необходимо по следующим причинам:

-скорость движения рабочих органов машины не совпадает с оптимальными скоростями двигателя;

-возможность регулирования скорости при помощи передач;

-преобразования вращательного движения в поступательное или движение с заданным законом изменения скоростей.

По принципу работы передачи разделяются:

1) передачи трением - фрикционные (с непосредственным контактом тел) и с гибкой связью (ременные);

2) передачи зацеплением с непосредственным контактом (зубчатые, червячные) и гибкой связью (цепные).

Наряду с механическими передачами трением и зацеплением применяют:

-гидравлические передачи;

-пневматические передачи;

-электрические передачи.

В зависимости от назначения передачи выполняют с постоянным или переменным (регулируемым) передаточным отношением

Зубчатая передача - механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

ГОСТ 16530-70 «Зубчатая пара - трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующие с неподвижным звеном вращательные или поступательные пары».

Зубчатые передачи представляют наиболее распространенную и важную группу механических передач. Их применяют в часах, приборах и самых тяжелых машинах, для передачи окружных усилий от долей грамма до тысячи тонн, для мощностей от ничтожно малых до десятков тысяч киловатт, т.е. в широком диапазоне областей и условий работы.

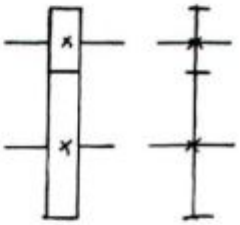
Зубчатая пара - пара зубчатых колес, установленных на их рабочих осях и находящихся в зацеплении.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

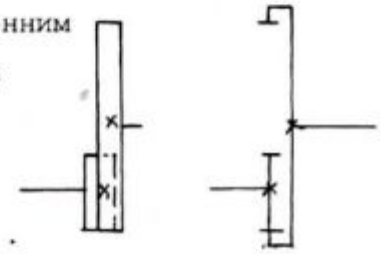
Зубчатые передачи классифицируются по нескольким признакам:

I. По расположению зубьев и относительному вращению колес

1) передачи с внешним зацеплением



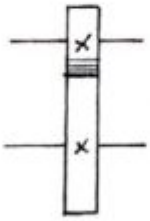
2) с внутренним зацеплением



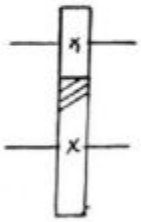
II. По расположению валов зубчатых колес

1) с параллельными валами - передачи зубчатые цилиндрические:

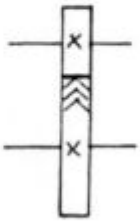
а) с прямыми зубьями



б) с косыми зубьями

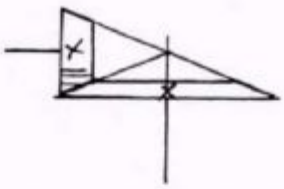


в) с шевронными зубьями

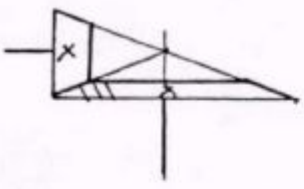


2) с пересекающимися осями валов - передачи зубчатые с пересекающимися валами (конические)

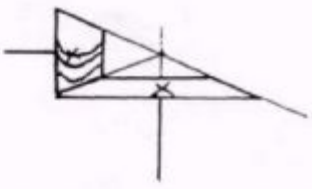
а) с прямыми зубьями



б) с тангенциальными

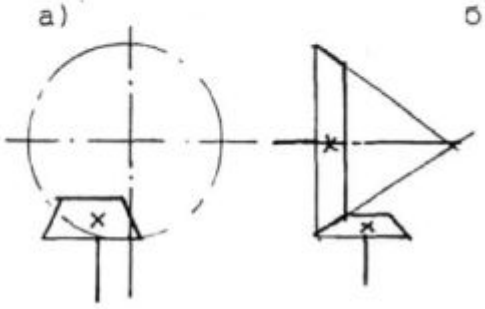


в) с круговыми зубьями

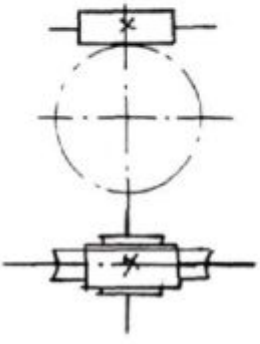


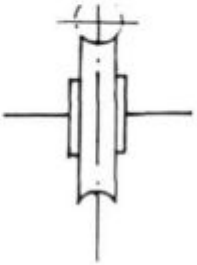
3) передачи зубчатые со скрещивающимися валами:

