

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ.

Лекция №4

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

Назначение и классификация передач

Передачей называется устройство, служащее для передачи энергии на расстояние.

От способа осуществления передачи энергии различают :

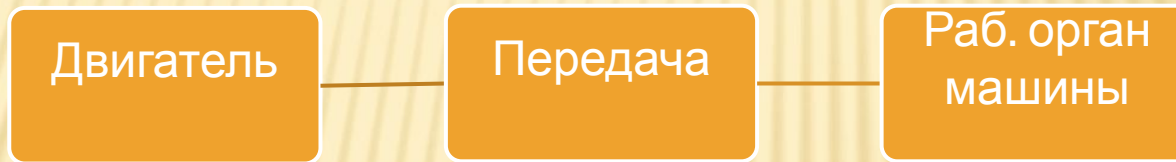
механические;

пневматические;

гидравлические;

электрические.

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче рабочим органам машины.



Причины применения передач

- а) скорости движения рабочих органов машины отличаются от скоростей двигателей;
- б) скорость рабочего органа необходимо регулировать, а осуществить это непосредственно двигателем не экономично или даже невозможно;
- в) для работы машины требуются крутящие моменты, превышающие крутящий момент на валу двигателя;
- г) одним двигателем приводится в движение несколько механизмов с различными скоростями;
- д) необходимость преобразования вращательного движения в поступательное;
- е) непосредственное соединение валов двигателя и исполнительного механизма нельзя осуществить по соображениям безопасности, удобства обслуживания или из-за габаритов машины.

ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ И ЕГО РОЛЬ В МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ

- Передатчи вращательного движения в основном служат для передачи энергии от двигателей к рабочим машинам, обычно с преобразованием скоростей, сил и вращающих моментов

Механические передачи

передачи трения

такто

передачи зацепления

ью

ременная

фрикционная

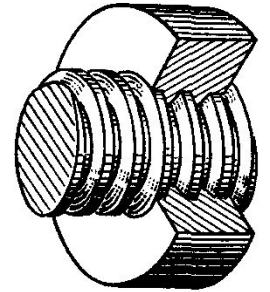
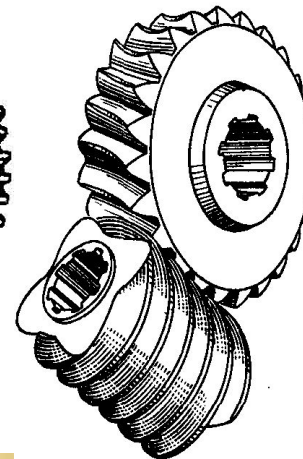
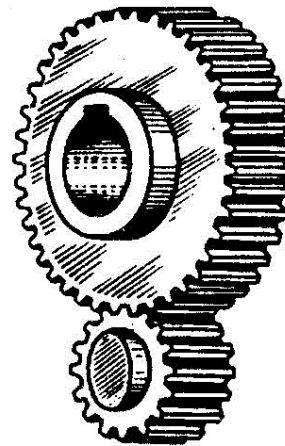
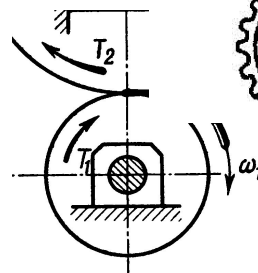
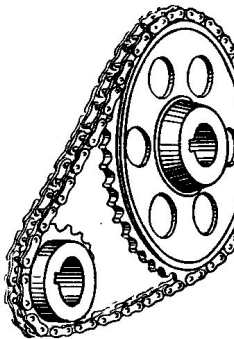
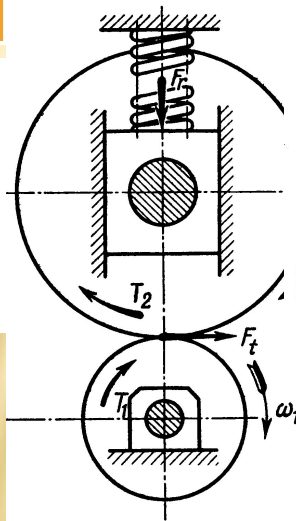
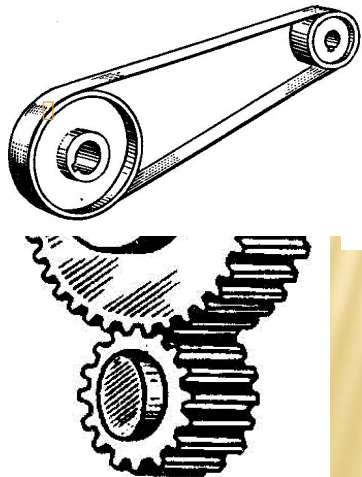
цепная

зубчатые,

червячные

винтовые

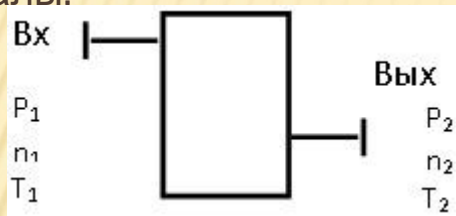
ная



КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ В ПЕРЕДАЧАХ.

□

- В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной или ведущий и ведомый. Между ними в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.



Основные характеристики передач:

мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, кВт.

быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, мин^{-1} .

