



Детали Машин и Основы Конструирования

Преподаватель:

Дорофеев Леонид Вячеславович
преподаватель

каф. «Мехатроника и международный
инжиниринг» /ауд. 108,110/



Базовая структура курса

Лекции: 40 часов.

Практические занятия

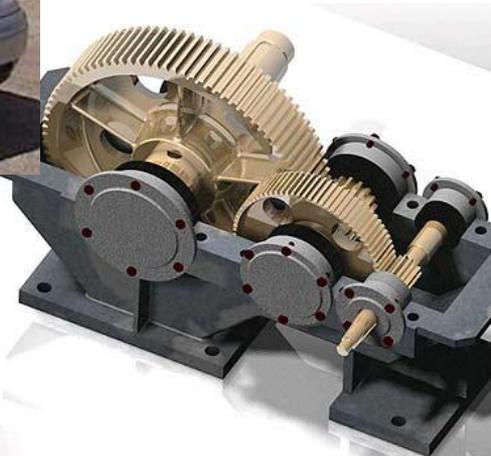
Лабораторные работы: 40 часов.

Самостоятельная работа: 80 часов.

Итоговый контроль

I семестр: РГР, отчет лабораторных работ, тесты, зачет.

II семестр: отчет лабораторных работ, тесты, защита курсового проекта, экзамен.





Условные обозначения в лекциях-презентациях



- **очень важно для понимания всей темы в целом!**



- **необходимо записать!**



- **рисунок (схему) занести в конспект!**



- **спросить, если непонятно!**



- **знать вывод формулы!**

$$[Bm] = \left[\frac{H \cdot m}{c} \right]$$

- **проверить размерность формулы!**



- **99% вероятность дополнительного вопроса на экзамене!**



- **просмотреть по теме другие литературные источники!**

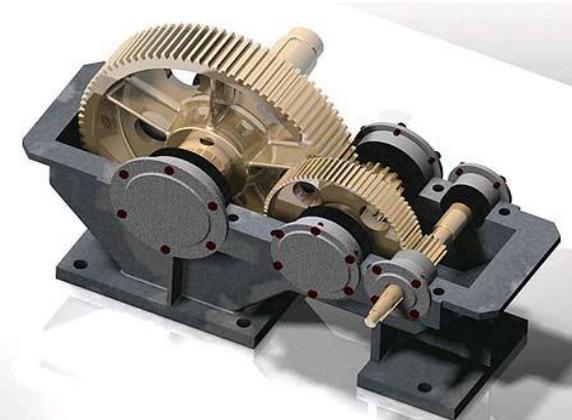
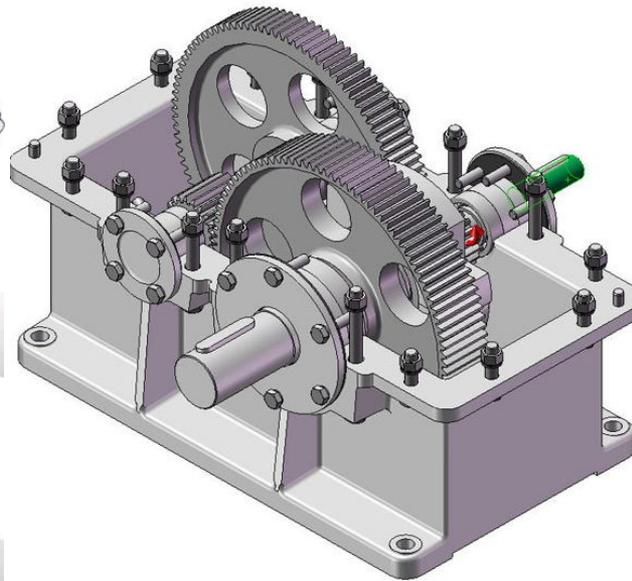
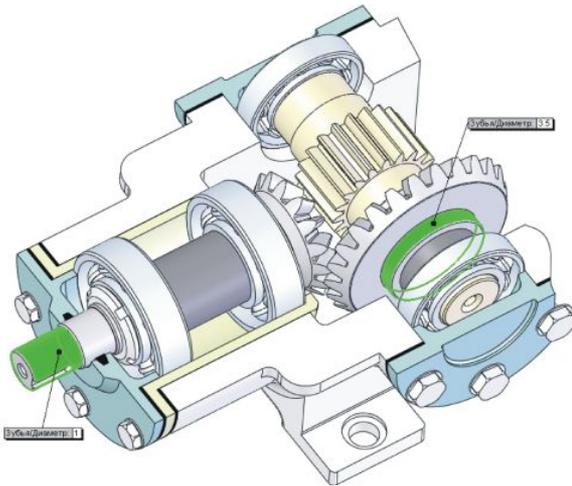


- **самостоятельно повторить решение задачи!**

http://labstend.ru/site/index/uch_tech/index_full.php?mode=full&id=190&id_cat=354



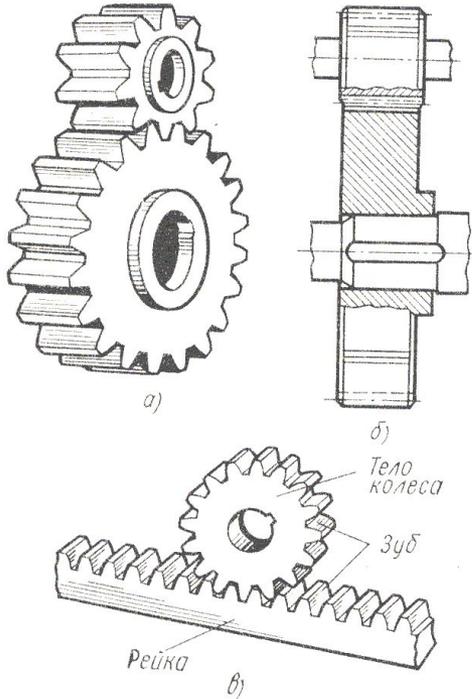
Зубчатые передачи – механизмы, в которых движение между звеньями (зубчатыми колесами) передается с помощью последовательно зацепляющихся зубьев.





Зубчатые передачи

Общие сведения



Используют для передачи и преобразования движения в широком диапазоне мощностей (до **10000 кВт**) и скоростей (до **200 м/с**).

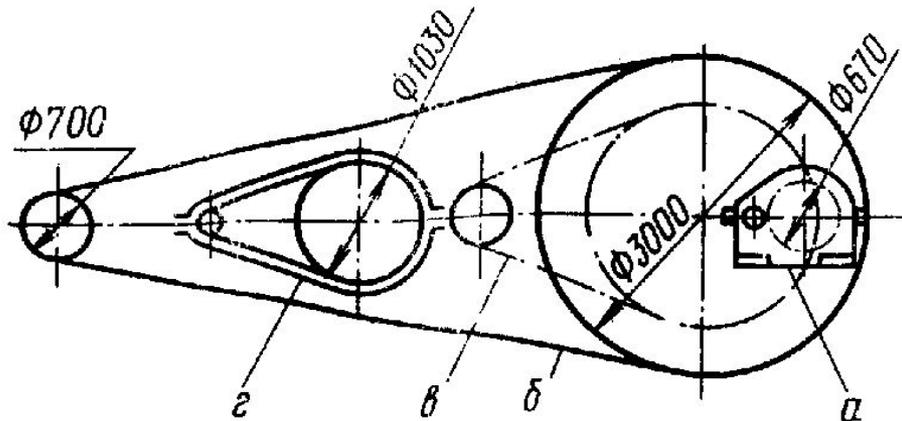
Достоинства зубчатых передач:

- высокая надежность;
- высокий КПД $\mu = 0.97...0.98$ (для одной пары колес ступени);
- отсутствие проскальзывания и, как следствие, постоянное передаточное отношение;
- возможность широкого варьирования передаваемых моментов и скоростей;
- простота технического обслуживания;
- компактность (малые габариты).

Недостатки зубчатых передач:

высокая трудоемкость изготовления колес;
шумность передачи при работе на высоких скоростях.

Меньшее из двух колес называют **шестерней**,
большее – **колесо**.





Классификация зубчатых передач

По направлению зубьев:

- *прямозубые передачи*
- *косозубые передачи*

По характеру движения:

- *обычные передачи*
- *планетарные механизмы*

По профилям зубьев:

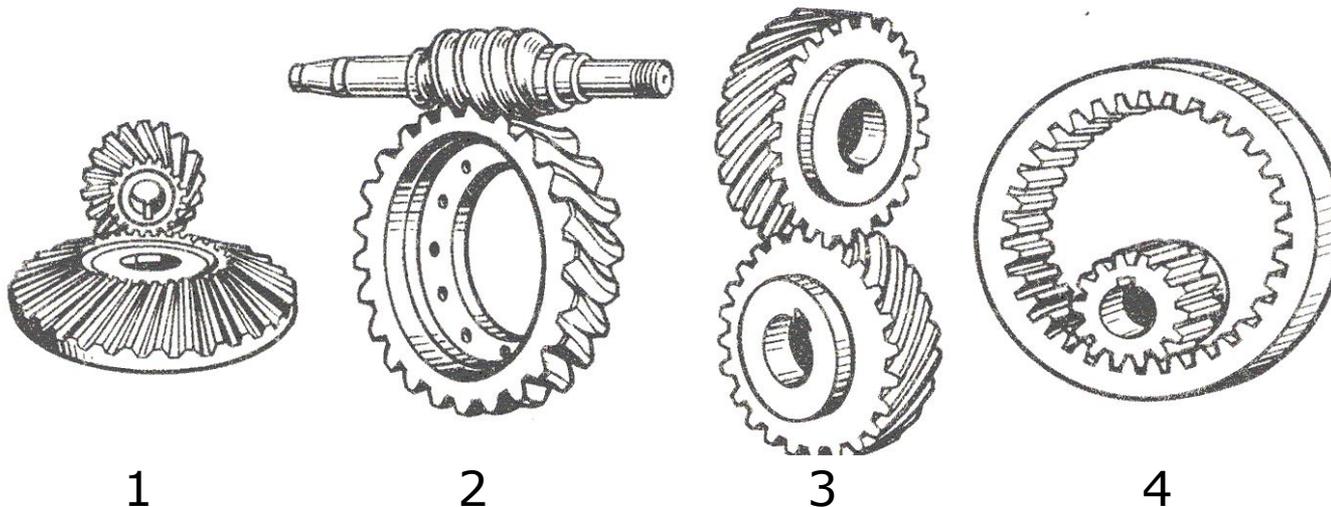
- *передачи с эвольвентным зацеплением*
- *передачи с циклоидальным зацеплением*
- *передачи с зацеплением Новикова*

По взаимному расположению осей:

- *цилиндрические* – оси параллельны;
- *конические* – оси пересекаются;
- *гиперболоидные* – оси скрещиваются;
 - червячные
 - гипоидные

По относительному расположению поверхностей вершин и впадин зубьев колес:

- *передачи внешнего зацепления*
- *передачи внутреннего зацепления*





Классификация зубчатых передач

По конструктивному исполнению:

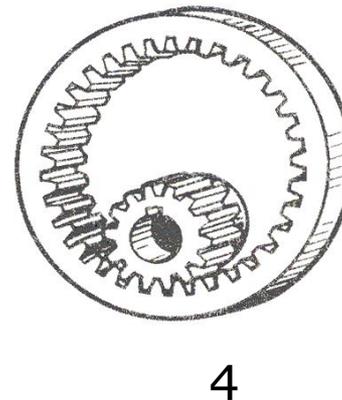
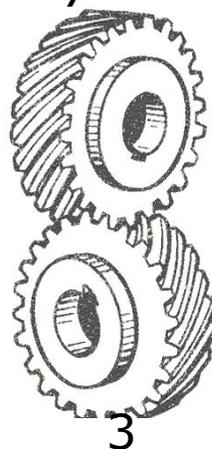
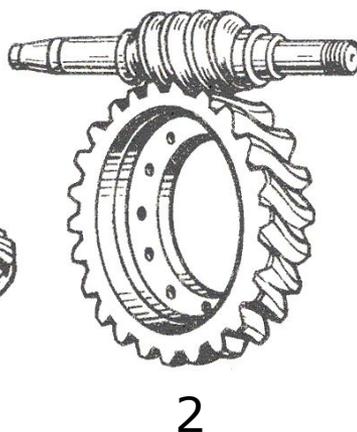
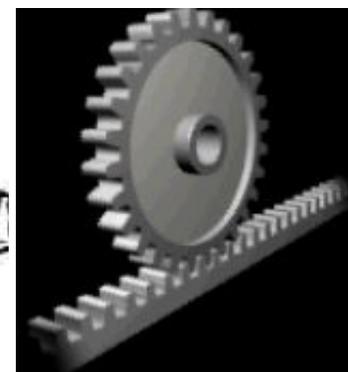
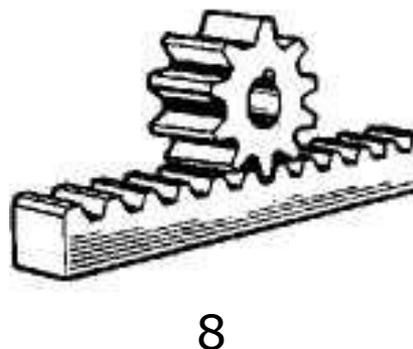
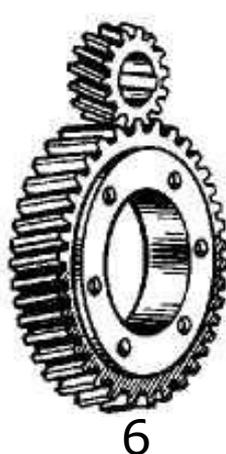
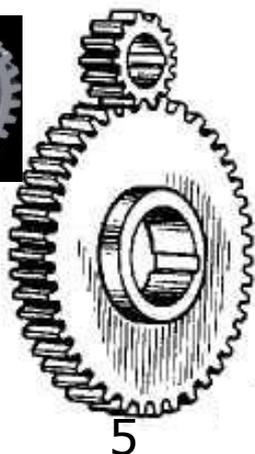
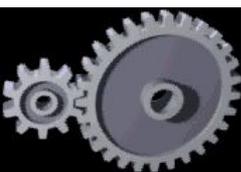
- открытые передачи
- закрытые передачи

По передаваемым нагрузкам:

- силовые передачи
- несиловые (кинематические) передачи

По передаточному отношению:

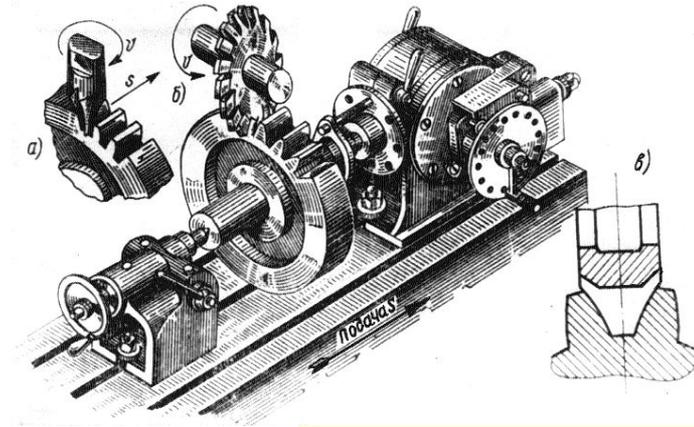
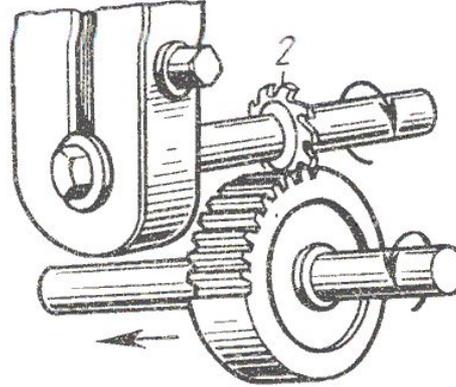
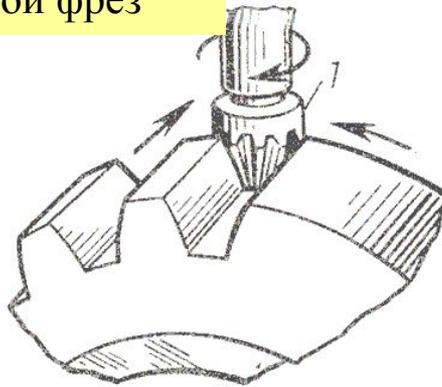
- редукторы
- мультипликаторы