а)

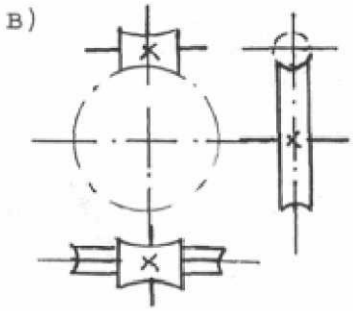


б)

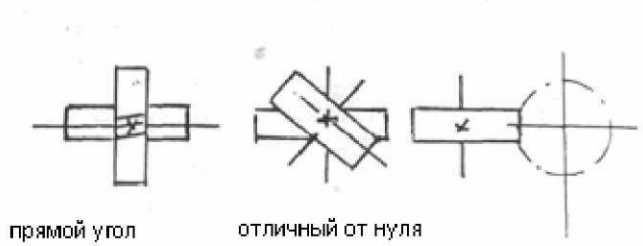




гипоидные



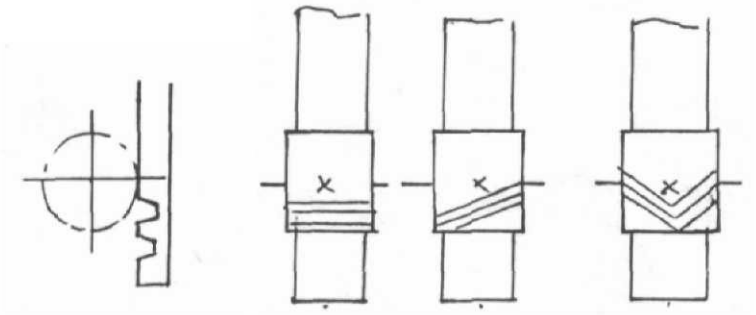
червячные с цилиндрическим червяком



червячные с глобоидным

винтовым червяком

4) передачи зубчатые реечные:



общего назначения с прямым, косым и шевронным зубом

III. По форме профиля зуба

1) передачи с эвольвентным профилем зуба (основное применение);

2) передачи с циклоидным профилем зуба (из-за сложности изготовления применяются только в приборах и рассматриваться не будут);

3) передачи с круговым профилем зуба - зацепление, разработанное Новиковым.

Зубчатые передачи по сравнению с остальными механическими передачами обладают:

достоинствами:

малыми габаритами, постоянством передаточного отношения, высоким КПД, большой долговечностью и надежностью работы, обеспечивают широкий диапазон передаваемых мощностей, моментов, скоростей и передаточных отношений;

недостатками:

повышенная в связи с линейным контактом зубьев чувствительность колес к перекосам, малые приведенные радиусы кривизны рабочих поверхностей зубьев, шум при работе со значительными скоростями, сложность изготовления.

Виды редукторов

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Редуктором называется механизм, содержащий передачи зацеплением, служащий для уменьшения угловых скоростей и повышения вращающего момента с постоянным передаточным числом, выполненный в виде отдельного агрегата.

Если передача помещается в отдельном корпусе и предназначена для повышения угловой скорости ведомого вала и уменьшения крутящего момента, то она называется мультипликатором.

Установка передач в отдельном корпусе обеспечивает точность сборки, лучшую смазку и соответственно высокий КПД, меньший износ (защита от попадания пыли и грязи).

В редукторостроении в настоящее время произошли большие изменения. Действует ГОСТ 16162-85 «Редукторы общего назначения. Общие технические условия». Он регламентирует

основные требования к редукторам, включая условия применения, технический уровень, показатели надежности, точности изготовления.

Для зубчатых передач управляемыми *параметрами оптимизации* по габаритам и массе являются:

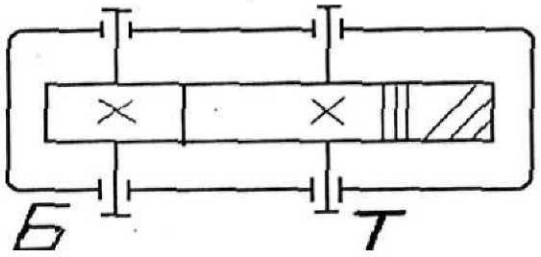
1. Тип передачи - цилиндрическая, коническая, прямозубая, косозубая, шевронная, с круговым профилем;
2. Распределение общего передаточного отношения по ступеням в многоступенчатой передаче;
3. Материал и термообработка;
4. Ширина колёс;
5. Коэффициенты смещения (коррекция);
6. Модуль и число зубьев (изгиб).