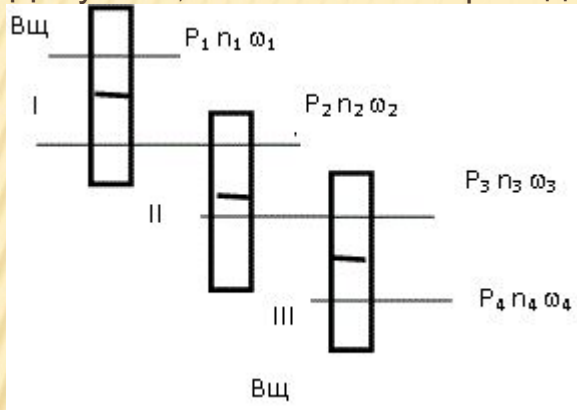
□ **Производные:**

- η - **коэффициент полезного действия** (к.п.д.) $\eta = P_2 / P_1$ или $\eta = 1 - (P_r / P_1)$,
- где P_r - мощность, потерянная в передаче;
- **i - передаточное отношение**, определяемое в направлении потока мощности (отношение угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого вала $i = n_1 / n_2$).
- При $i > 1$, $n_1 > n_2$ - передача понижающая или **редуктор**.
- При $i < 1$, $n_1 < n_2$ - передача повышающая или **мультипликатор**.
- Передачи выполняют с постоянным или переменным (регулируемым) передаточным отношением.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ

- КПД механического привода, состоящего из нескольких соединенных передач вращательного движения, определяют следующим образом:

- Допустим, механический привод состоит из K передач



При числе передач K , число всех валов равно $K+1$.

КПД отдельных передач равны

$$\eta_1 = P_2 / P_1 \quad \eta_2 = P_3 / P_2 \quad \eta_K = P_{K+1} / P_K$$

Перемножим к.п.д. всех передач и получим

$$\eta_1 \eta_2 \dots \eta_K = P_2 \circ P_3 \dots P_{K+1} / P_1 \circ P_2 \dots P_K = P_{K+1} / P_1 = \eta,$$

следовательно, $\eta = \eta_1 \circ \eta_2 \dots \eta_K$,

- КПД механического привода, состоящего из нескольких передач, равняется произведению коэффициентов полезного действия всех его передач.

- Поступая аналогичным образом, получим:

$$U_1 = \omega_1 / \omega_2 \quad U_2 = \omega_2 / \omega_3 \quad U_K = \omega_K / \omega_{K+1}$$

$$U_1 \circ U_2 \dots U_K = \omega_1 \omega_2 \dots \omega_K / \omega_2 \circ \omega_3 \dots \omega_{K+1} = \omega_1 / \omega_{K+1} = U,$$

$$\text{следовательно, } U = U_1 \circ U_2 \dots U_K,$$

- т.е. передаточное число привода, состоящего из нескольких передач равняется произведению передаточных чисел всех его передач.

$$i_{1-2} = \omega_1 / \omega_2, \quad i_{2-1} = \omega_2 / \omega_1.$$

Окружная скорость

Известно, что линейная скорость точек вращающегося тела, отстоящих от оси вращения на расстоянии $D/2$, равна

$$V = \omega \cdot D/2 = \pi n D / 60,$$

где n – частота вращения, мин^{-1} , ω – угловая скорость, рад/с , D – диаметр колеса, м/с .

Окружная сила

Сила P , действующая на тело и вызывающее его вращение или сопротивление вращению, направленная по траектории движения точки ее приложения, называется окружной.

Связь между окружной скоростью, окружной силой и мощностью

$$P = F_t v, \text{ кгм/с}, \quad N = P v / 75, \text{ Вт}, \quad N = P v / 102, \text{ кВт}.$$

Окружная сила связана с моментом T

$$F_t = 2T / D,$$

T – крутящий момент, Н.м

Передаваемый момент связан с мощностью и угловой скоростью

$$T = P / \omega$$

$$T_1 = P_1 / \omega_1 \text{ и } T_2 = P_2 / \omega_2,$$

с учетом $\eta = P_2 / P_1$; $T_2 / T_1 = \omega_1 \eta / \omega_2$ или $\omega_1 / \omega_2 = U = T_2 / T_1 \eta$.

Для зубчатых передач передаточным числом зубчатой передачи называется отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

Обозначается i .

Для передачи вращательного движения передаточное число

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = T_2 / T_1 \eta.$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

Общие сведения о зубчатых передачах.

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес.

Классификация

по характеру движения осей

обычные

(оси всех колес неподвижны)

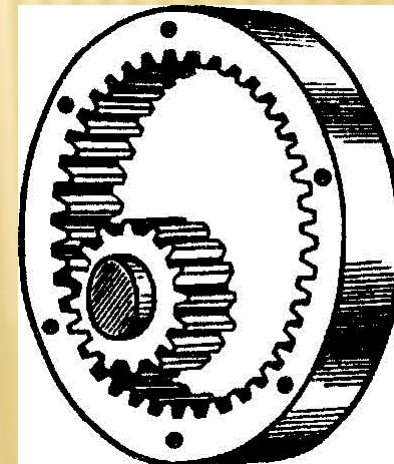
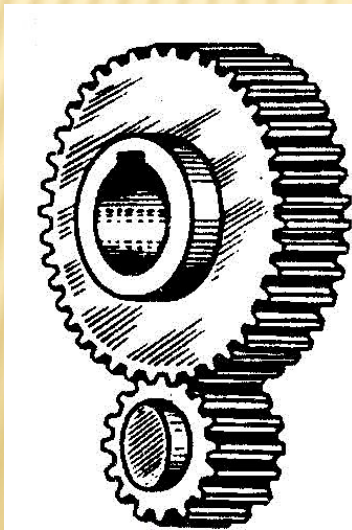
планетарные

(ось одного или нескольких колес подвижны)

по расположению зубчатых колес

с внешним зацеплением

С внутренним зацеплением



КЛАССИФИКАЦИЯ

по расположению валов

Цилиндрические
(валы параллельны)

Конические
(валы пересекаются)

цилиндрическо – винтовые,
гиппоидные
(валы перекрещиваются)

Реечные
(диаметр одного из
колес равен
бесконечности)