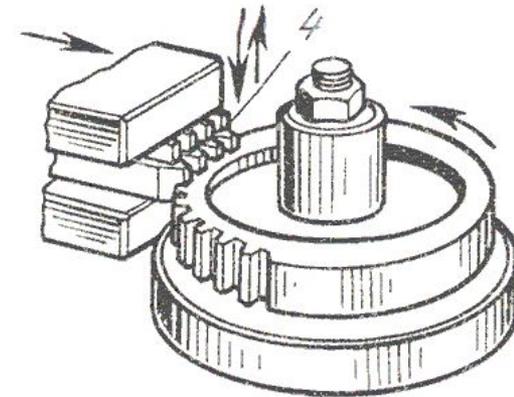
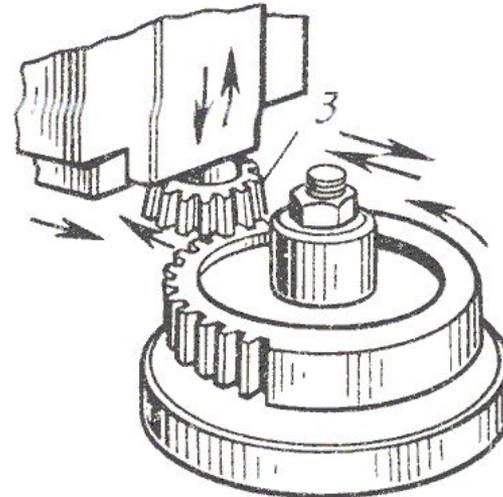
КОПИРОВАНИЕ

С помощью пальцевой
и дисковой фрез



ОБКАТКА

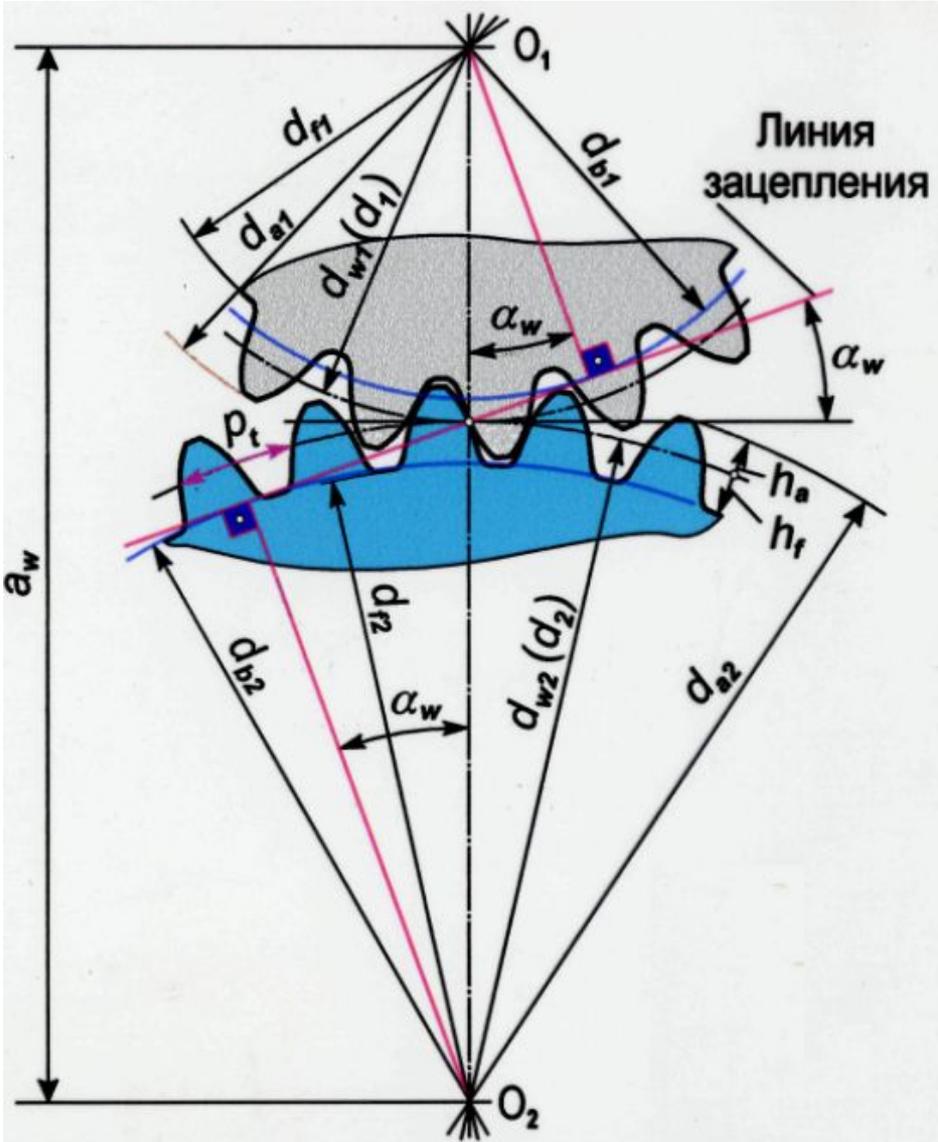
С помощью долбяка
и гребенки





Зубчатые передачи

Геометрические параметры

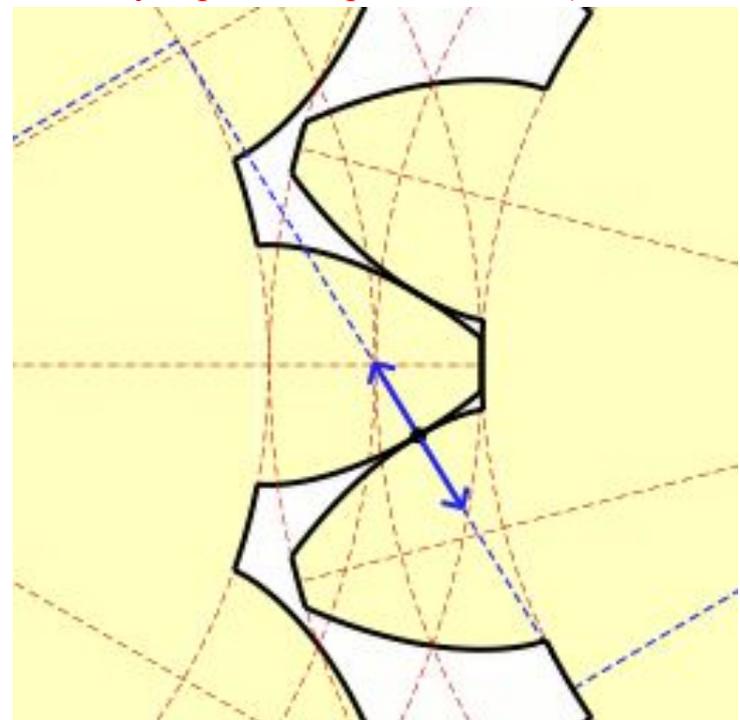


Модуль (m) – основной параметр зацепления.

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

Модуль – величина стандартная в диапазоне 0.05...100 мм (ГОСТ 9563-80).

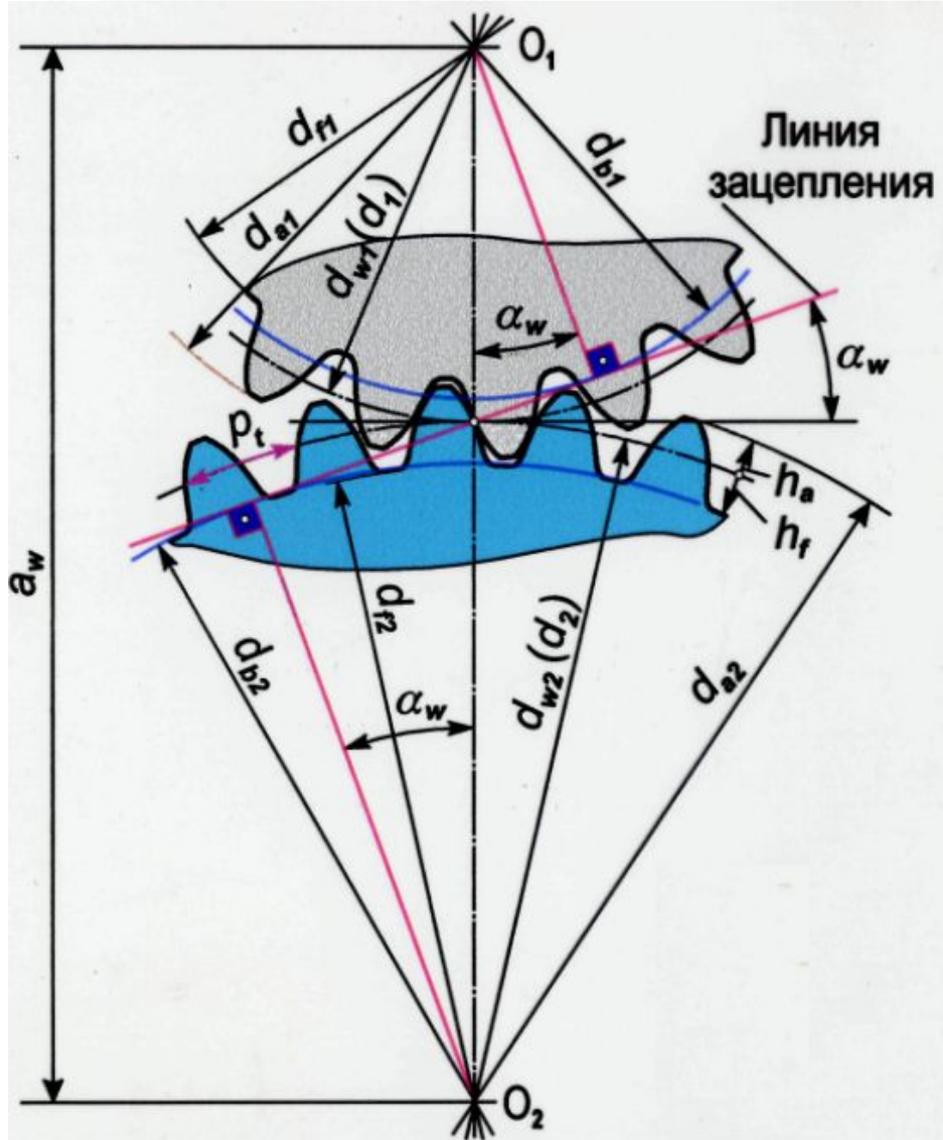
Шаг зацепления (p) – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по делительной окружности (окружности, на которой толщина зуба равна ширине впадины).





Зубчатые передачи

Геометрические параметры



z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса;

d_1, d_2 – делительные диаметры шестерни и колеса (обкатка инструмента);

d_{w1}, d_{w2} – начальные диаметры шестерни и колеса (обкатка колеса и шестерни);

d_{a1}, d_{a2} – диаметры вершин зубьев шестерни и колеса;

d_{f1}, d_{f2} – диаметры впадин зубьев шестерни и колеса;

d_{b1}, d_{b2} – диаметры основных окружностей шестерни и колеса (диаметр, разверткой которого являются эвольвенты зубьев);

h_a – высота головки зуба;

h_f – высота ножки зуба;

h – высота зуба;

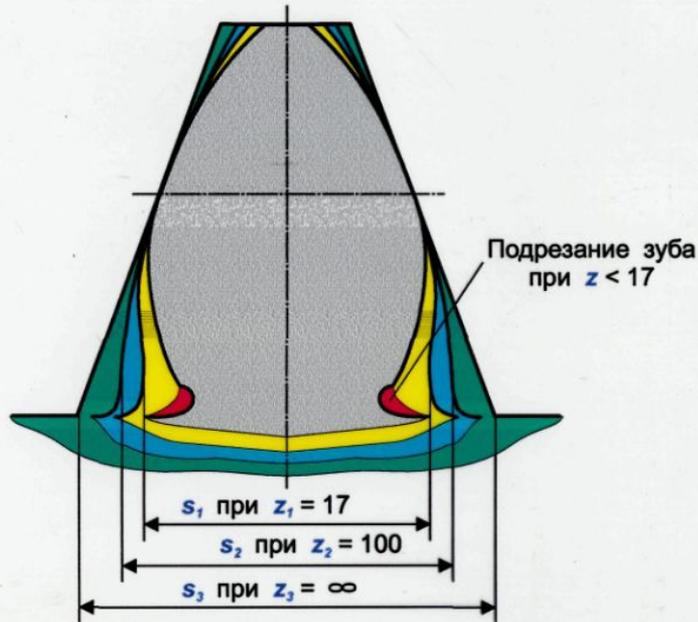
α_w – угол зацепления, основная стандартная величина которого по ГОСТ 13755 установлена равной 20° ;

a_w – межосевое расстояние.



Зубчатые передачи

Влияние числа зубьев на форму и прочность



Условие отсутствия подреза (или заклинивания) зубьев в передаче с внешним зацеплением и нулевыми колесами, изготовленными стандартным инструментом

($\alpha_0 = 20^\circ$, высота головки зуба равняется нормальному модулю m_n):

$$z \geq z_{min}, \text{ где } z_{min} = 17 \cdot \cos 3\beta.$$

Предельное значение z_{min} можно понизить уменьшением высоты головки зуба, увеличением профильного угла α_0 (до следующего стандартного значения, 30°) или введением положительного смещения x .

При внутреннем зацеплении в передаче с прямозубыми колесами условие заклинивания:

$$z_2 \geq z_{min} = (z_1^2 - 34) / (2 \cdot z_1 - 34),$$

где z_1 – число зубьев шестерни (внешнее расположение зубьев),
 z_2 – число зубьев колеса с внутренним расположением зубьев.

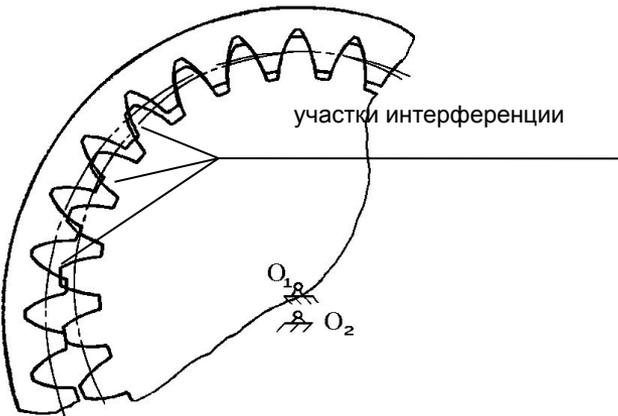
Так, при $z_1 = 20$ минимальное число зубьев колеса равно $z_2 \geq 61$.

При внутреннем зацеплении возможно явление интерференции, т.е. наложение зубьев вне зоны зацепления (при вхождении в зацепление зубья упираются вершинами).

Условие отсутствия интерференции:

$$\text{при } z_1 < 80 \quad (z_2 - z_1) > 8 \dots 9,$$

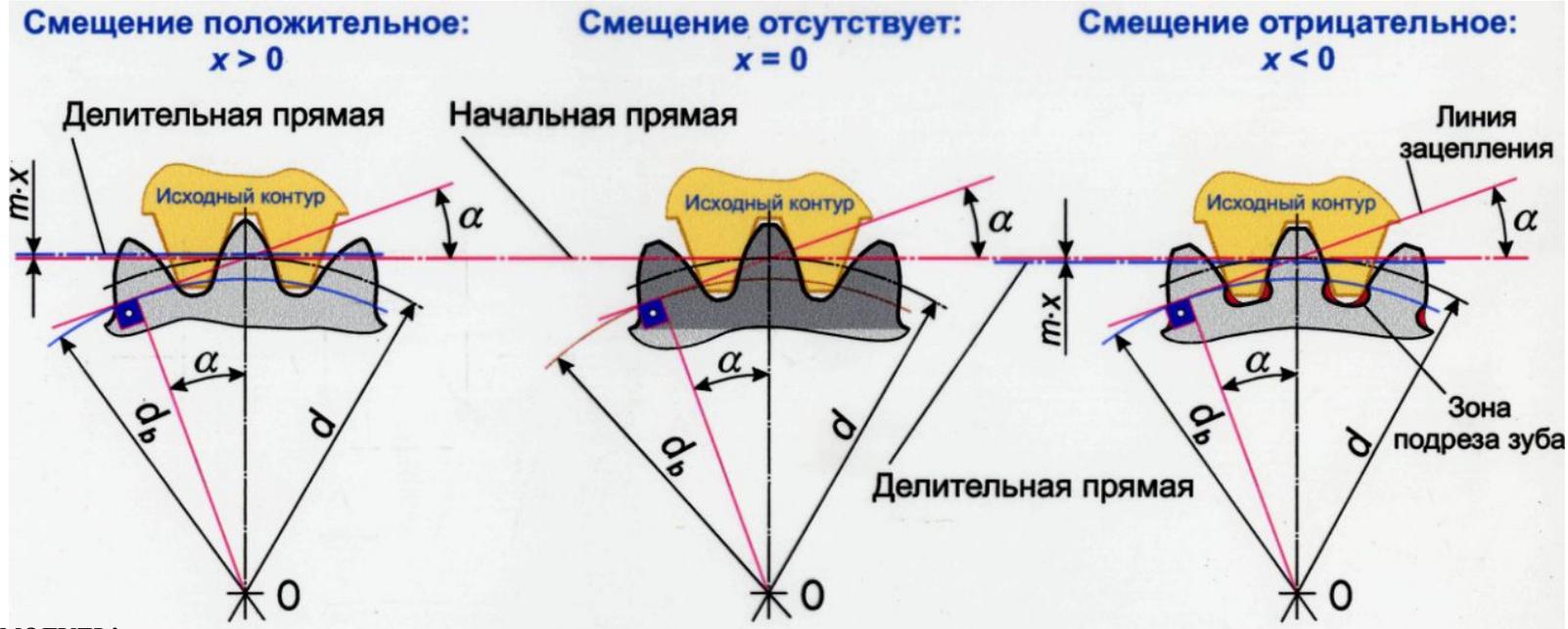
$$\text{при } z_1 \geq 80 \quad (z_2 - z_1) > 7.$$





Зубчатые передачи

Изготовление со смещением исходного контура



m – модуль;
 x – коэффициент смещения исходного контура;
 d – делительный диаметр зубчатого колеса;

d_b – основной диаметр зубчатого колеса;
 α – угол профиля исходного контура.