Масса и габариты редуктора сильно зависят от распределения передаточного отношения по ступеням.

Передаточное число редуктора:

$$Up=U_1U_2U\ldots Ui\ ,$$

где $U_1,U_2,U_3,\ldots Ui$-передаточные числа отдельных ступеней.



Б – быстроходный вал

Т – тихоходный вал

При малых передаточных числах применяют одноступенчатые редукторы. U <8...10; обычно $U \leq 6.3$ во избежание увеличения габаритов.

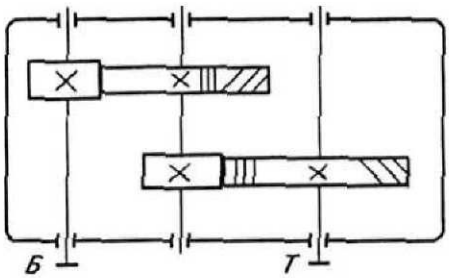
Основное распространение получили двухступенчатые редукторы с передаточным отношением Up=8…40.

ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

Двухступенчатые редукторы выполняются:

1. По развёрнутой схеме
2. По раздвоенной схеме
3. По соосной схеме с одним, двумя и тремя потоками мощности

1.Развёрнутая схема.



(При применении косозубой передачи на 20-30% повышается несущая способность и уменьшается шум).

Преимущества:

1. Наибольшая технологичность

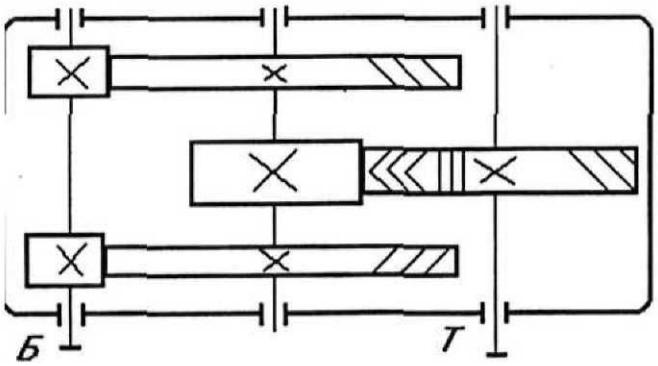
2. Легкая и целесообразная унификация с Ц, ЦЗ, КЦ, КЦ2,4Ц при условии равенства на тихоходном валу крутящего момента
3. Минимальные габариты по ширине

Недостатки:

На 20% вес больше, чем по раздвоенной схеме, несимметричное расположение колёс относительно опор (повышенная концентрация нагрузки по длине контактной линии).

2. Раздвоенная схема.

а) Раздвоенная быстроходная ступень



Для улучшения работы тихоходной ступени применяют раздвоенную быстроходную ступень с косозубыми колёсами. Симметричное расположение колёс. Редукторы получаются на 20% легче, чем по развёрнутой схеме.

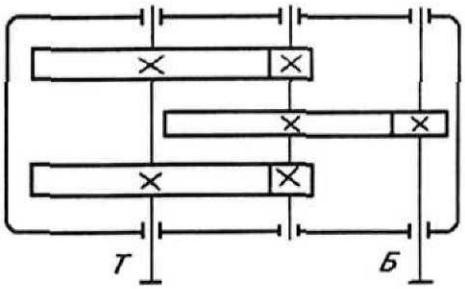
Преимущества:

1. меньше межосевое расстояние
2. более мощная, быстроходная ступень, что важно при повторно кратковременном режиме (краны)

Недостатки:

1. сложность конструкции и большая трудоемкость
2. нет унификации

б) Раздвоенная тихоходная ступень



Применяется очень редко из-за того, что:

1. Концентрация нагрузки по длине зуба на самой нагруженной тихоходной ступени очень высока из-за несимметричного расположения колёс относительно опор

2. Большие массы колёс Посадка быстроходного колеса плохая

3. Быстроходная ступень выполняется прямозубой, так как плавающим делают промежуточный вал

4. Сложность конструкции (промежуточный вал).