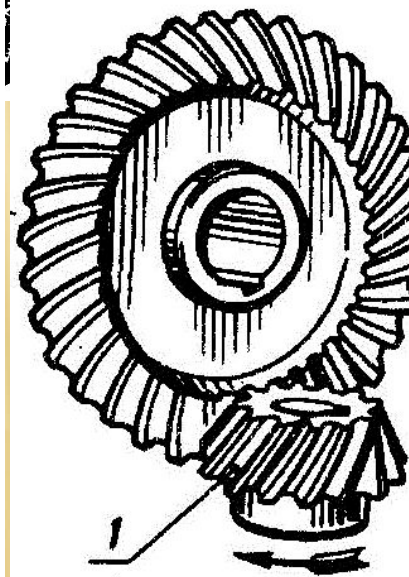
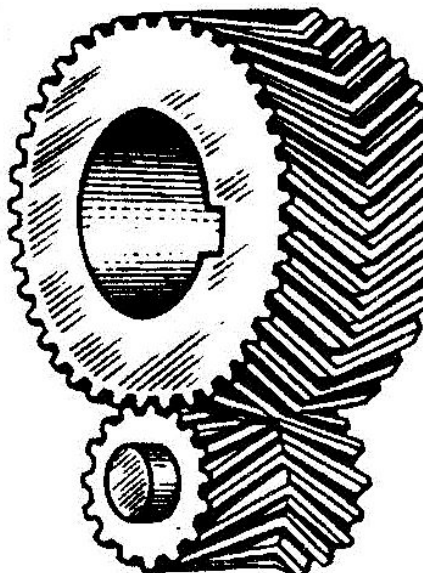
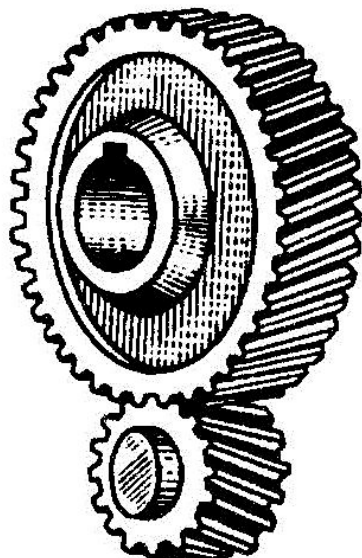
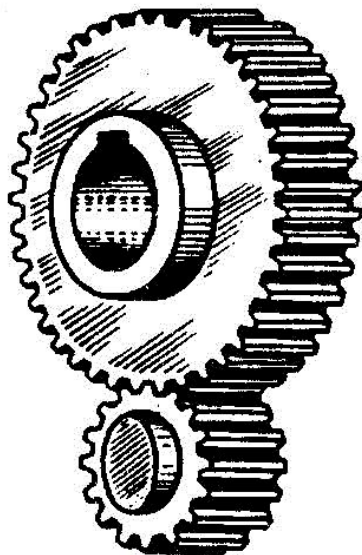
по расположению зубьев на колесах

прямозубые

косозубые

шевронные

круговые

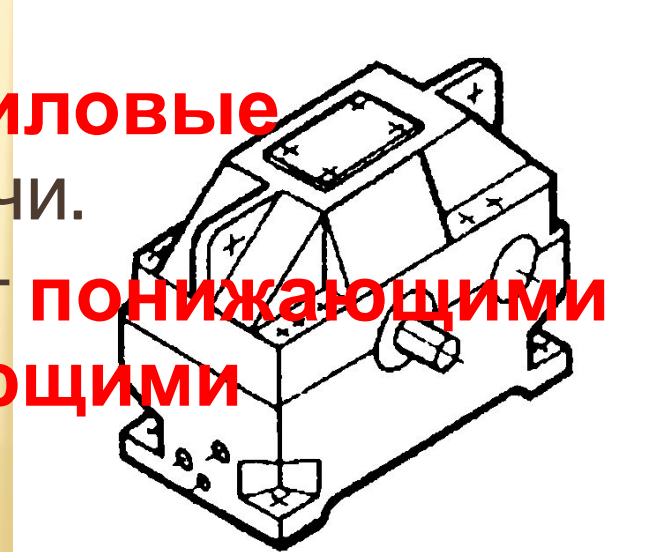
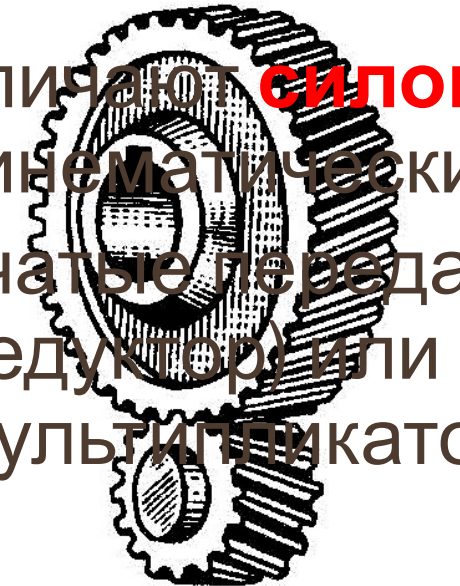


КЛАССИФИКАЦИЯ



Различают **силовые** и **несиловые** (кинематические) передачи.

Зубчатые передачи бывают **понижающими** (редуктор) или **повышающими** (мультипликатор).



ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

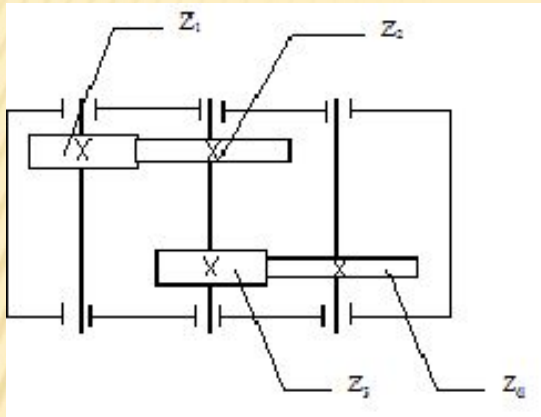
Достоинства:

- а) высокая нагрузочная способность ;
- б) малые габариты;
- в) долговечность и надежность работы (большинство зубчатых передач имеет практически неограниченный срок службы);
- г) высокий к.п.д. (до 0,97 - 0,98 в одноступенчатом редукторе);
- д) постоянство передаточного числа (вследствие отсутствия проскальзывания);
- е) возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 150 м/с), мощностей (до десятков тысяч кВт) и передаточных чисел (до нескольких сот).

Недостатки :

- а) сложность изготовления по сравнению с другими видами передач (т.е. повышенные требования к точности изготовления);
- б) наличие шума во время работы, особенно;
- в) высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки ;
- г) зубчатые передачи не предохраняют детали машин от поломок при возникновении перегрузок .

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



Окружная скорость шестерни Z_1 :

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / 60 = \omega_1 d_1 / 2 \text{ м/с.}$$

Окружная скорость колеса Z_2

$$V_2 = \pi d_2 n_2 / 60 = \omega_2 d_2 / 2 \text{ м/с.}$$

Так как $v_1 = v_2$

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Крутящий момент на валу 1 $M_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \text{ Нм,}$

Крутящий момент на валу 2 $M_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, \text{ Нм.}$
 где P , Вт, ω - рад/с

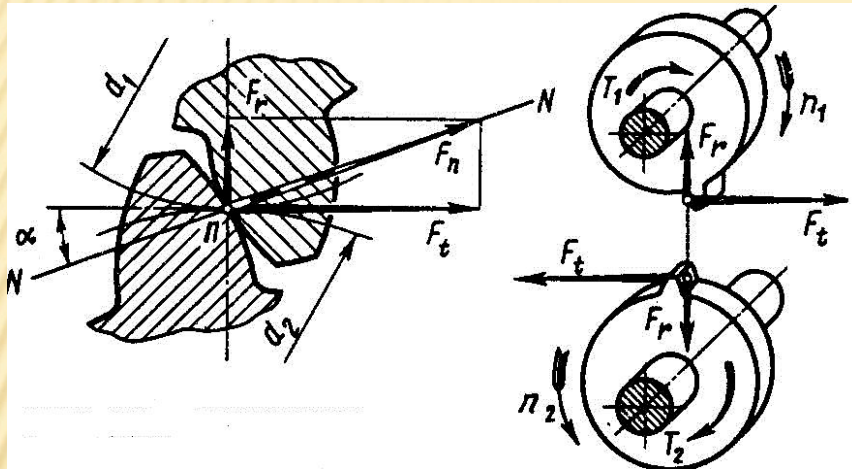
Разделив M_2 на M_1 , получим

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = U \text{ - передаточное отношение}$$

Объединяя выводы значений передаточного числа, находим

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_2}{M_1}$$

УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.



Так как силы трения между зубьями малы, то силу давления между ними F_n можно считать направленной по общей нормали к соприкасающимся поверхностям зубьев, т.е. по линии зацепления. Силы, действующие в зацеплении, принято прикладывать в полюсе зацепления. При этом нормальную силу F_n переносят в полюс и раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r силы.

Радиальную силу F_r , действующую на зубчатое колесо, определяют по формуле

где $\alpha=20^\circ$ угол зацепления.

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Окружная сила равна

$$F_t = \frac{2T}{d}$$

где T - крутящий момент приложенный к колесу, Нм; d - диаметр колеса, м;

Сила давления между зубьями прямозубой цилиндрической передачи

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Используемые обозначения: меньшее колесо - **шестерня**, большее - **колесо**. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса - 2. z_1 и z_2 - число зубьев шестерни и колеса.

Индексы :

w - начальная поверхность или окружность ;

b - основная поверхность или окружность ;

a - поверхность или окружность вершин и головок зубьев ;

f - поверхность или окружность впадин и ножек зубьев .

Основным параметром зубчатого зацепления является модуль **m** . Значения модулей стандартизированы в диапазоне 0.05 до 100 мм. . Измеряется модуль в мм.. Величина модуля , выраженная через шаг , равна