Применяют два вида смещений:

1. Шестерню изготавливают с положительным смещением ($x_1 > 0$), колесо с отрицательным ($x_2 < 0$), но с выполнением условия $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ (высотное коррегирование).

Делительные диаметры и межосевое расстояние остаются одинаковыми. Изменяется только соотношение высот головок и ножек зубьев.

2. Суммарное смещение x_Σ не равно нулю (угловое или смешанное коррегирование).

Обычно изготавливают шестерню и колесо с положительным смещением.

В этом случае делительная толщина зубьев шестерни и колеса становится больше, чем $p/2$. Межосевое расстояние увеличивается. Коэффициент перекрытия уменьшается.

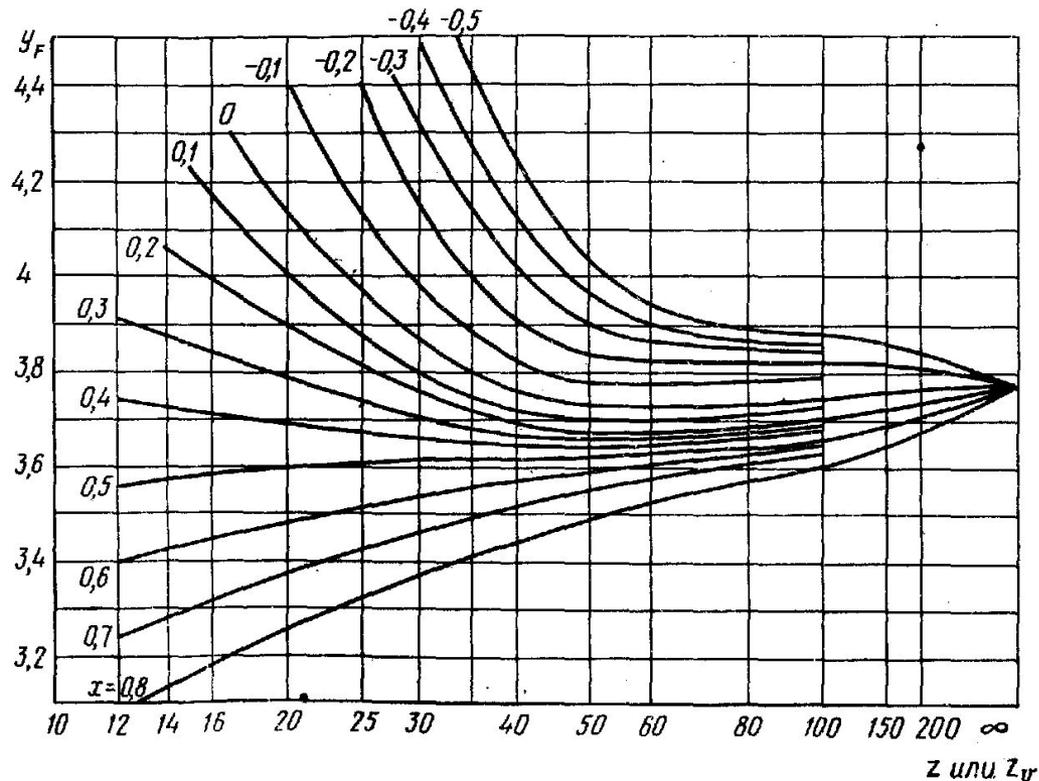


Зубчатые передачи

Влияние числа зубьев на форму и прочность

Нарезание зубчатых колес со смещением позволяет повысить качество зубчатого зацепления.

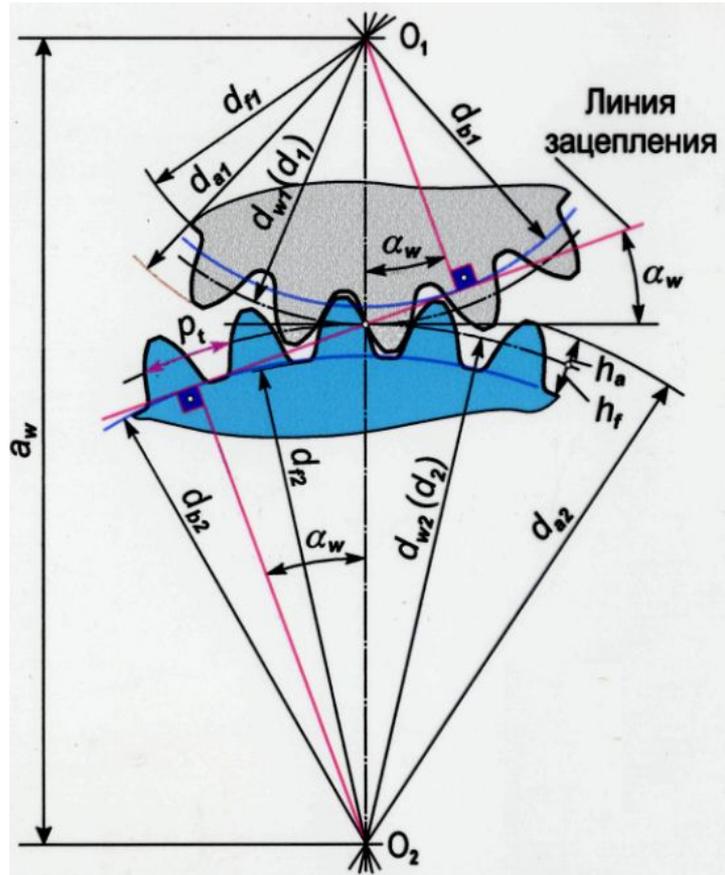
1. Положительное смещение повышает прочность зубьев на изгиб и устраняет подрезание при малом числе зубьев.
2. Увеличение α_w при $x_\Sigma > 0$ повышает контактную прочность. Можно увеличить α_w до 25° и поднять допускаемую нагрузку на 20%.
3. При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещением малоэффективно, т.к. форма зуба даже при значительных смещения почти не изменяется.





Зубчатые передачи

Геометрические параметры



Параметр зацепления	Геометрические зависимости	
	Без смещения	Со смещением
Межосевое расстояние	$a_w = a = \frac{m \cdot (z_2 \pm z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$	$a_w = m \cdot \left[\frac{z_2 \pm z_1}{2 \cdot \cos \beta} + y \right]$
Коэффициенты воспринимаемого y и уравнительного смещения Δy	$y = \frac{a_w - a}{m} = x_2 \pm x_1 - \Delta y$; $\Delta y = y - x_{\Sigma}$	
Высота зуба	$h = 2,25 \cdot m$	$h = 2,25 \cdot m - \Delta y$
Радиальный зазор	$c = 0,25 \cdot m$	$c = 0,25 \cdot m$
Диаметры:		
делительный d	$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta}$; $d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta}$	
начальные d_w	$d_w = d$	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{U \pm 1}$ $d_{w2} = d_{w1} \cdot U$
основной d_b	$d_b = d \cdot \cos \alpha$	$d_b = d \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$
вершин зубьев d_a	$d_a = d + 2m$	$d_a = d + 2(1 + x - \Delta y)m$
впадин зубчатых колёс d_f	$d_f = d - 2,5m$	$d_f = d - (2,5 - 2x)m$
Углы:		
профиля исходного контура	$\alpha = 20^\circ$	
профиля рейки в торцевом сечении	$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\tg \alpha}{\cos \beta} \right)$	
зацепления (исходные зависимости)	$\tg \alpha_{tw} = \tg \alpha_t = \frac{\tg \alpha}{\cos \beta}$	$\alpha_{tw} = \frac{\alpha}{\cos \alpha_t}$
зацепления прямозубых передач	$\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha$	$\alpha_{tw} = \frac{\alpha}{\cos \alpha}$
Высота зуба в общем случае равна $h = \frac{d_a - d_f}{2}$.		

β – угол наклона линии зуба.

У прямозубых колёс $\beta = 0^\circ$. Для косозубых колёс $\beta_{min} < \beta < 20^\circ$,
 $\beta_{min} = \arcsin(\pi \cdot mn / b)$; наиболее часто $\beta_{min} = 8^\circ \dots 10^\circ$.

$\psi_{ba} = b / a_w$ – коэффициент ширины колёс \rightarrow R10.

$\psi_{bd} = b / d$



Зубчатые передачи

Элементы теории зацепления

Линейные скорости точки C на каждом звене:

$$v_{C1} = \omega_1 O_1 C \quad v_{C2} = \omega_2 O_2 C$$

Нормальная и касательная составляющие скорости точки C на каждом звене:

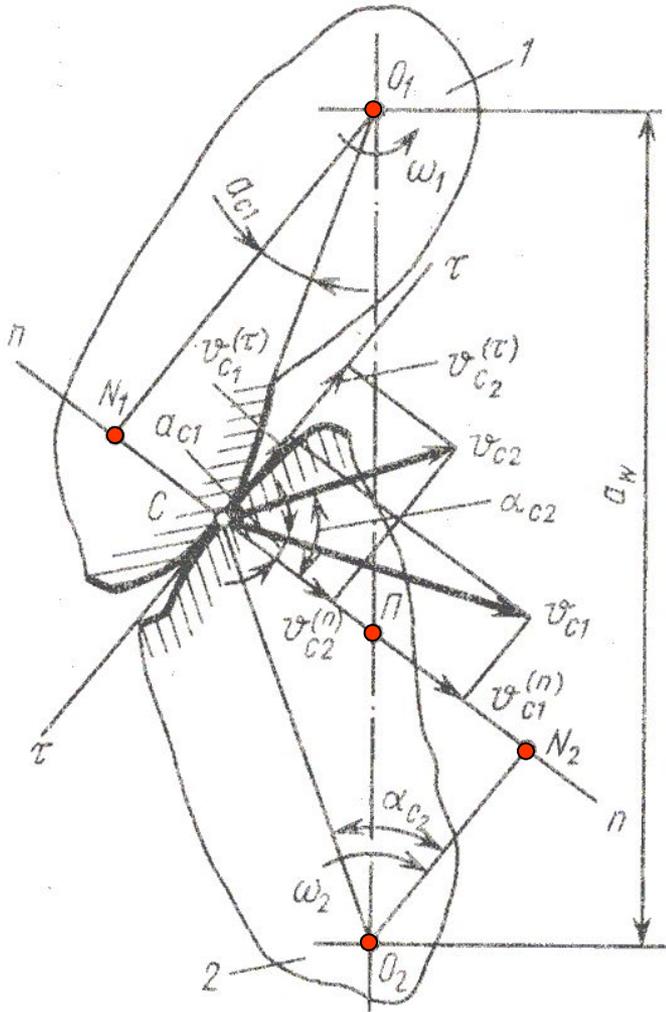
$$v_{C1}^n = v_{C1} \cos \alpha_{C1} = \omega_1 O_1 N_1$$

$$v_{C1}^\tau = v_{C1} \sin \alpha_{C1}$$

$$v_{C2}^n = v_{C2} \cos \alpha_{C2} = \omega_2 O_2 N_2$$

$$v_{C2}^\tau = v_{C2} \sin \alpha_{C2}$$

α_{Ci} – угол между абсолютной скоростью точки контакта звена i и нормалью к профилю.



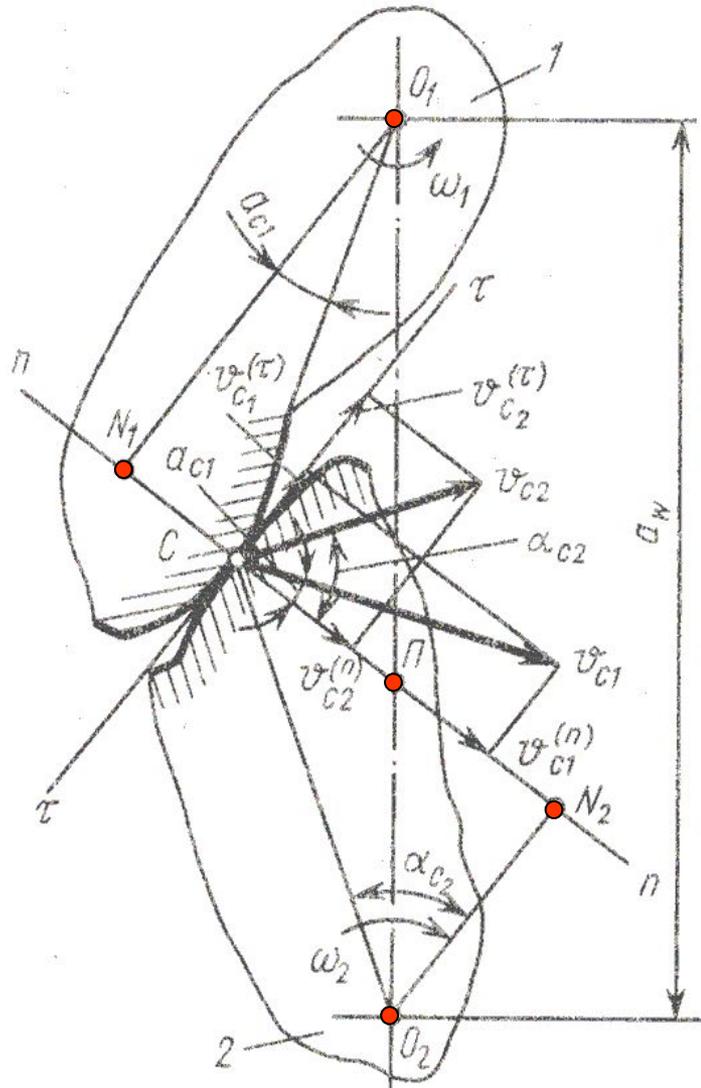
$$v_{C1}^n = v_{C2}^n$$



$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1}$$



Основной закон зацепления: нормаль к профилям в точке контакта делит расстояние между центрами (межцентровое расстояние) на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям звеньев.



$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = u_{12} = u$$

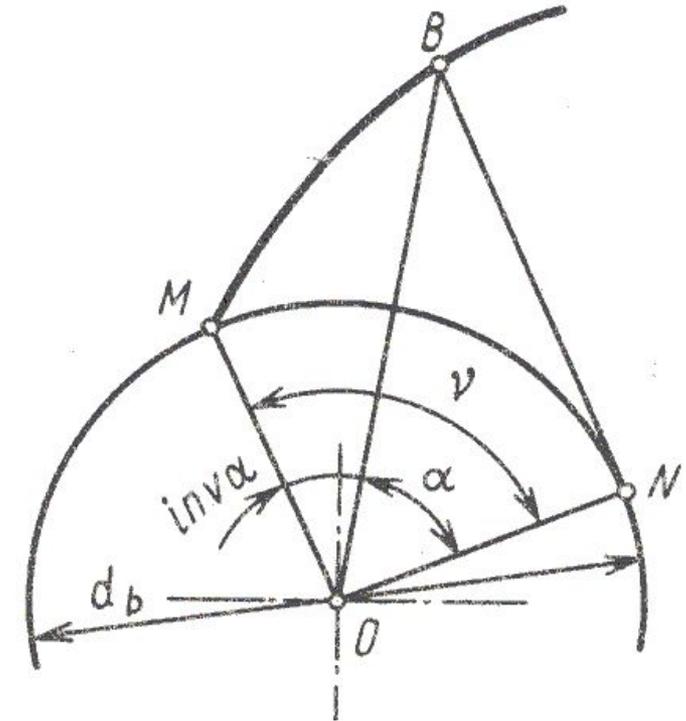
Для обеспечения постоянства передаточного отношения в процессе зацепления профили зубьев должны быть подобраны так, чтобы в любом их положении нормаль в точке их сопряжения пересекала бы линию центров в одной и той же точке Π (полюс).