Разбивка передаточных отношений для 2-х ступенчатых редукторов, выполненных по развёрнутой схеме и раздвоенных, производится из условий:

1. Контактная равнопрочность ступеней

2. Равенство диаметров колёс ступеней

$\frac{a_T}{a_Б}$

3. Отношение межосевых расстояний $\frac{a_T}{a_Б}$ должно быть стандартным из условия:

$$a = (U+1)\sqrt[3]{\left(\frac{8500}{[\sigma_H]U}\right)^2 \frac{K_H T_2}{\Psi_{Ba}}}$$

$$d_2 = 2a\frac{U}{U+1}$$

Передаточное число быстроходной ступени

$$U_Б = \frac{K}{1.2}\cdot\sqrt[3]{U^2}$$

где К - коэффициент, зависящий от долговечности передачи и

$$K = \begin{cases} 0.9 - длительная \cdot работа \\ 1 - работа \cdot с \cdot перерывами \end{cases}$$

U-передаточное число редуктора. Передаточное число тихоходной ступени

$$U_T = \frac{U}{U_Б}$$

$U_Б = 0.75\sqrt[3]{U^2}$ при К=0.9 или

$U_Б = 0.9\sqrt[3]{U^2}$ при К=1.0

$$\frac{a_T}{a_Б} = \frac{K}{\sqrt[9]{U_Б}}\cdot\frac{U_T+1}{U_Б+1}\cdot\sqrt[3]{\frac{U_Б^2}{U_T}}$$

$$Б = \frac{a_T}{a_Б}\cdot\frac{\sqrt[9]{U_Б}}{K}\cdot\sqrt[3]{U}$$

Все параметры округляются до стандартных значений. Передаточное число быстроходной ступени округляется в меньшую сторону.

$$U_Б = \frac{U - Б}{Б - 1} \le U_{\max}$$

Пример: Произвести разбивку передаточного числа двухступенчатого редуктора с U=18 при К=1

Решение:

$$U_Б = \frac{K}{1.2}\sqrt[3]{U^2} = \frac{1}{1.2}\sqrt[3]{18^2} \approx 5.72$$

$$U_T = \frac{U}{U_Б} = \frac{18}{5.72} \approx 3.146$$

$$\frac{a_T}{a_Б} = \frac{1}{\sqrt[9]{5.72}}\cdot\frac{3.146+1}{5.72+1}\cdot\sqrt[3]{\frac{5.72^2}{3.146}} = 1.11$$

$\frac{a_T}{a_Б}$

Принимаем: =1.12;1.25;1.5625;1.575;1.6.

$$Б = 1.12\sqrt[9]{5.72}\sqrt[3]{18} = 3.55$$

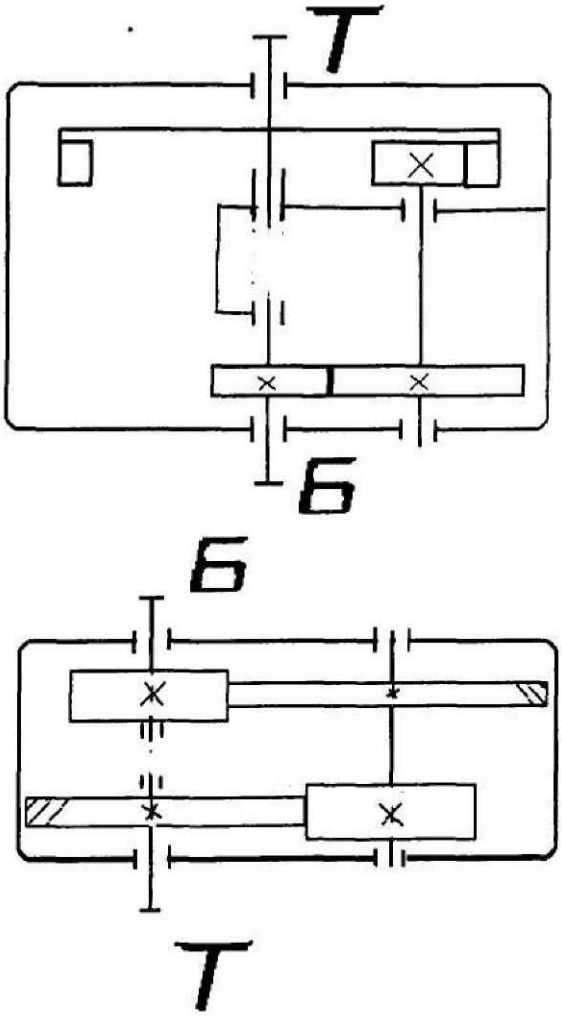
$$U_Б = \frac{18-3.55}{3.55-1} = 5.66$$

$$U_T = \frac{18}{5.66} = 3.1$$

$$d_{2б} = d_{2T} \frac{U_Б}{U_T} \frac{U_T + 1}{U_Б + 1}$$

$d_{2б}=1.515a_T$

3.Соосные редукторы.