$$m = \frac{P_t}{\pi}$$

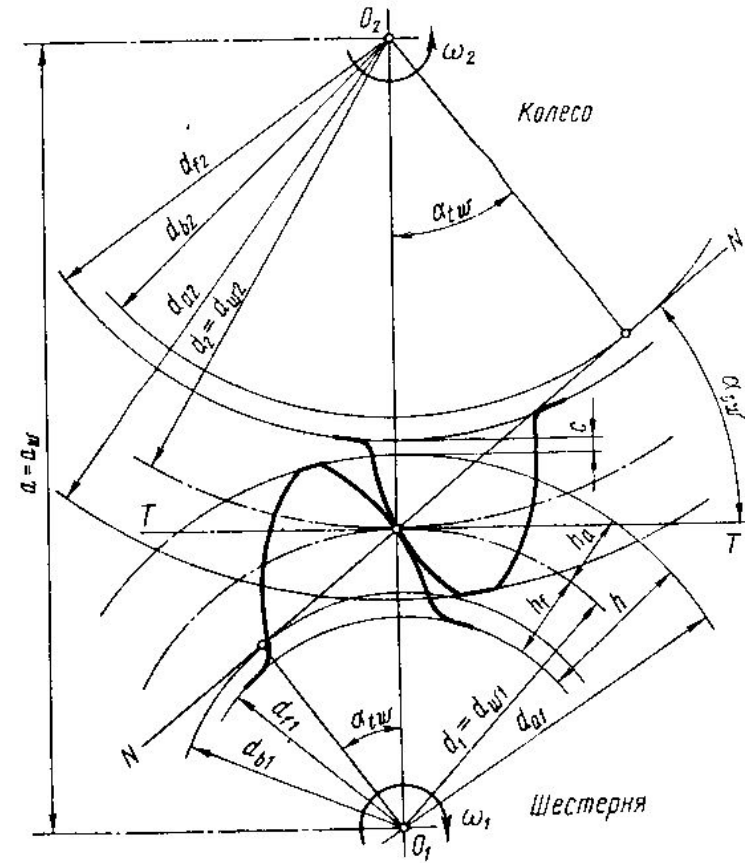
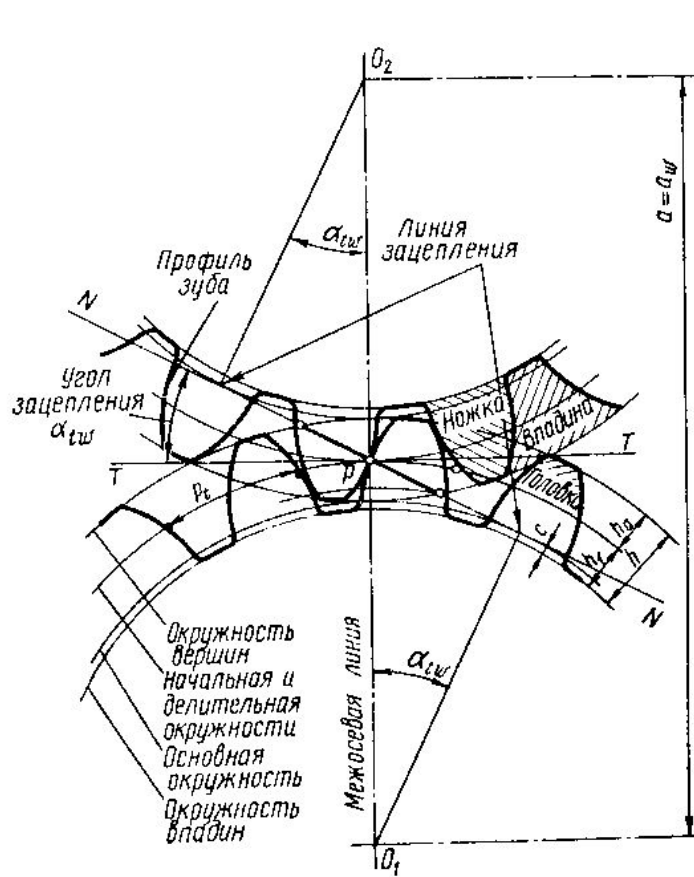
где P_t - окружной шаг по делительной окружности - расстояние между одноименными профилями соседних зубьев .

Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности , индекса не приписывают .. Диаметр делительной окружности (по которой обкатывается инструмент при нарезании) .

В передачах без смещения ($x_\Sigma = 0$) диаметры начальных окружностей (по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения без скольжения) совпадают с делительными окружностями $d = m \cdot z$

$$d_{w_1} = d_1 = m \cdot z_1$$

$$d_{w_2} = d_2 = m \cdot z_2$$



Межцентровое расстояние

$$a = 0.5 \cdot (d_{w_1} + d_{w_2}) \quad a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$$

Высота головки зуба h_a принимается равной модулю $h_a = m$, высота ножки зуба h_f принимается равной $h_f = 1,25m$. Высота зуба $h = h_a + h_f = 2,25m$

Диаметр окружности выступов $d_a = d + 2 \cdot m = m(z + 2)$

Диаметр окружности впадин $d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2.5 \cdot m = m \cdot (z - 2.5)$

МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.

Основными материалами являются стали , подвергнутые термообработке .

Различают :

зубчатые колеса с твердостью $HV < 350$ – нормализованные, улучшенные или закаленные;

зубчатые колеса твердостью $> HV 350$, - закаленные, азотированные , цементированные.

Первые характеризуются высокой степенью точности без применения отделочных операций (шлифовки , притирки), т.к. чистовое нарезание зубьев колес производят после термообработки . Такие колеса хорошо прирабатываются и не подвергаются хрупкому разрушению при динамических нагрузках, имеют широкое применение в мало- и средненагруженных передачах .

Изготавливаются из сталей обыкновенного качества Ст .5 , Ст .6, качественных углеродистых 35 , 40 , 45 и 50, легированных 35X , 40X , 40XH и из стального литья 35Л , 40Л , 45Л , 50Л при различных видах термообработки .

Вторые применяют исключительно в массовом и крупносерийном производстве. Они подвергаются отделочным операциям (шлифовка, притирка, обкатка) после термической обработки (нарезание зубьев до термообработки) и плохо прирабатываются и требуют высокой точности изготовления.

Используются стали : для объемной закалки (стали 45 , 40X , 40XH, 30XH3A, 40XH2MA и т. п).