Для реальных передач наиболее широко используются технологичные и рациональные в изготовлении и эксплуатации профили – эвольвентные (Л. Эйлер).

Основное кинематическое условие – постоянство передаточного отношения. Для обеспечения прочности, долговечности и высокого КПД колес их профили должны обеспечивать малые скорости скольжения и достаточные радиусы кривизны в точках контакта. Профили должны допускать легкое изготовление, в частности, нарезание простым инструментом независимо от числа колес. Наиболее полно этим условиям удовлетворяет **ЭВОЛЬВЕНТНОЕ** зацепление.

См. Иосилевич Г.Б. И др. Прикладная механика. Зубчатые передачи.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно **качению без скольжения начальных окружностей** с диаметрами, равными расстоянию от центра колес до полюса :



$$d_{\omega 1} = \frac{2a_{\omega}}{u+1} \quad d_{\omega 2} = \frac{2a_{\omega}u}{u+1}$$

$$d_{\omega} = \frac{d_b}{\alpha}$$

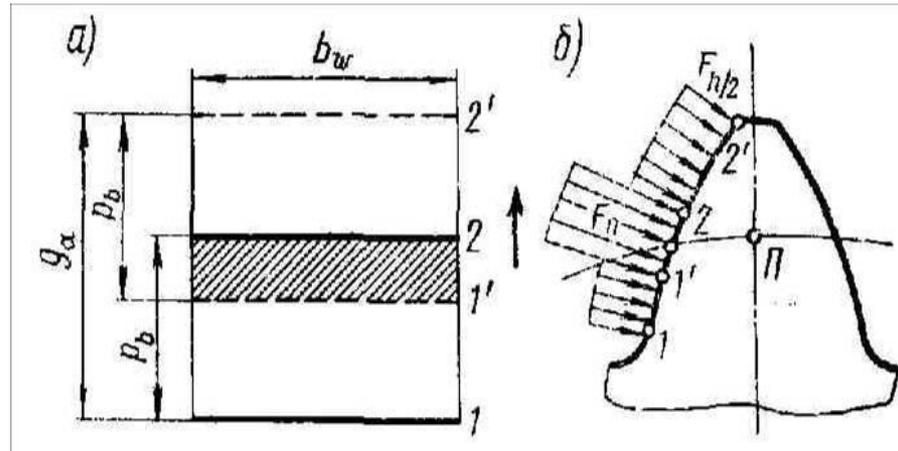
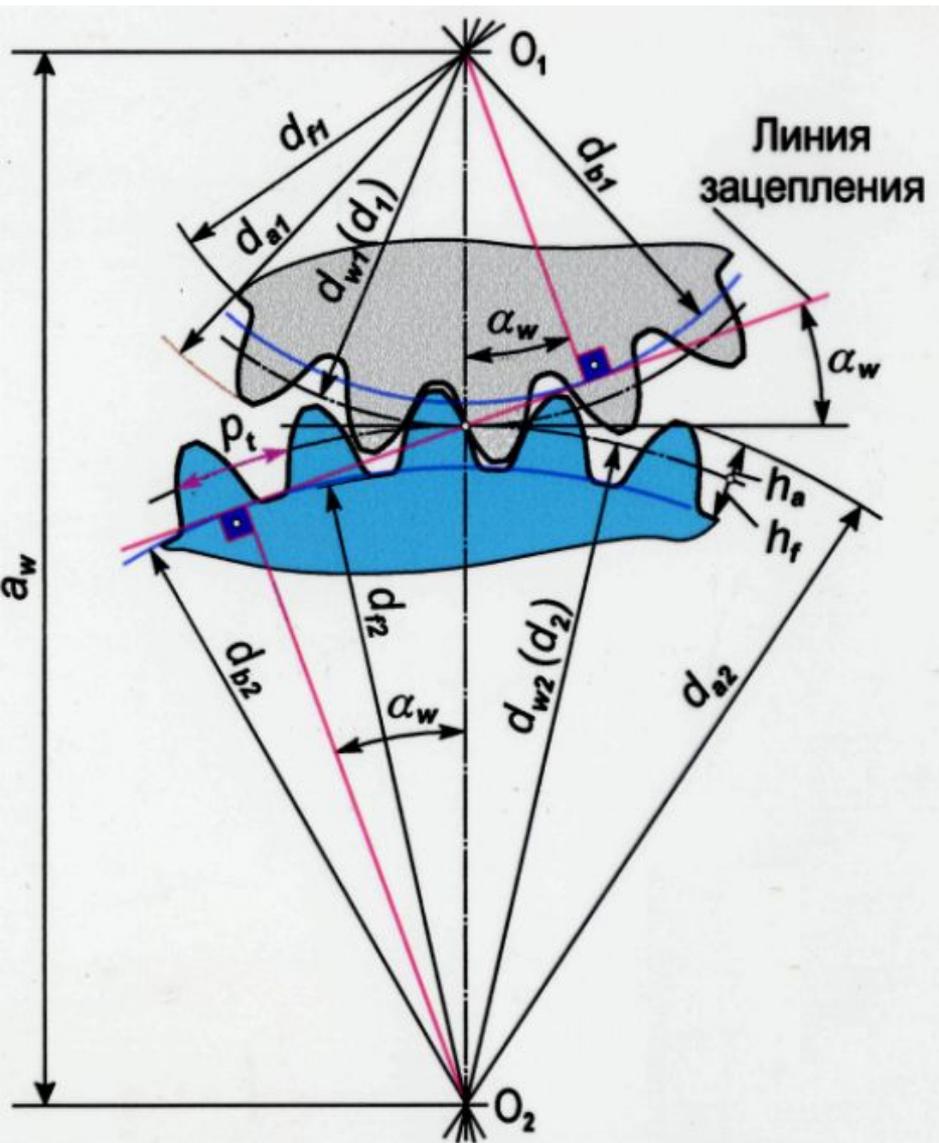
— диаметр основной окружности

— угол зацепления

$$d_{b1} + d_{b2} = 2a_{\omega} \cos \alpha_{\omega}$$



Коэффициент торцевого перекрытия и изменение нагрузки по профилю зуба



Размер зоны однопарного зацепления зависит от значения коэффициента торцевого перекрытия.

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b};$$



Зубчатые передачи

Скольжение и трение в зацеплении

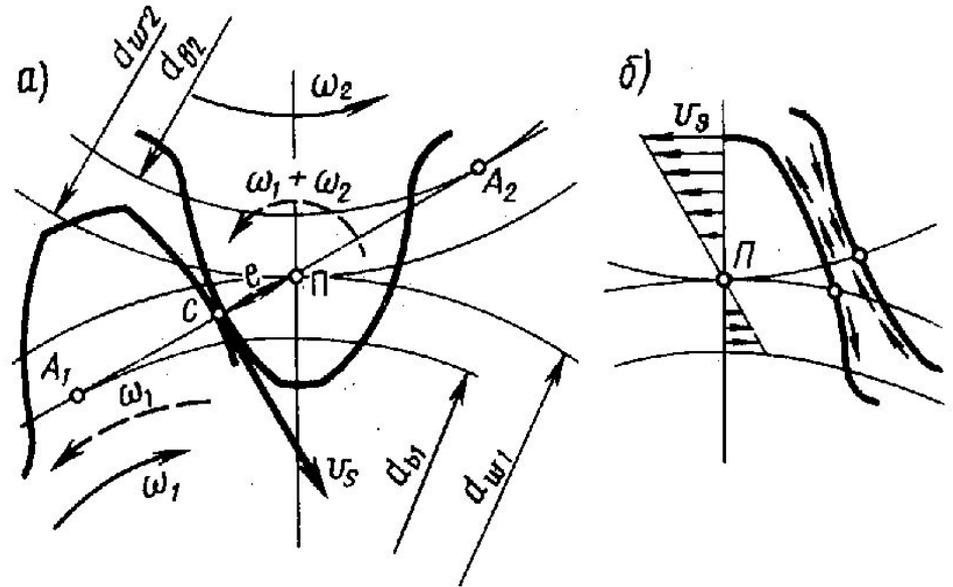
Сообщим всей системе угловую скорость ω_1 с обратным знаком. При этом шестерня останавливается, а колесо проворачивается вокруг полюса зацепления Π , как мгновенного центра, с угловой скоростью $(\omega_1 + \omega_2)$. Линейная скорость относительного движения (т. е. скорость скольжения) в точке C

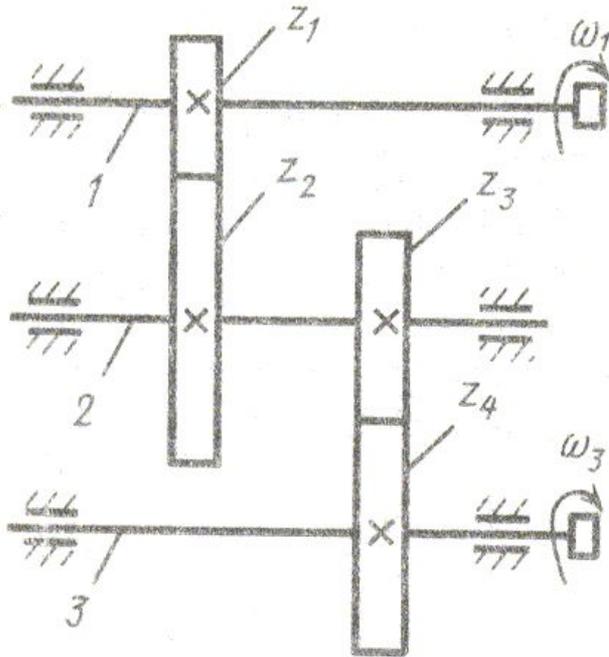
$$v_s = e (\omega_1 + \omega_2).$$

Скорость скольжения пропорциональна расстоянию e точки контакта от полюса. В полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняется знак.

Переходя от линии зацепления к поверхности зубьев (рис. б), отметим, что максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев, на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной энергетических потерь (т. е. потерь мощности) в зацеплении и износа зубьев. У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых – наоборот.

При постоянных диаметрах колес расстояние точек начала и конца зацепления от полюса, а следовательно, и скорость скольжения увеличиваются с увеличением высоты зуба и модуля зацепления. У мелкомодульных колес с большим числом зубьев скольжение меньше, а к.п.д. выше, чем у крупномодульных с малым числом зубьев.





Передаточное отношение одной пары колес

$$u = u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

Практически число зубьев назначают как из технологических, так и из кинематических соображений. Колесо должно иметь не менее 17 зубьев и не более 100...130.

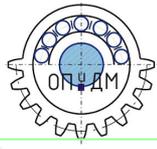
Угловые скорости валов передачи:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{12}} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{23}} = \omega_2 \frac{z_3}{z_4} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}$$

Угловая скорость ведомого вала равна угловой скорости ведущего вала, умноженной на дробь, в числителе которой – произведение числа зубьев ведущих колес, а в знаменателе – произведение чисел зубьев ведомых колес.

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3} = u_{12} u_{23}$$



Точность зубчатых передач

Показатели точности

1. Кинематическая точность

характеризуется полной погрешностью углов поворота сцепляющихся колес за один оборот. Связана с накопленной ошибкой шага и биением.

Определяют точность передачи вращения $\Delta\phi$, т.е. отклонение действительного угла поворота ведомого колеса, приводимого во вращение ведущим колесом, при отсутствии непараллельности и перекоса осей вращения этих колес. Отклонение выражается в линейных величинах длины дуги делительной окружности контролируемого колеса $\Delta s_2 = \Delta\phi_2 \cdot r_2$.

2. Плавность работы передач

характеризуется многократно повторяющимися за оборот колеса (в частности, повторяющимися за период работы каждого зуба) колебаниями скорости, вызывающими динамические нагрузки, колебания (в том числе резонансные) и шум. Определяется ошибками шага и профиля.

Определяют равномерность вращения и проявляются многократно за оборот колеса. Нормируется наибольшее отклонение величины угловой скорости контролируемого ведомого колеса $\Delta\omega$.

3. Пятно контакта зубьев характеризует концентрацию нагрузки на зубьях.

Определяют полноту прилегания поверхностей зубьев сопряженных колес по их длине и степень неравномерности распределения нагрузки по ширине венца.

4. Виды сопряжения зубьев колес в передаче (боковой зазор между неработающими поверхностями).

Боковой зазор необходим для создания нормальных условий смазки зубьев, компенсации погрешностей изготовления, монтажа и температурной деформации передачи.

Системой допусков на зубчатые передачи устанавливается гарантированный боковой зазор Δ_{min} .

Его величина определяется толщиной зубьев, межосевым расстоянием в передаче, толщиной слоя смазки, величиной деформации элементов зубчатой передачи от нагрева.

Требования предусматривают отсутствие заклинивания зубьев передачи при нагреве нормально работающих колес и вследствие погрешностей монтажа, сохранение на поверхности зубьев пленки смазки.

5. Шероховатость рабочих поверхностей зубьев влияет на износостойкость передач.



Точность зубчатых передач регламентируется ГОСТ 1643-81.

Установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания с 1 по 12.

В общем машиностроении

6-я степень точности считается повышенной,

7 – нормальной,

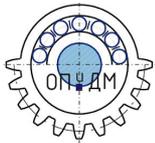
8 – пониженной,

9 – грубой.

Быстроходные передачи (в авиации, судостроении и т.п.) выполняют по 5-ой степени точности.

10.2. Допустимые скорости и области применения цилиндрических зубчатых передач в зависимости от степени точности

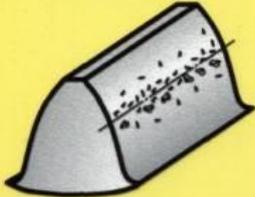
Степень точности по ГОСТ 1643—81	Окружная скорость колес, м/с, не более		Область применения
	прямо-зубых	непрямо-зубых	
6-я (передачи повышенной точности)	20	30	Скоростные передачи, делительные механизмы
7-я (передачи нормальной точности)	12	20	Передачи, работающие с повышенными скоростями и умеренными нагрузками или наоборот
8-я (передачи пониженной точности)	6	10	Передачи общего машиностроения
9-я (грубые передачи)	3	5	Тихоходные передачи машин низкой точности



Зубчатые передачи

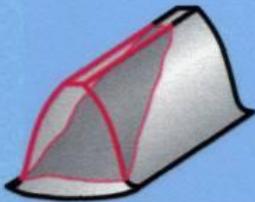
Критерии работоспособности

Выкрашивание поверхностных слоев зубьев



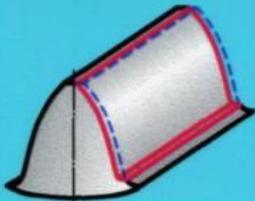
Закртыые хорошо смазываемые передачи. При циклическом нагружении на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинок, переходящих в раковины. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.

Поломка зубьев



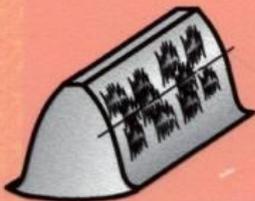
Высоконагруженные мелко модульные передачи. Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колес или по косому сечению - косозубых или шевронных колес.