Соосные двухступенчатые (двухосные) компактнее 3-х осных. По габаритам и массе близки к раздвоенным.Применяют с двумя и тремя потоками для уменьшения габаритов при передаче больших мощностей. Хорошо выполняются как мотор-редукторы.

Недостатки:

1. большая ширина.
2. сложность конструкции.
3. большая точность изготовления

Разбивка передаточного числа соосного редуктора с внешними зацеплениями:

передаточное число быстроходной ступени:

$$U_Б = \frac{U - Б}{Б - 1} \le U_{\max} = 6{,}3$$

Где $Б = \frac{1.2}{K}\sqrt[3]{U^2}$ при К=$\begin{cases} 1 - постоянный \cdot режим \\ 0{,}9 - переменный \cdot режим \end{cases}$

$U_Б$ округляется в меньшую сторону.

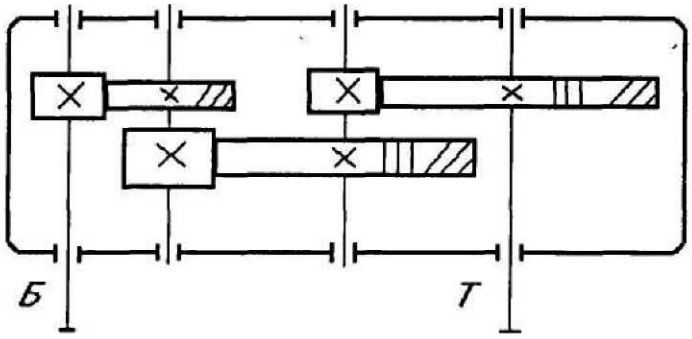
Для соосного редуктора с внутренним зацеплением

$$U_Б = \frac{U - Б}{Б + 1} < U_{max} = 6.3$$

где

$$Б = 1.13\sqrt[3]{U^2}$$

ТРЕХСТУПЕНЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

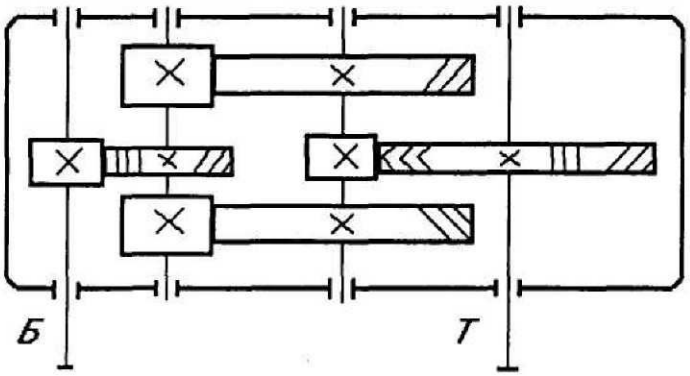


При $40<U_p<200$ применяется трехступенчатый редуктор по развёрнутой схеме.

Недостатки:

1. Несимметричное расположение колёс
2. Большая концентрация нагрузки по ширине зуба
3. Плохие условия смазки зубчатого зацепления ступеней

Более совершенная схема с раздвоенной промежуточной ступенью.



Обеспечиваются благоприятные условия для быстроходной и тихоходной ступеней.

При симметричном расположении зубчатых колёс концентрация нагрузки по ширине зуба меньше. Лучше смазка.

Трехступенчатые редукторы выгодно делать для больших моментов с шевронной, тихоходной ступенью.

Соосные трехступенчатые редукторы изготавливаются редко.

Разбивка передаточного числа по ступеням:

при переменном режиме работы.

$$U_Б = 0.58\sqrt[7]{U^4}$$

$$U_п = 1.08\sqrt[7]{U^2}$$

$$U_Т = \frac{U}{U_Б U_п}$$

при постоянном режиме работы:

$$U_Б = 0.86\sqrt[7]{U^4}$$

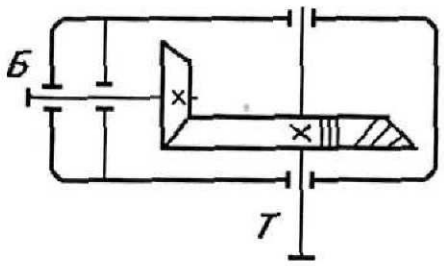
$$U_n = \sqrt[7]{U^2}$$

$$U_T = \frac{U}{U_Б U_n}$$

при сохранении условия:

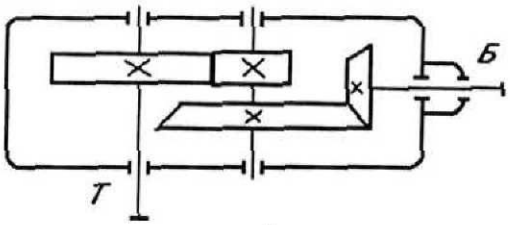
$$U_Б \leq U_{max} = 6.3$$

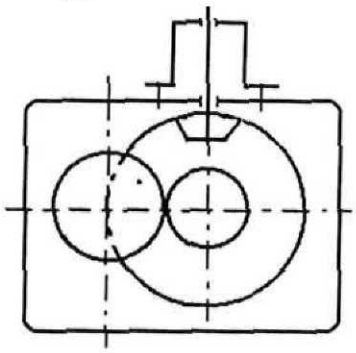
КОНИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ



При необходимости взаимной перпендикулярности входного и выходного валов и небольшом передаточном числе (U≤6.3) применяют конические редукторы.

При U>6.3 применяют коническо - цилиндрические редукторы. Быстроходной делают коническую передачу (в основном с круговым профилем зуба). Эти передачи обладают большими компоновочными возможностями. Применяется как мотор-редукторы.





Разбивка передаточного числа:

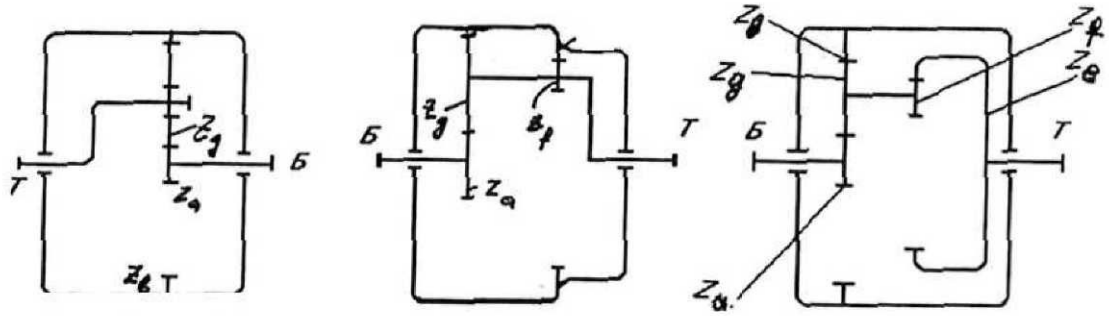
коническая ступень:

$$U_Б = U_K \geq \sqrt{U}$$

тихоходная ступень:

$$U_T = \frac{U}{U_Б}$$

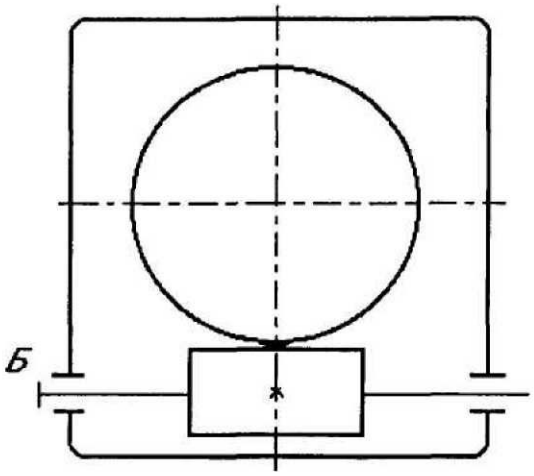
ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ



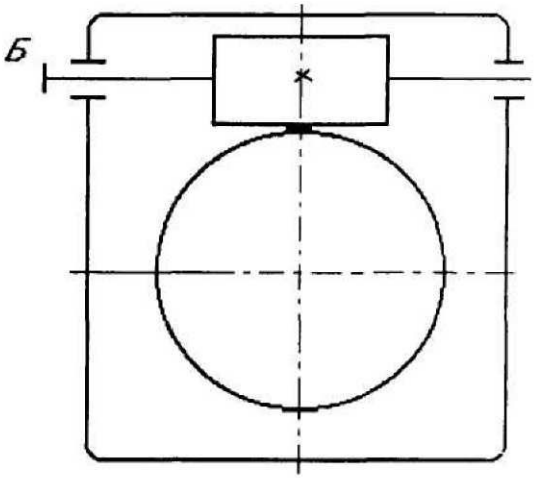
А Б В

Схемы А и Б обладают высоким КПД, сравнительно большим передаточным числом в одной ступени (Umax=12...1б) высокой износостойкостью. Схема В - большое передаточное число в одной ступени (Umax≤1000) ,малые габариты , низкий КПД (η<0.8...0.9), низкая износостойкость. Все планетарные передачи требуют более высокой точности изготовления и монтажа. В основном применяются в повторно-кратковременном режиме работы.

ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ



С нижним расположением червяка.

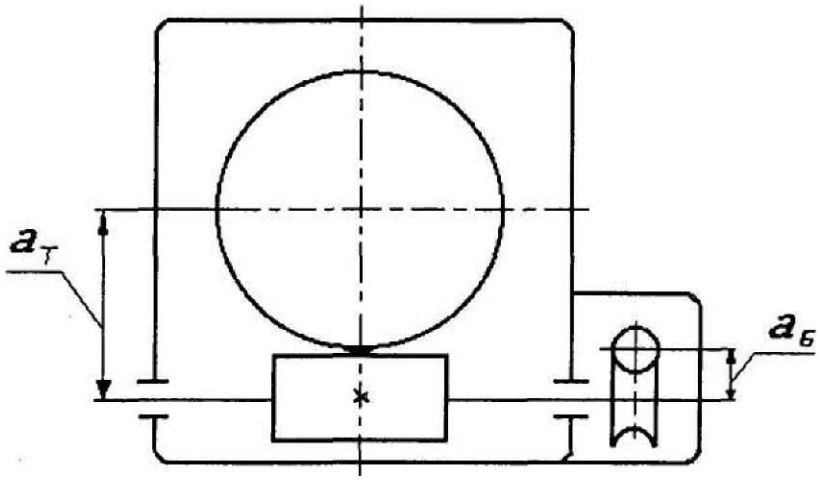


С верхним расположением червяка.

Передаточное число U=8...80.

Червячный редуктор с нижним расположением червяка обладает большей термической мощностью (лучше смазка и отвод тепла), но необходимо применять специальные уплотнительные устройства для предотвращения течи в манжетах.

С верхним расположением червяка редукторы применяются в основном при повторно-переменном режиме.



Двухступенчатый червячный редуктор выполняется по условию $a_Т=2a_Б$.

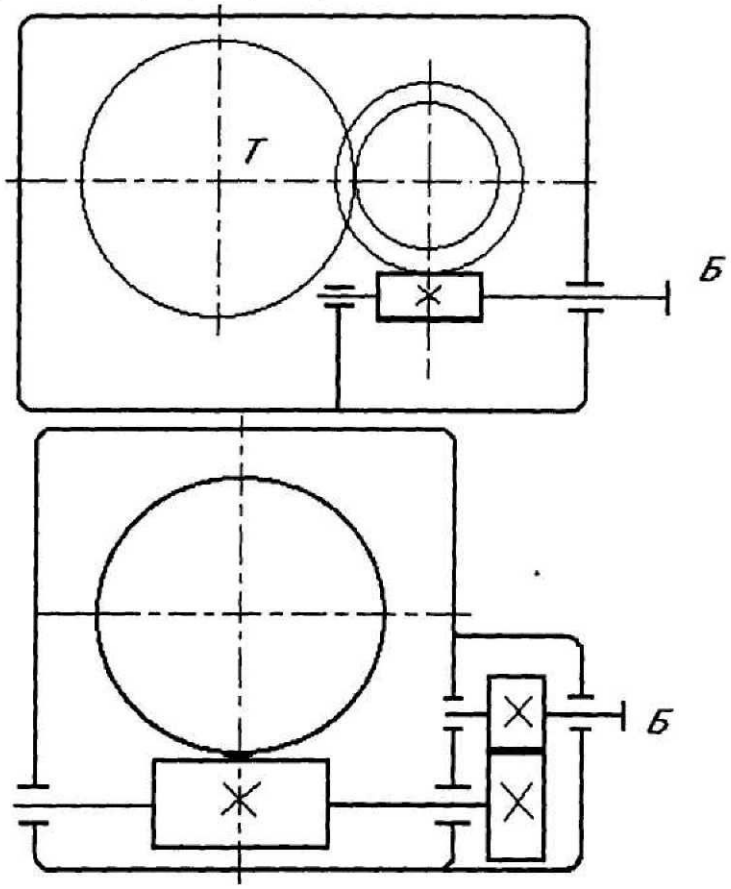
Передаточное число U=80...4000. Разбивка передаточного числа:

$$U_Б = U_Т = \sqrt{U}$$

Недостаток – очень низкий КПД

$$\eta=0.4...0,6$$

У червячно-цилиндрического редуктора передаточное число U=25...400



Зубчато-червячный редуктор, передаточное число

U=16...200

Применяется в основном как мотор – редуктор, меньше скорости скольжения. В качестве обобщённого критерия оптимизации принимается цена редуктора. Цена в основном зависит от массы редуктора. В качестве основной характеристики принимается вращающий момент на тихоходной ступени $T_{тих}$.