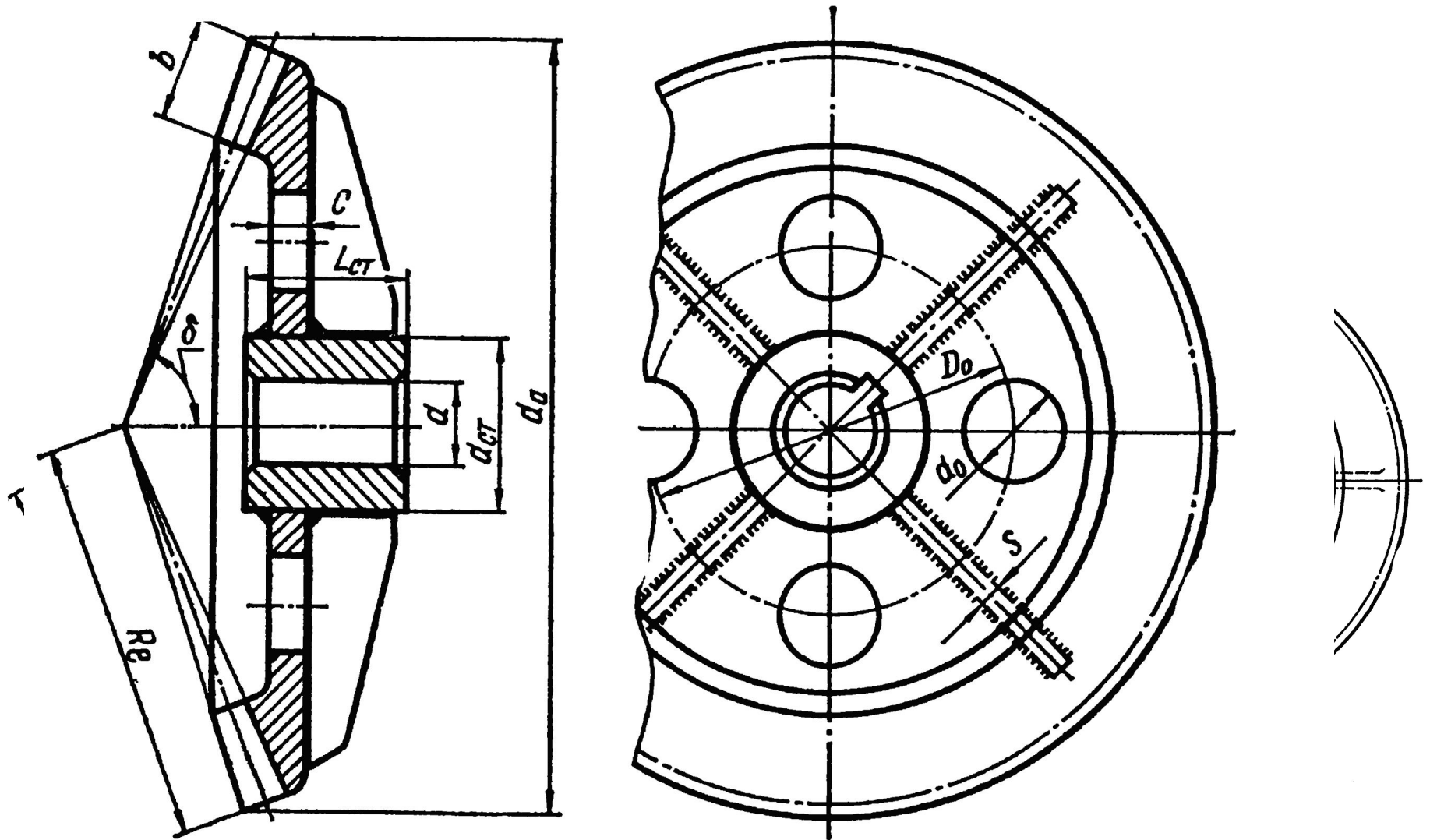
Твердость 45 – 55 HRC; для цементации (стали 15 , 20 , 20X , 12XH3A 15Xф, 18ХГТ, 18Х2Н4А..

Твердость 58 – 63 HRC; для азотирования (стали 38ХМЮА , 38ХВФЮА , 38ХЮА) .

Чугуны применяют для изготовления крупногабаритных зубчатых колес, тихоходных и в особенности открытых передач. Зубчатые колеса изготавливают из серого чугуна СЧ21, СЧ24, модифицированного чугуна СЧ25, СЧ30, СЧ35, а также из высокопрочного чугуна всех стандартных марок.

Пластмассы применяют в быстроходных малонагруженных передачах. Зубчатые колеса изготавливают из древеснослоистых пластиков (ДСП), текстолита и полиамидов (нейлона и капрона). **Достоинства пластмассовых** зубчатых колес по сравнению с металлическими - это способность амортизировать удары при передаче переменных нагрузок; гасить механические вибрации; безшумность работы; более низкий износ зубьев. Шестерни из текстолита и ДСП применяют обычно в паре с металлическими колесами при этом ширина колеса должна быть больше ширины пластмассовой шестерни.

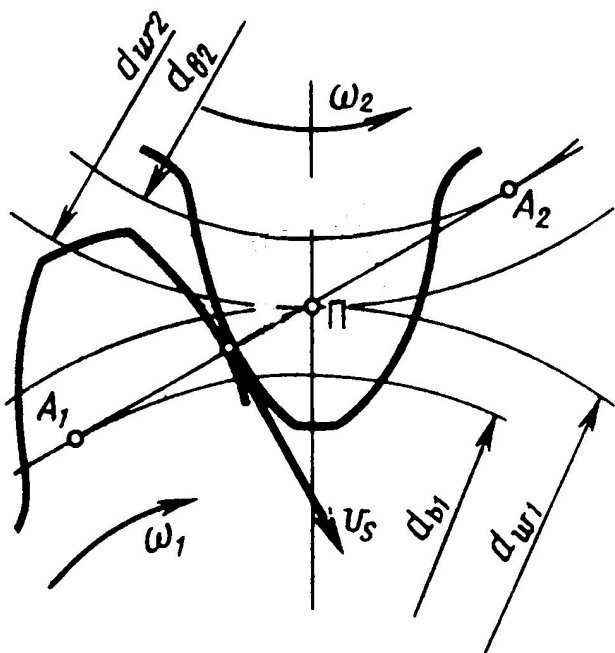
КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС



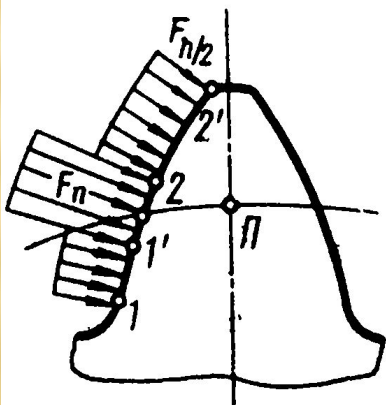
Зубчатое колесо коническое сварное:

ПРОЦЕСС ПЕРЕДАЧИ НАГРУЗКИ В ЭВОЛЬВЕНТНОМ ПРЯМОЗУБОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Коэффициент торцевого перекрытия ϵ_α .



Контакт очередного зуба ведущего колеса с зубом ведомого колеса начинается на ножке ведущего зуба и у вершины ведомого зуба. Прямые зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Для обеспечения непрерывности передачи вращения ведомому валу до выхода одной пары зубьев из зацепления очередная пара зубьев должна войти в контакт. Это условие обеспечивается, когда коэффициент перекрытия - $\epsilon_\alpha > 1$ - отношение дуги зацепления (дуги, на которую поворачиваются колеса за время контакта данной пары зубьев) к шагу по этой дуге. В прямозубом зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом. В начальный период зацепления контакте находятся две пары зубьев (**двухпарное зацепление**), затем одна пара зубьев (**однопарное зацепление**).



Картина распределения нагрузки по профилю зуба выглядит следующим образом:

в зоне однородного зацепления (**посредине зуба или в районе полюса зацепления**) зуб передает полную нагрузку, а в зонах двух парного зацепления (приблизительно) только половину нагрузки. Размер зоны зависит от коэффициента торцевого перекрытия - у мелкозубных колес он больше.

ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА КАЧЕСТВО ПЕРЕДАЧИ

Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей (корпусов, подшипников и валов). Ошибки изготовления зубчатых колес : - ошибки шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСом, который предусматривает 12 ступеней точности, каждая из которых характеризуется тремя показателями - **нормой кинематической точности, нормой плавности работы, нормой контакта зубьев.**

Нормы кинематической точности определяют суммарную ошибку угла поворота зубчатого колеса за один оборот в зацеплении с эталонным (точным) колесом. Мгновенные значения передаточного числа не постоянны.

Нормы плавности работы колеса определяют по многократно повторяющиеся за один оборот колеса колебаниям скорости. В быстроходных передачах ошибки шага и погрешности профиля вызывают дополнительные динамические нагрузки, вибрации и шум в зацеплении.

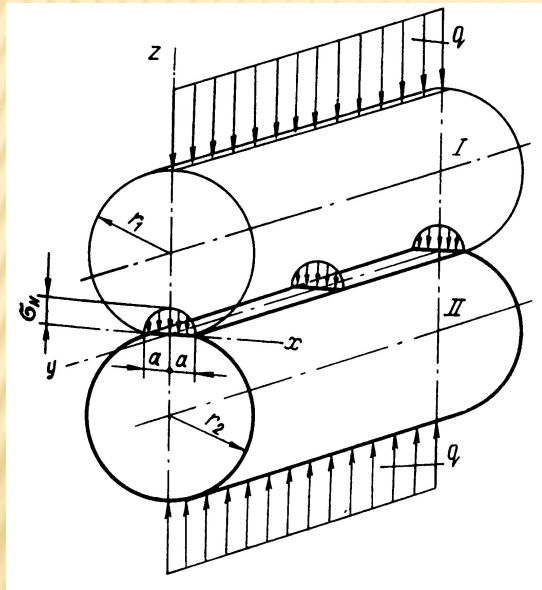
Нормы контакта зубьев определяют ошибки в направлении зубьев и сборке передачи, влияющие на размеры пятна контакта. Ошибки в направлении зубьев, а также перекося валов приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба.

Нормы бокового зазора предотвращают заклинивание (например, при разогреве) и обеспечивают свободное проворачивание колес. Зазор зависит от вида сопряжения колес. Установлено шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче (**A, B, C, D, E и H**) и восемь видов допусков на боковой зазор **x, y, z, a, b, c, d, h**. Обозначения даны в порядке уменьшения бокового зазора и допуска на него: H— нулевой зазор; E — малый; C, D — уменьшенные; B— нормальный; A—увеличенный зазор.

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи и окружной скорости. Наибольшее распространение имеют 6, 7, и 8 -я степени точности.(6 - высокоточные, прямозубые - $V < 15$ м /с ; 7 - точные, $V < 10$ м /с ; 8 - средней точности, $V < 6$ м /с ; 9 - пониженной точности, $V < 2$ м /с .)

КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ

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



Точки максимальных нормальных напряжений σ_n располагаются по продольной оси симметрии контактной площади:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{2E_1E_2}{\pi [E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)]}}$$

Для конструкционных металлов коэффициент Пуассона $\mu=0.25 \dots 0.35$. Принимают $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$