Абразивный износ

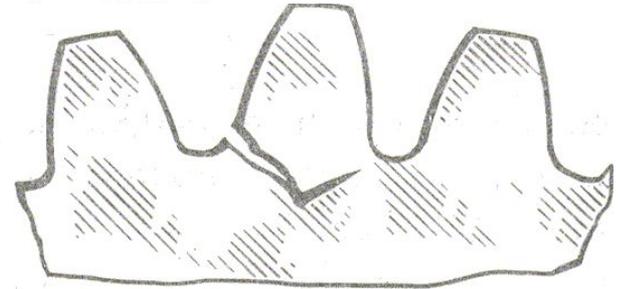
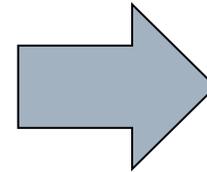
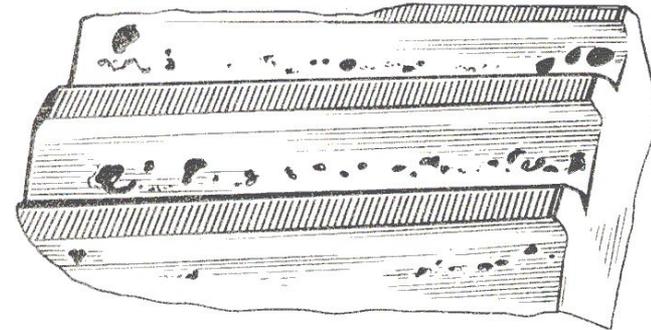
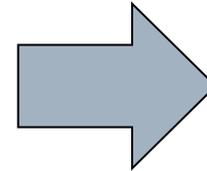


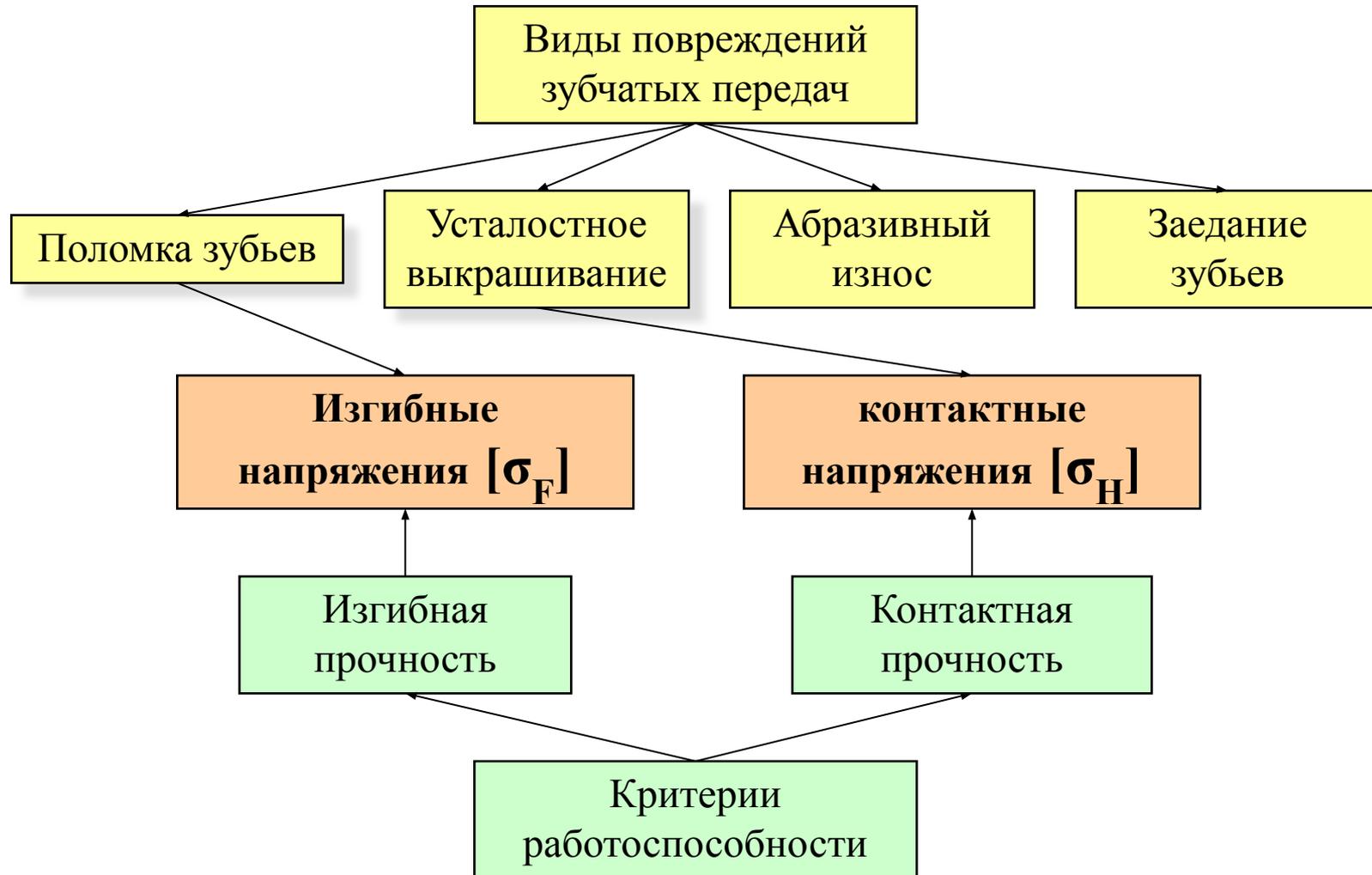
Открытые передачи, а также закрытые, работающие при скудной смазке и наличии абразивов.

Заедание



Высоконагруженные передачи. При высокой удельной нагрузке происходит разрыв масляной пленки, нагрев и схватывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев.







Условие прочностной надежности зуба при расчете на изгиб имеет вид:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

ПРЯМОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ:

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

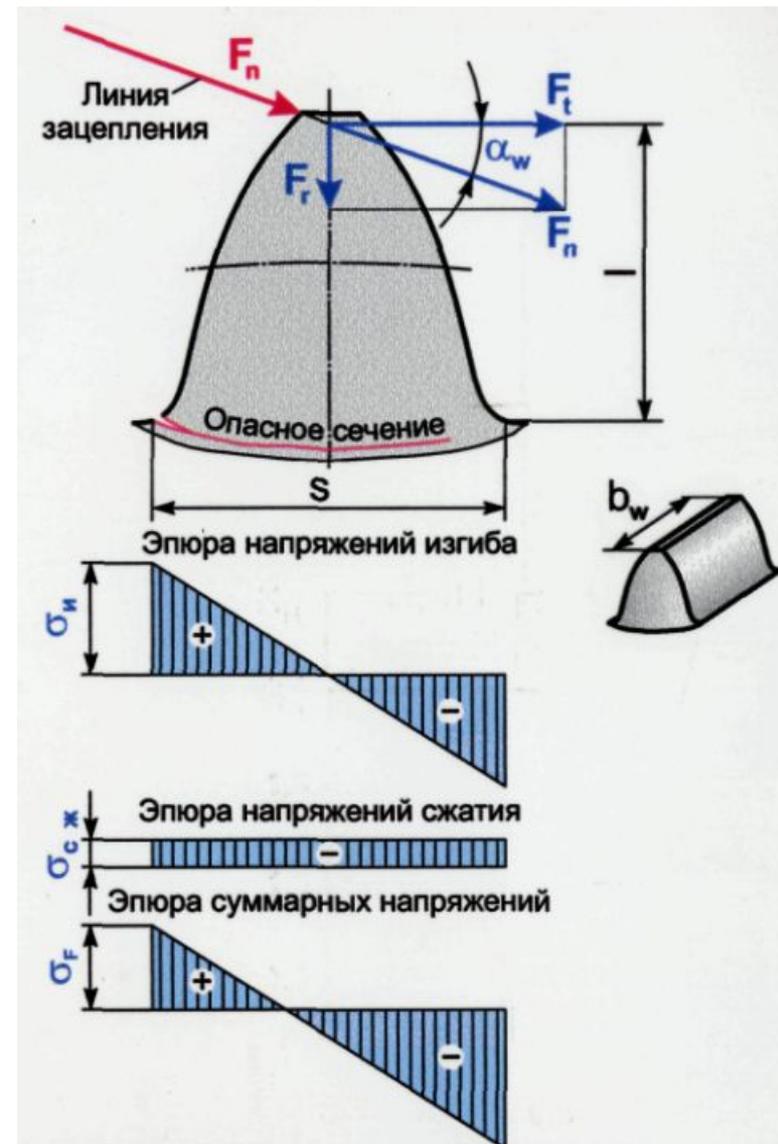
где Y_F – коэффициент формы зубьев (зависит от числа зубьев и их формы, рассчитывается методами теории упругости, табличное значение); K_F – коэффициент нагрузки при расчете зубьев на изгиб; b_w – ширина венца колеса; m – модуль зацепления.

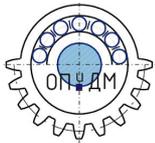
КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t K_F}{b_w m \varepsilon_\alpha}$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев (табличное значение); ε_α – коэффициент торцового перекрытия зубьев.

Неизвестные параметры: m и b_w . Ширину колеса назначают в зависимости от диаметра (ψ_{bd} – коэффициент ширины; назначается исходя из опыта).





Зубчатые передачи

Расчет зубьев на контактную прочность

Условие прочностной надежности зуба при расчете на контактную прочность имеет вид:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

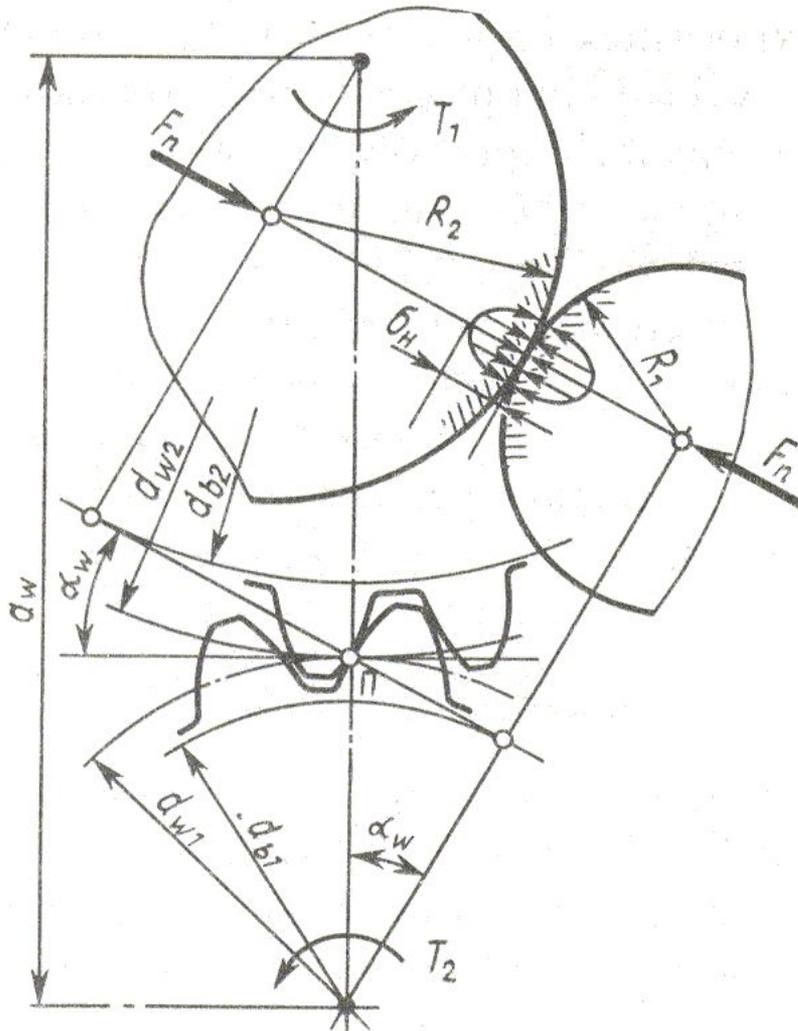
Существенно, что расчетные значения σ_H одинаковы для шестерни и колеса, но значения допускаемых напряжений для шестерни $[\sigma_{H1}]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$ могут быть различны. Расчет выполняют для того колеса пары, которое имеет **меньшее** допускаемое напряжение.

ПРЯМОЗУБЫЕ И КОСОЗУБЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Идея расчета – контакт двух цилиндров (задача Герца).

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H u \pm 1}{b_\omega d_1 u}}$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму поверхностей; Z_E – коэффициент учета механических свойств материалов колес; Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; K_H – коэффициент нагрузки при расчете зубьев на контактную прочность.





В общем случае нагрузка на зубчатые колеса складывается из:

1. номинальной или, при переменном режиме работы, наибольшей длительно действующей внешней нагрузки;
2. дополнительной внешней нагрузки от перегрузок;
3. внутренней динамической нагрузки, связанной с погрешностями изготовления и податливостью зубьев, валов и подшипников;
4. дополнительной нагрузки на опасном участке длины зубьев, появляющейся вследствие упругих перекосов валов и начальных погрешностей изготовления – концентрации нагрузки.

За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной линии контакта зубьев

$$q = F_n K / l_\Sigma$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении; l_Σ – суммарная длина линии контакта зубьев;

$$K = K_\beta K_\nu$$
 – коэффициент расчетной нагрузки;

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки;
 K_ν – коэффициент динамической нагрузки.

Зубчатые передачи

Расчетная нагрузка



Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$

При прочих равных условиях влияние перекоса зубьев увеличивается с увеличением ширины колеса b_w , что учитывается при проектировании передачи путем выбора коэффициента ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = b_w / d_{wl}$.

В процессе работы зубья колес прирабатывается, т.е. изменяется геометрия и уменьшаются концентрация напряжения по длине зуба

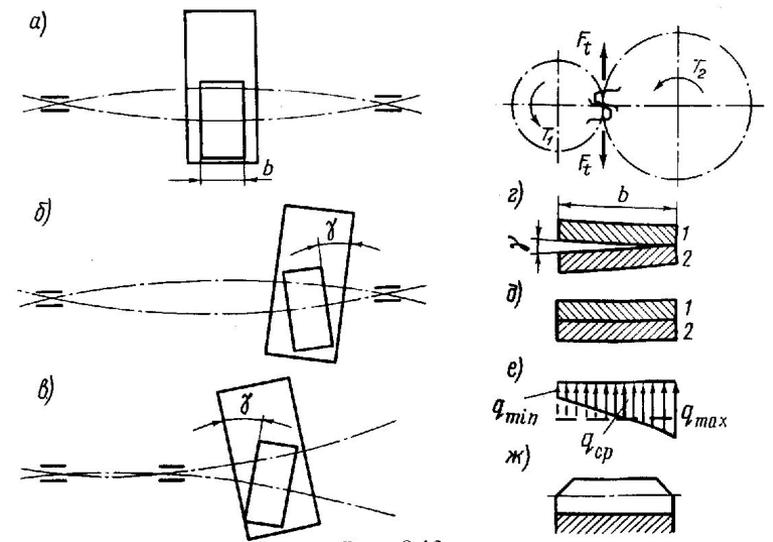
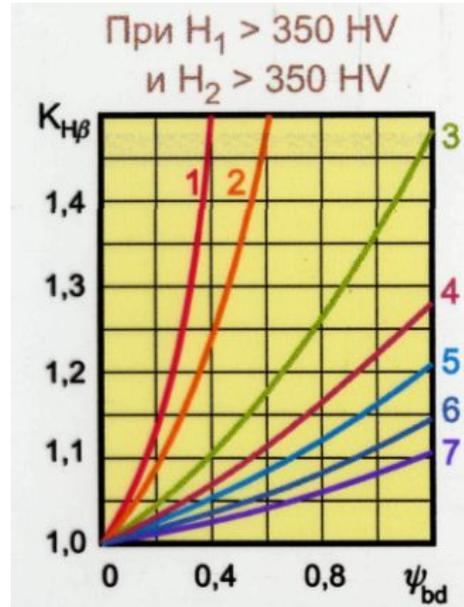
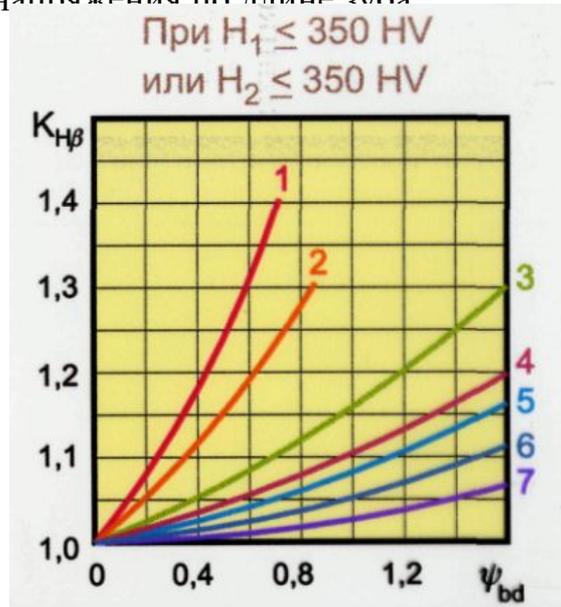
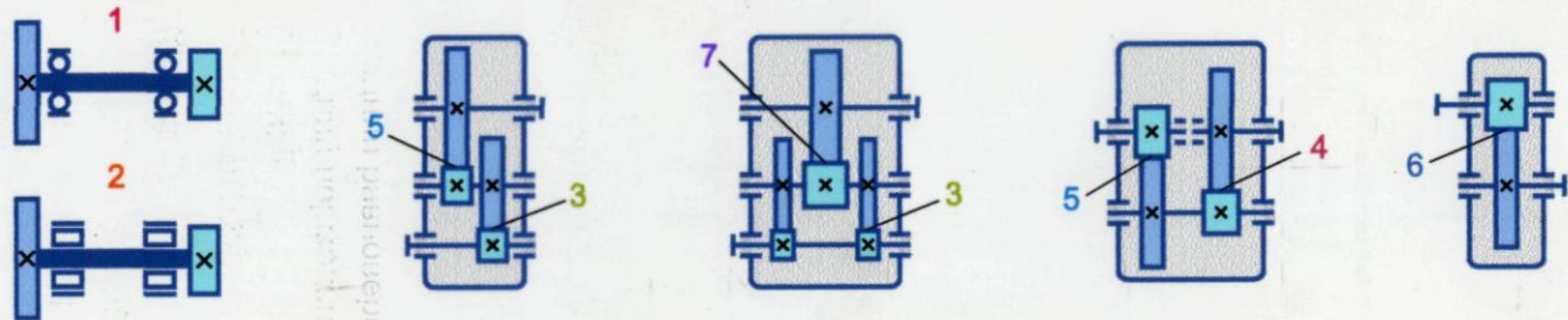


Рис. 8.13





Коэффициент динамической нагрузки K_v .