За критерий технического уровня принимается относительная масса:

$$\gamma = \frac{m}{T_{max}}$$

Этот критерий характеризует расход материала на передачу момента.

Масса редуктора определяется (цилиндрический, конический)по формуле:

$$m = \varphi \cdot \rho \cdot \upsilon \cdot 10^{-9},$$

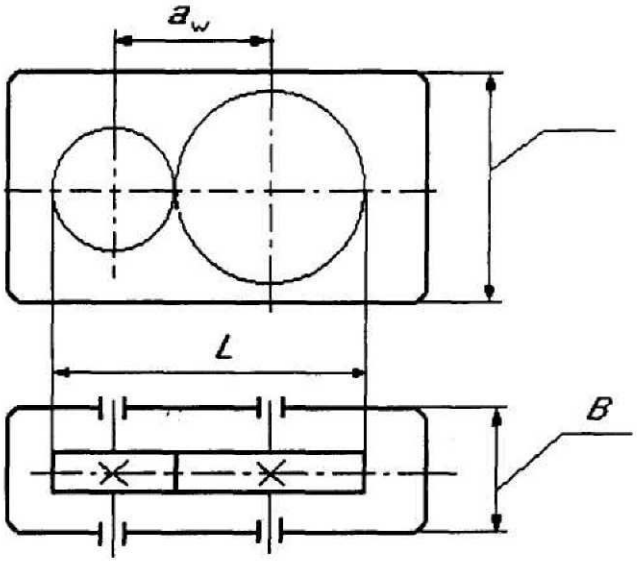
где φ–коэффициент заполнения, φ=0,5...0,33Re;

a_w=80...500mm;

ρ - плотность, ρ=7300 кг/м3;

ν-условный объём редуктора:

$$\upsilon = L \cdot B \cdot H, мм^3$$



Червячный редуктор.

$$m = \varphi \rho d_1 \frac{\pi d_2^2}{4}$$

φ=10…3,8

d_2=100…700mm

1.4.7. Технический уровень редуктора.

γ ,кг/нм	Качественная оценка
>0,2	Низкий
0,1...0,2	Средний: производство не оправдно.
0,06...0,1	Высокий: редуктор соответствует мировым образцам.
<0,06	Высший: рекордный образец.

Корпуса выполняют из чугуна СЧ15, СЧ18, ВЧ42 или из стали. В индивидуальном производстве – сварные корпуса. Толщина стенок чугунных литых корпусов определяется по эмпирической формуле:

$$\delta = 2,6\sqrt[4]{0,1T_{max}} \geq 6мм$$

,

где $T_{тих}$ - момент на тихоходном валу, Нм.

Толщина стенок крышек: δ к=0.9δ

Диаметры болтов крепления крышки:

$$d = \sqrt[3]{T_{max}} \geq 10мм$$

Фундаментные болты:

$$\delta = \sqrt[3]{2T_{max}} \geq 12мм$$

Смазка зацепления при $v_{окр} \leq 12,5…15$ м/сек - картерная. В корпус заливают масло из расчёта 0,35…0,7л на кВт передаваемой мощности. Зубчатые колёса рекомендуется погружать на глубину порядка 3–4 модуля (тихоходные до 1/3 диаметра колеса). При $v_{окр}$ >15 м/сек–смазка поливанием–струйная (на зубья шестерни после выхода из зацепления).

Шаг болтов для обеспечения невытекания масла при креплении крышки к корпусу:

Число фундаментных болтов:

$$t \leq 10d$$

$a_T \leq 315–Zф=4$

$a_T > 315–Zф=6$

Технические требования к корпусу:

1. Корпус должен подвергаться отжигу после черновой обработки.
2. При массе >35кг необходимы базы для вывержки редуктора при монтаже.
3. Окраска необработанных поверхностей обязательна.
4. Постановка прокладок в разъём недопустима.
5. Неплоскостность поверхностей разъёма 0,05 L ≤ 0,05мм, где L–длина в м. Шероховатость поверхностей разъёма не грубее Rz20.

Несовпадение оси подшипниковых гнёзд с плоскостью разъёма 0,002d.