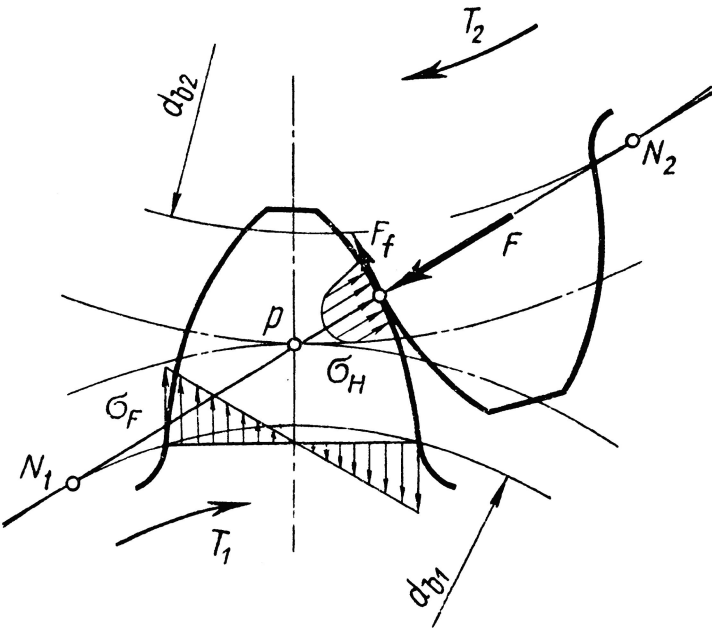
$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}$$

где $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)}$ - приведенный модуль упругости;

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} - \text{приведенный радиус кривизны.}$$

Контактные напряжения переменны: каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей.

УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЗУБА В ЗАЦЕПЛЕНИИ



При работе зубчатой передачи между зубьями сопряженных зубчатых колес возникает сила давления F_n , направленная по линии зацепления. От скольжения зубьев между ними образуется сила трения

$$F_{\text{тр}} = F_n \cdot f,$$

где f - коэффициент трения.

Сила $F_{\text{тр}}$ невелика по сравнению с силой F_n , поэтому при выводе расчетных формул ее не учитывают. Принимают, что сила F_n направлена по нормали к их профилям.

Под действием силы F_n и $F_{\text{тр}}$ зубья находятся в сложном напряженном состоянии.

На их работоспособность оказывают влияние напряжения изгиба σ_F в поперечных сечениях зубьев и контактные напряжения σ_H в поверхностных слоях зубьев.

Оба эти напряжения, переменные во времени, и являются причиной усталостного разрушения зубьев или их рабочих поверхностей. Время действия σ_F и σ_H за один оборот колеса равно продолжительности зацепления одного зуба.

Напряжения изгиба вызывают поломку зубьев, а контактные напряжения усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и др. виды повреждения поверхностей зубьев.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС.

Все виды повреждения поверхности зубьев связаны с контактными напряжениями и трением.



Усталостное выкрашивание от контактных напряжений основной вид разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи. Зубья разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые потом растут и превращаются в раковины. Выкрашивание начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует

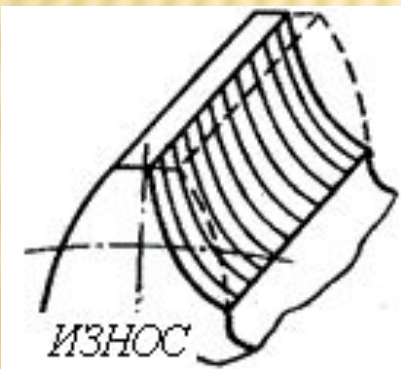
выкрашиванию частиц металла. При этом нарушаются условия образования масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиrom поверхности.

В открытых передачах выкрашивания не наблюдается, т. к. поверхностные слои истираются раньше, чем появляются трещины усталости.

Основные меры предупреждения выкрашивания :

повышение твердости материала путем термообработки ;

повышение степени точности изготовления зубчатых колес .



Абразивный износ является основным видом разрушения зубчатых передач при плохой смазке. Сюда относят открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. Прочность зуба понижается в следствии уменьшения его поперечного сечения. Это приводит к поломке зубьев.

Основные меры предупреждения износа :

повышение твердости и чистоты поверхности зубьев ;

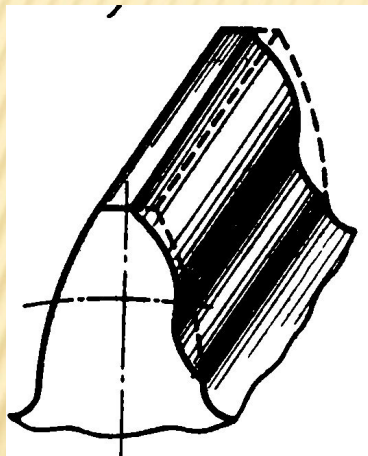
защита от абразивных частиц ;

применение масел с химически активными добавками.



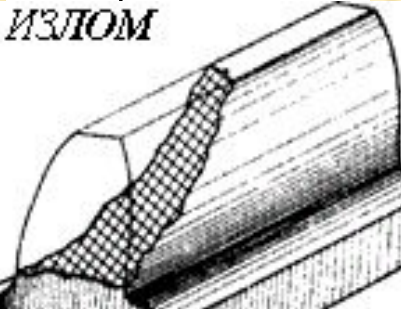
Заедание наблюдается преимущественно у высоконагруженных и высокоскоростных передач. В месте контакта зубьев передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от одной из поверхностей. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения.

Меры предупреждения заедания - те же, что и против износа: интенсивное охлаждение смазки; применение специальных противозадирных масел.



Пластические сдвиги (деформации) наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали. При нагрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения. У полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего - соответствующая канавка. Образование хребта нарушает правильность зацепления и приводит к разрушению зубьев.

Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости материала зубьев.



Излом зуба вызван напряжениями изгиба, также имеющими отнулевой пульсирующий характер. Излом – обусловлен **объёмной прочностью** зубьев. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока вероятность случайных перегрузок, этот расчёт выполняется как проектный.

Отслаивание твердого поверхностного слоя с азотированных, цементированных и закаленных поверхностей зубьев. Этот вид разрушения наблюдается при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда хрупкая корка зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины. Отслаиванию способствует действие больших нагрузок.