Коэффициент динамической нагрузки учитывает так называемые динамические нагрузки, присущее только самой зубчатой передаче. Внешние динамические нагрузки, связанные с режимом работы двигателя, учитываются при выборе предельных допускаемых напряжений для переменных режимов нагружения.

$$\omega_1 = \text{const}, \omega_2 \neq \text{const}, d\omega_2/dt \neq 0.$$

В зацеплении появляется дополнительный динамический момент

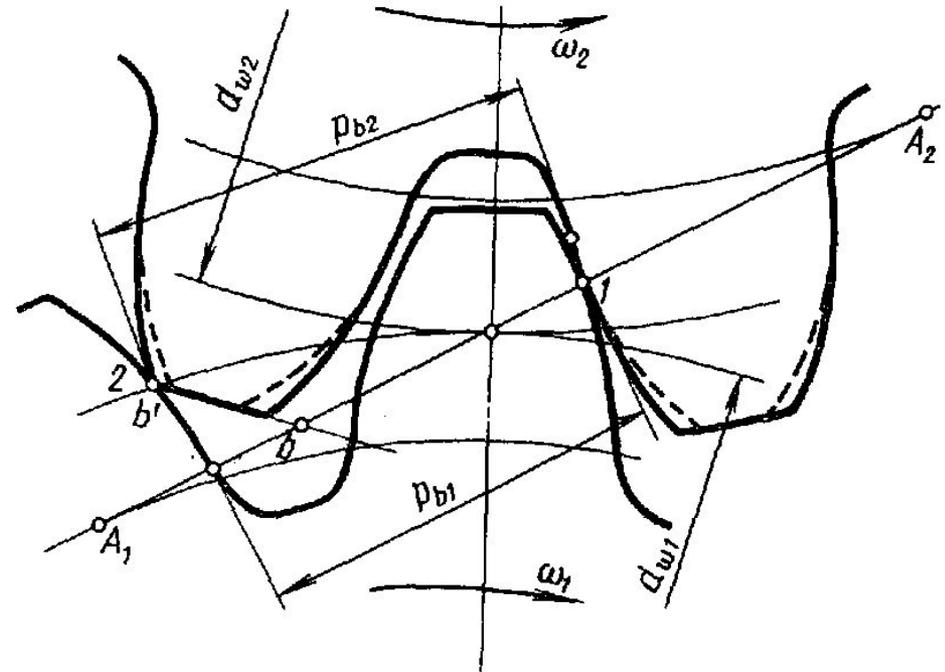
$T_v = J d\omega_2 / dt$, где J – момент инерции ведомых масс.

Основное влияние на значение динамических нагрузок имеют ошибки основного шага p_b .

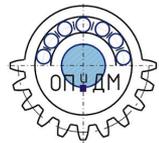
На рисунке изображен случай зацепления, при котором шаг колеса больше шага шестерни, т.е. $p_{b2} > p_{b1}$.



кромочный удар



Для уменьшения кромочного удара применяют фланкирование зубьев, т.е. уменьшение верхнего участка эвольвенты с отклонением в тело зуба (на рисунке показано штриховой линией).



Коэффициент динамической нагрузки K_d .

Расчет коэффициента динамической нагрузки довольно сложен и поэтому его выбирают по рекомендациям в зависимости от степени точности изготовления передач, твердости зубьев и скорости скольжения

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	Коэффициенты	v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	а	K_{Fv}	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
			1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		K_{Hv}	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
			1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		K_{Fv}	1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	б		1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
		K_{Hv}	1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
			1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
		K_{Fv}	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
			1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
8	а	K_{Hv}	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
			1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		K_{Fv}	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
			1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
		K_{Hv}	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
	б		1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
		K_{Fv}	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
			1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
		K_{Hv}	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
			1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
9	а	K_{Fv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
			1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
		K_{Hv}	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
	б		1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
		K_{Fv}	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примечания: 1. Твердость поверхностей зубьев

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

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

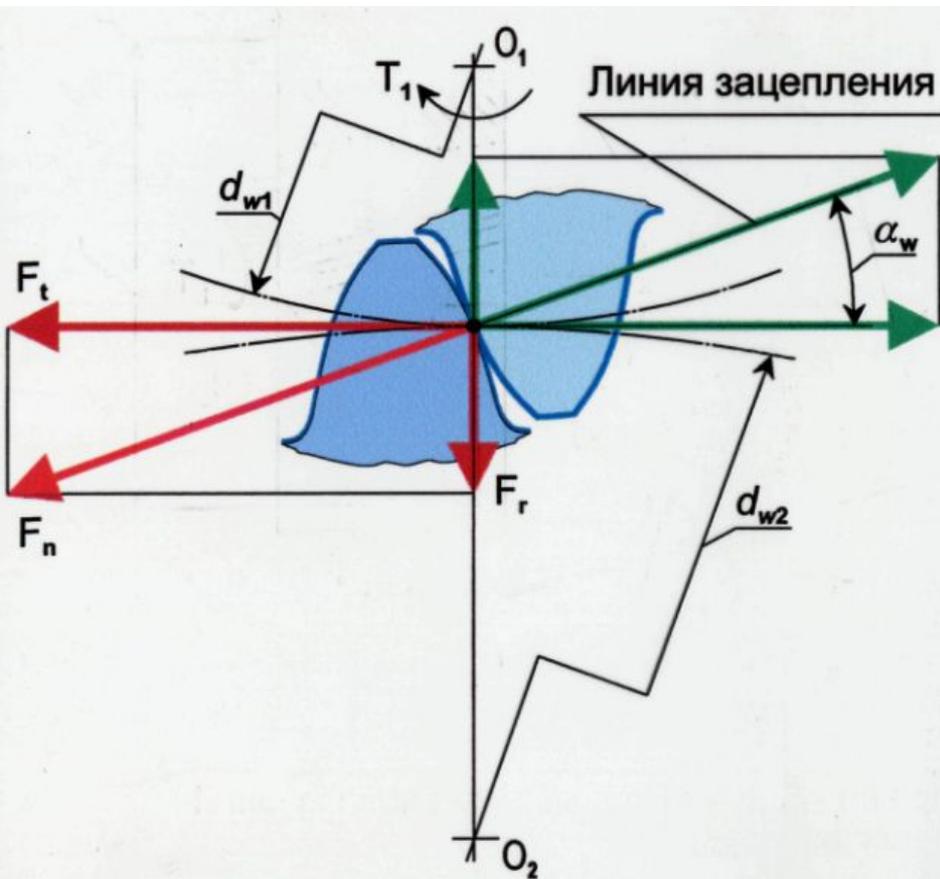
2. Верхние цифры — прямозубые, нижние — косозубые колеса.



ПРЯМОЗУБООЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Идея инженерного расчета:

1. Найти усилия в зацеплении – главный вектор действующих контактных напряжений.
2. Определить напряжения в наиболее опасных точках колеса под действием этой силы.
3. Оценить работоспособность передачи.



$$F_n = \int_{A_K} \sigma_K dA_K$$

Разложим на составляющие – окружную и радиальную (для упрощения принимают, что контакт зубьев происходит в полюсе):

$$F_t = \frac{2T}{d_w};$$

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

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w};$$

Не внося существенных погрешностей в расчет принимают, что:

$$d_w = d = mz$$



Зубчатые передачи

Проектировочные расчеты

Из условия прочностной надежности по допускаемым контактным напряжениям можно получить:

$$a_{\omega} \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\Psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}$$

где K_a – поправочный коэффициент (табличное значение); Ψ_{ba} – относительная ширина колес.

$$\Psi_{ba} = \frac{b_{\omega}}{a_{\omega}}$$

Значение a_{ω} округляют до ближайшего большего значения из стандартного ряда.

Из условия прочностной надежности на изгиб можно получить:

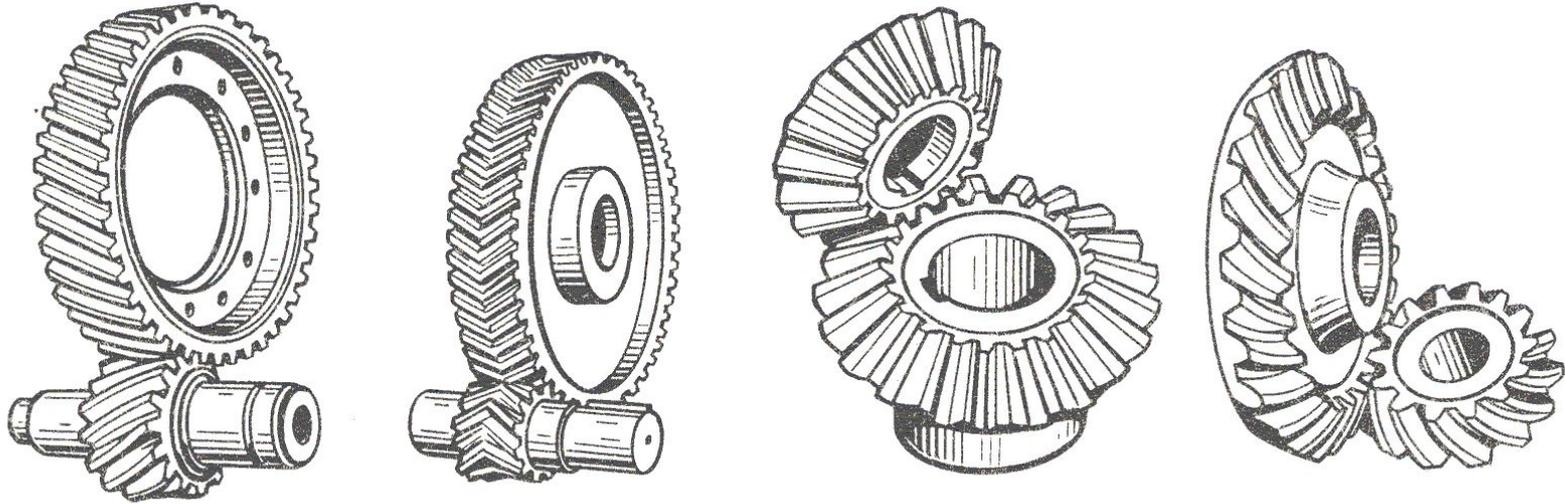
$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{K_F Y_{F1} T_1}{z_1^2 \Psi_{bd} [\sigma_{F1}]}}$$

или

$$m \approx 0.1 \frac{a_{\omega} u}{(u + 1)^2}$$

K_m – поправочный коэффициент (табличное значение).

Значение m округляют до ближайшего значения из стандартного ряда и по принятому модулю находят основные размеры передачи.



У косозубых колес зубья составляют с образующей делительного цилиндра некоторый угол β . Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же исходного контура, как и для нарезания прямых. Поэтому профиль косоугольного зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным.

В торцовом сечении $t-t$ параметры косоугольного зуба изменяются в зависимости от угла β :

окружной шаг

$$p_t = p_n / \cos \beta,$$

окружной модуль

$$m_t = m_n / \cos \beta.$$

Индексы n и t приписывают параметрам в нормальном и торцовом сечениях соответственно.



Зубчатые передачи

Косозубое зубчатое зацепление

Многопарность и плавность зацепления.

В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2.

Перемещение линий контакта зубьев.

В рассматриваемый момент времени в зацеплении находится три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине зубьев, а пары 1 и 3 — лишь частично. В следующий момент времени пара 3 выходит из зацепления и находится в положении 3'. Однако в зацеплении еще остались две пары 2' и 1'.

В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления.

В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары. Плавность косозубого зацепления значительно понижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

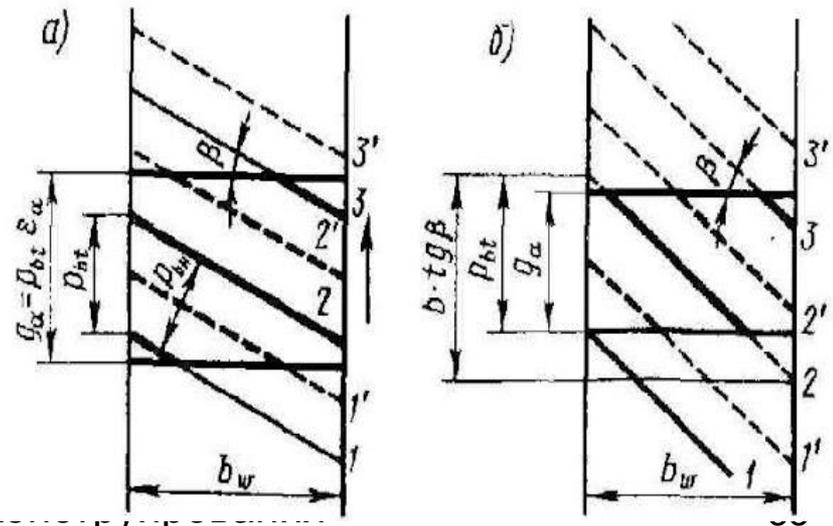
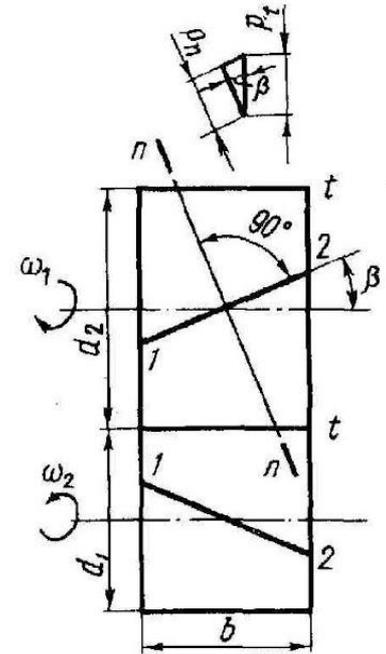
Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha < 1$, если обеспечено осевое перекрытие $b_w > p_{bt} / \operatorname{tg} \beta$.

Т.о. коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = b_w \operatorname{tg} \beta / p_{bt} \approx b_w \sin \beta / (\pi m).$$

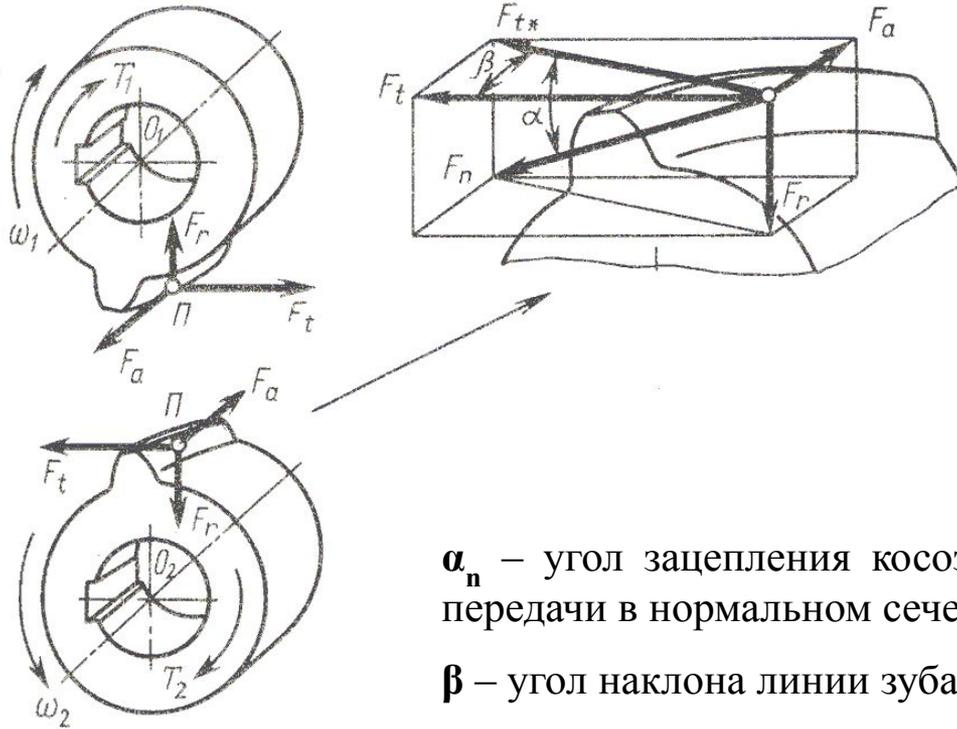
Рекомендуют принимать $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

В косозубом зацеплении нагрузка распределяется на всю суммарную длину контактных линий 1, 2, 3.





КОСОЗУБОЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ



α_n – угол зацепления косозубой передачи в нормальном сечении

β – угол наклона линии зуба

Окружная составляющая:

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

Радиальная составляющая:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

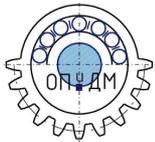
Осевая составляющая:

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

Нормальная сила:

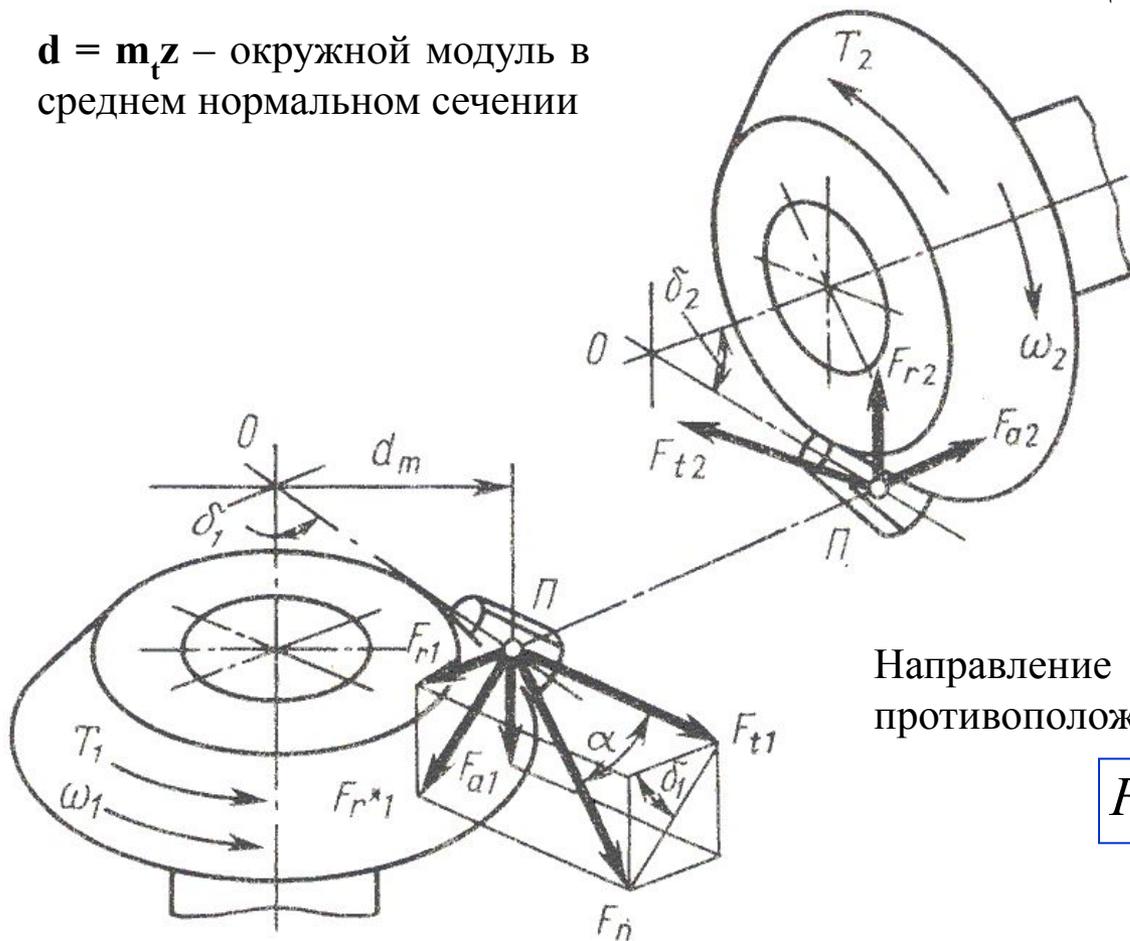
$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}$$

Для ограничения осевой нагрузки рекомендуют угол $\beta < 20^\circ$ для косозубых передач и $\beta < 40^\circ$ – для шевронных передач.



КОНИЧЕСКОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

$d = m_t z$ – окружной модуль в среднем нормальном сечении



Окружное усилие:

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

Радиальное усилие:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta;$$

Осевое усилие:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta;$$

Направление сил на колесе и шестерне противоположно:

$$F_{a1} = F_{r2};$$

$$F_{r1} = F_{a2};$$

Нормальная сила:

$$F_n = F_t \cos \alpha;$$



Зубчатые передачи

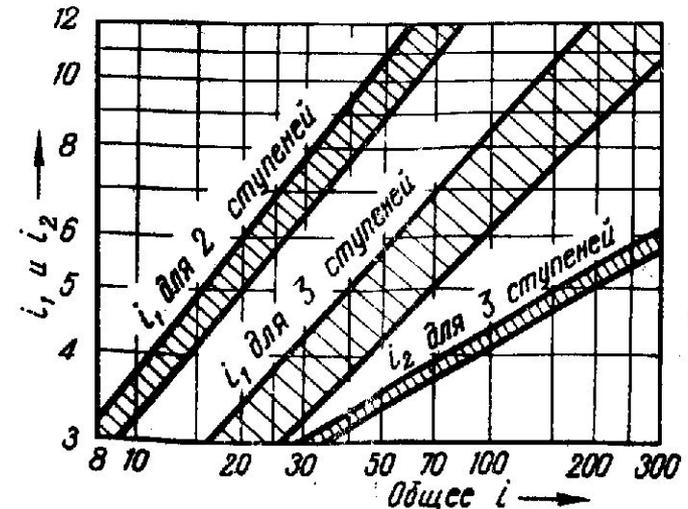
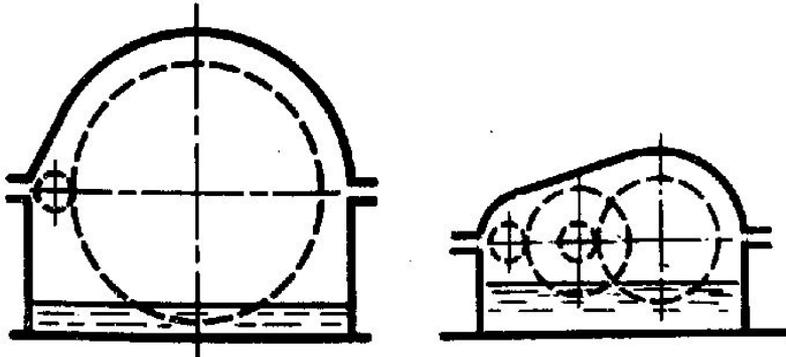
Передаточное отношение

Из условия уменьшения массогабаритов зубчатых передач невыгодно выполнять большие передаточные отношения в одной ступени.

Масса и габариты редуктора в значительной степени зависят от того, как распределено общее передаточное отношение по ступеням передачи. Лучшие показатели имеют редукторы, у которых диаметры колес (а не шестерен) всех ступеней близки между собой.

При этом выполняются и условия смазки погружением всех колес в маслянную ванную.

Так как быстроходная ступень нагружена меньше, чем тихоходная, то для получения близких диаметров рекомендуют брать передаточное отношение быстроходной ступени больше, чем тихоходной, при одновременном увеличении коэффициента ширины колес ψ_{ba} от быстроходной к тихоходной ступени.





Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} Y_\delta Y_R Y_X$$

Коэффициенты носят эмпирический характер и определяются по табличным данным:

$\sigma_{F \text{ lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе;

S_F – коэффициент запаса прочности ($S_F = 1.4 \dots 1.7$);

Y_δ – коэффициент, учитывающий концентраторы напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений;

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев;

Y_X – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} Z_R Z_V Z_L Z_X$$

Коэффициенты носят эмпирический характер и определяются по табличным данным:

$\sigma_{H \text{ lim}}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев; S_H – коэффициент запаса прочности ($S_H = 1.1 \dots 1.3$);

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев;

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

Z_L – коэффициент, учитывающий влияние условий смазки;

Z_X – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.



Критерии выбора материала: прочность зубьев на изгиб, стойкость поверхностных слоев зубьев и сопротивление заеданию.

Колеса из неметаллических материалов: имеют малую массу и не корродируют, передачи работают бесшумно, но колеса имеют малую прочность и высокую стоимость.

Чугунные колеса имеют малую склонность к заеданию, хорошо работают в условиях ограниченной смазки, но не выдерживают ударных нагрузок.

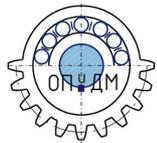
Стальные колеса (основной материал) широко используются в силовых передачах. Для повышения их нагрузочной способности их подвергают термической обработке.

Поверхностная закалка (ТВЧ) – позволяет достигнуть высокой твердости поверхностных слоев при сохранении вязкой сердцевины. Для малоответственных колес твердость на уровне 300...350 НВ, а для ответственных передач твердость повышается до 400НВ и более.

Цементация (поверхностное насыщение углеродом) – с последующей закалкой обеспечивает большую твердость и несущую способность поверхностных слоев зубьев и весьма высокую прочность зубьев на изгиб.

Азотирование (насыщение азотом) – обеспечивает особо высокую твердость и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые детали без последующей закалки.

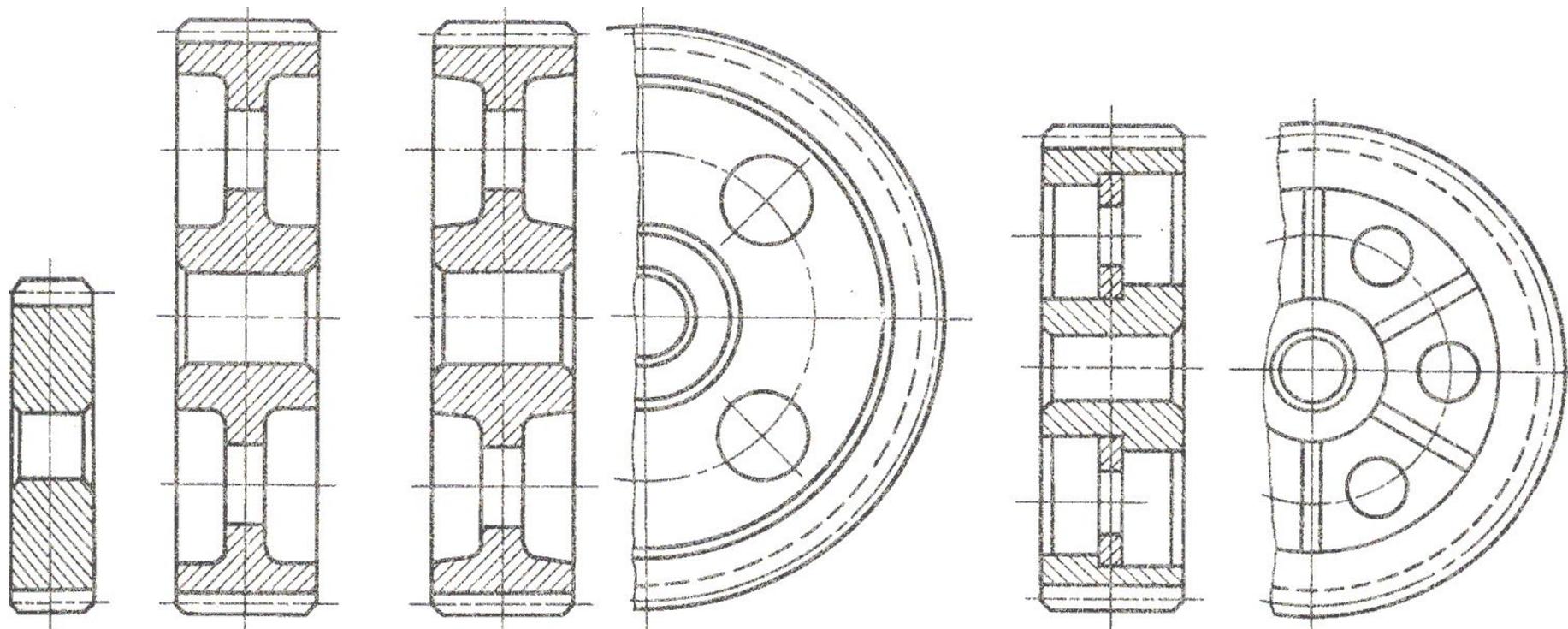
Нитроцементация (насыщение азотом и углеродом с последующей закалкой) – обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданиям.



Зубчатые передачи

Материалы. Термообработка

Марки сталей	Вид термообработки	Область применения
Стали легированные конструкционные 15Х, 20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2Н4А, 38ХМЮА и др. по ГОСТ 4543-71	Химико - термическое упрочнение с закалкой до твердости H = 56...63 HRC	Высоконагруженные зубчатые передачи
Стали легированные конструкционные 40Х, 45Х, 40ХН, и др. по ГОСТ 4543-71	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ до твердости H = 50...55 HRC	Средненагруженные зубчатые передачи
	Улучшение до твердости H = 230...280 HB	Зубчатые передачи при отсутствии жестких требований к габаритам
Литейные стали 50Л, 55Л и др. по ГОСТ 977-88	Нормализация до твердости H = 190...220 HB	Крупногабаритные зубчатые передачи



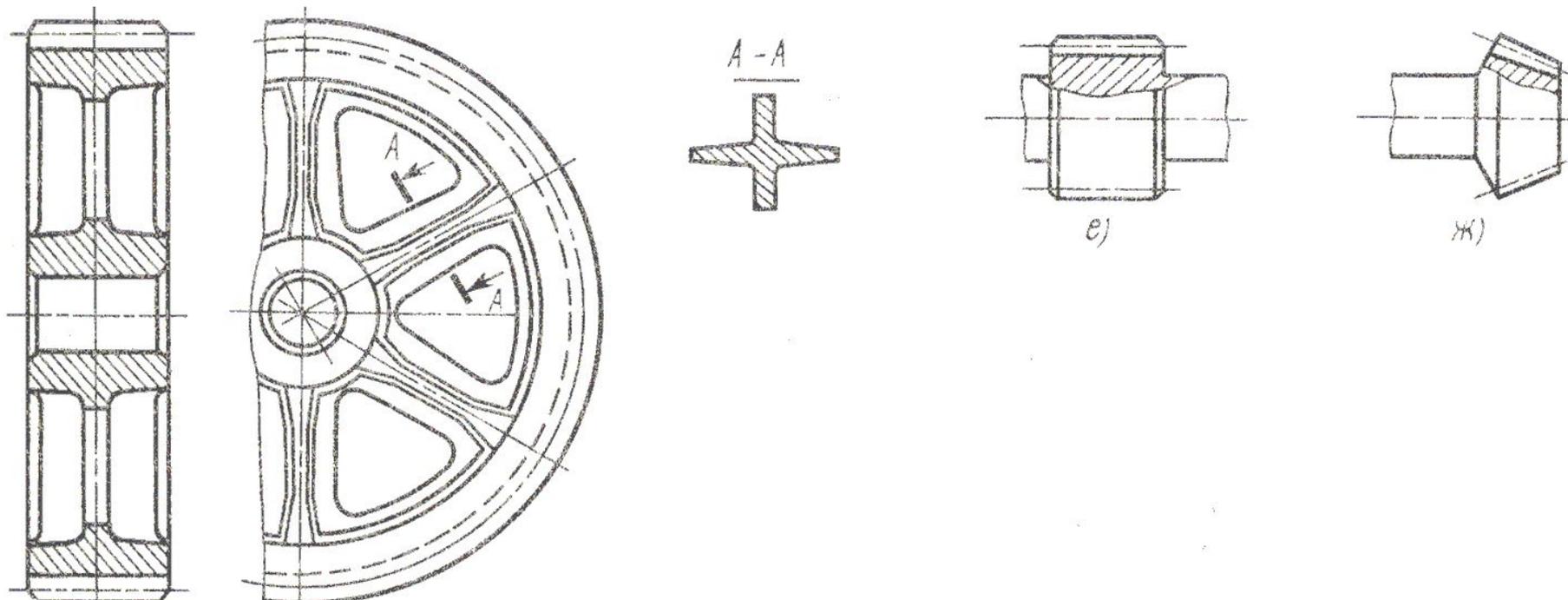
Конструктивные формы колес определяются:

- размером (преимущественно диаметром);
- видом производства (единичное, серийное, ...);
- способом соединения с валом (насадные колеса и валы-шестерни).



Зубчатые передачи

Конструкции зубчатых колес



Конструктивные формы колес определяются:

- размером (преимущественно диаметром);
- видом производства (единичное, серийное, ...);
- способом соединения с валом (насадные колеса и валы-шестерни).



Привод – устройство, приводящее в движение машину или механизм. Он включает в себя: **источник энергии** – двигатель; **передаточный механизм** на основе механических передач, согласующий скорости и моменты двигателя и рабочего органа машины (механизма), и **аппаратуру управления**.

Исходными данными для выбора типа механической передачи **служат**: тип машины и назначение передачи; передаваемая мощность и частоты вращения входного и выходного валов; взаимное расположение и расстояние между этими валами; условия технического обслуживания; ресурс привода и т.д.

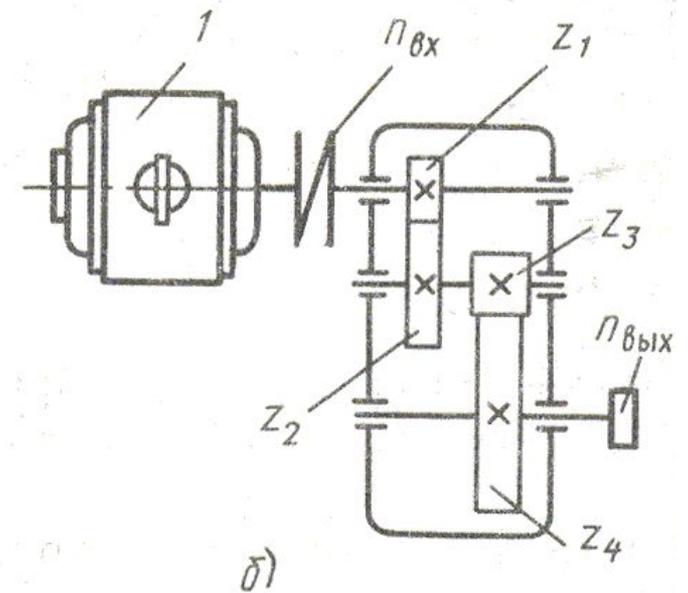
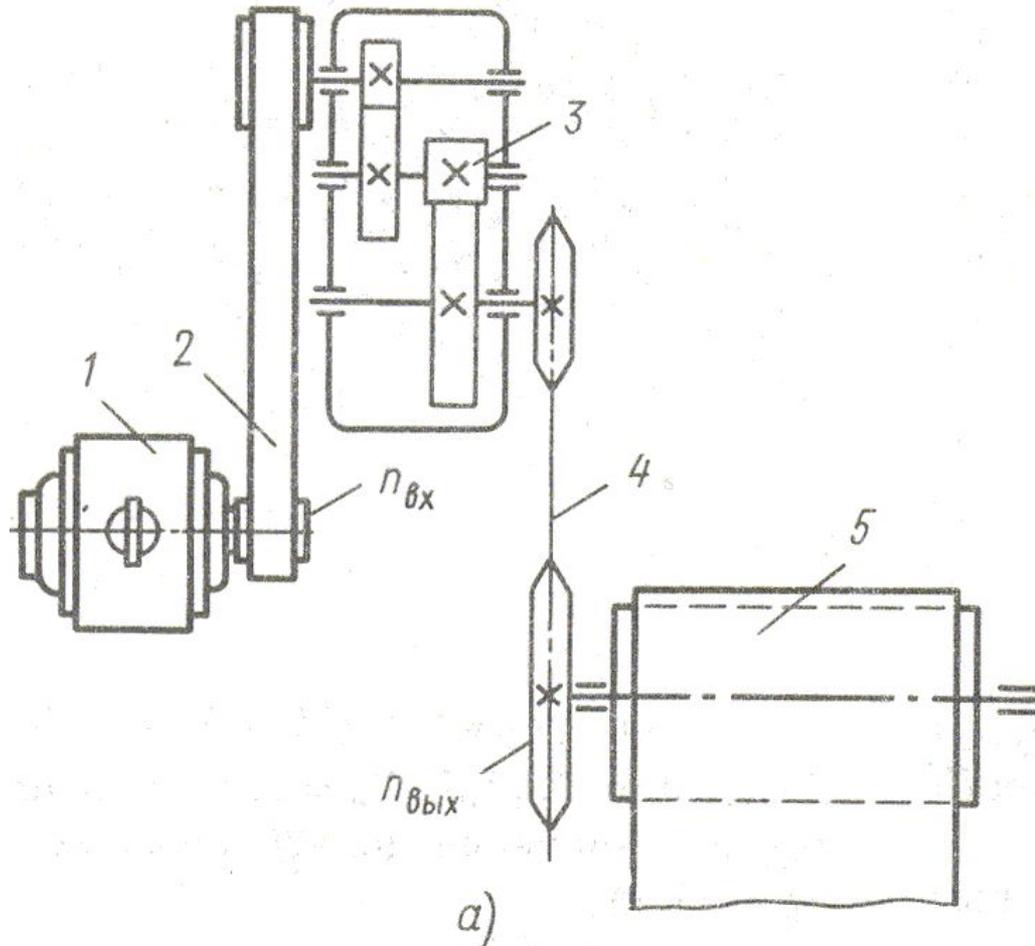
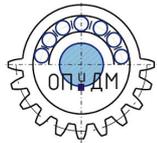
Варианты передач сравнивают по массе, габаритам, КПД, стоимости проектирования, производства и эксплуатации.



Привод – устройство, приводящее в движение машину или механизм. Он включает в себя: **источник энергии** – двигатель; **передаточный механизм** на основе механических передач, согласующий скорости и моменты двигателя и рабочего органа машины (механизма), и **аппаратуру управления**.

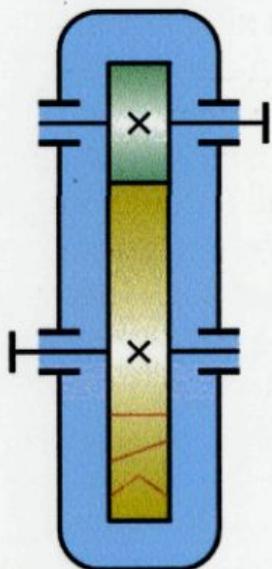
Исходными данными для выбора типа механической передачи **служат**: тип машины и назначение передачи; передаваемая мощность и частоты вращения входного и выходного валов; взаимное расположение и расстояние между этими валами; условия технического обслуживания; ресурс привода и т.д.

Варианты передач сравнивают по массе, габаритам, КПД, стоимости проектирования, производства и эксплуатации.



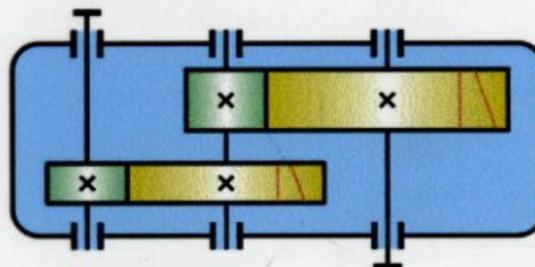


Одноступенчатый
 $i \leq 6,3$

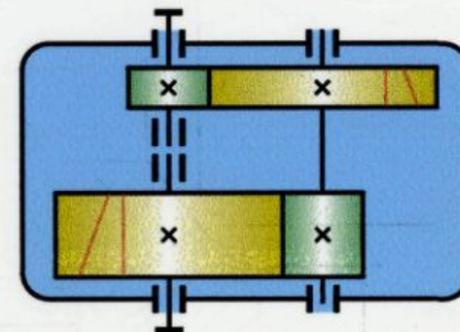


Двухступенчатые $i = 6,3...40$

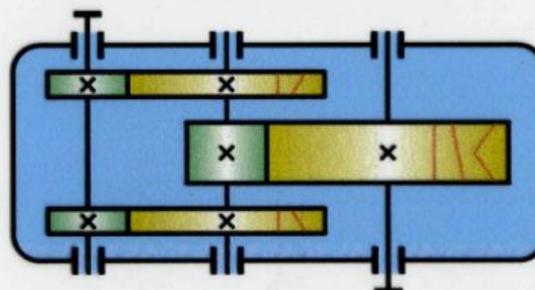
по развернутой схеме



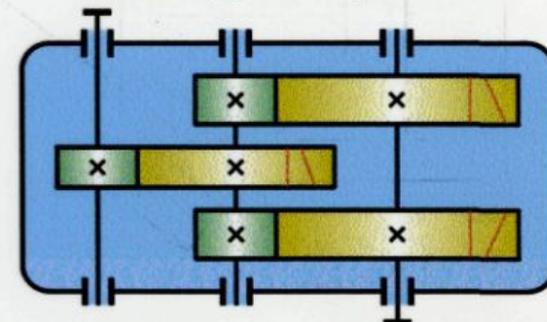
соосный

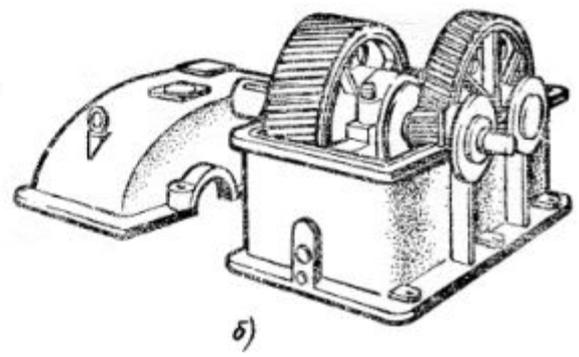
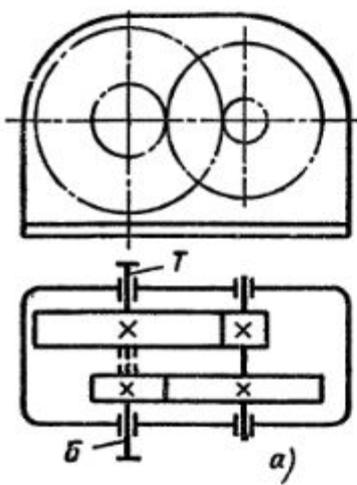
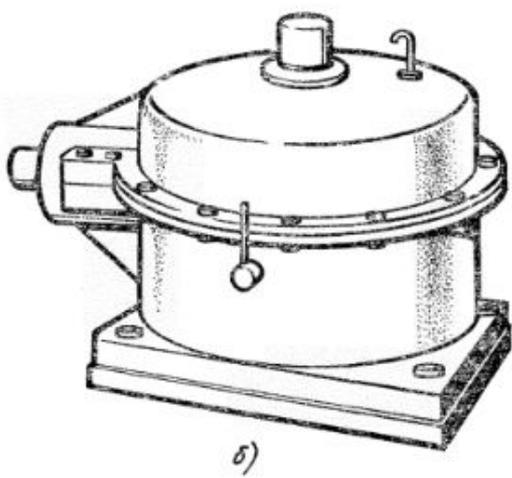
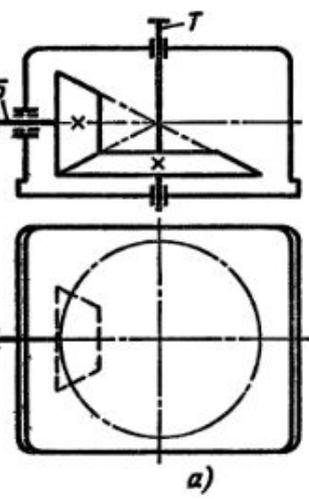
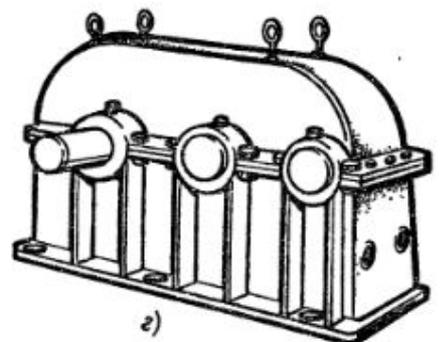
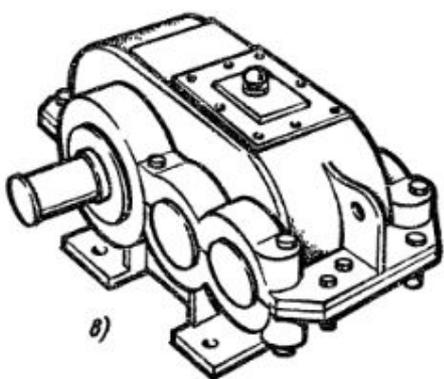
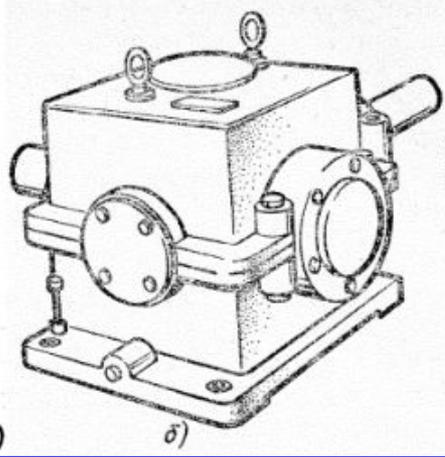
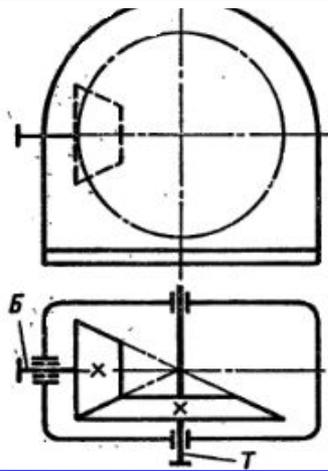
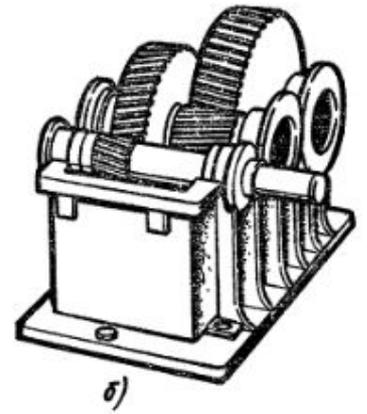
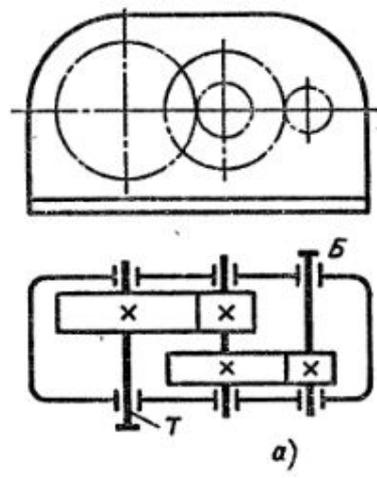
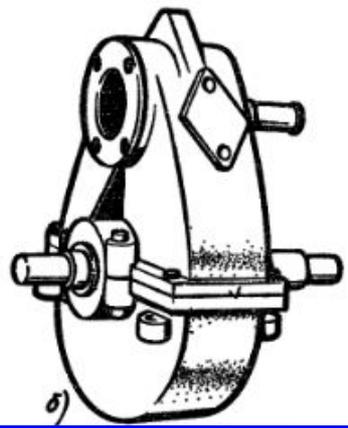
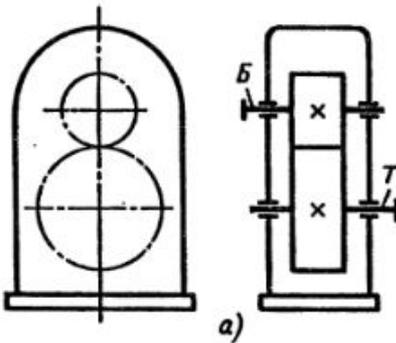


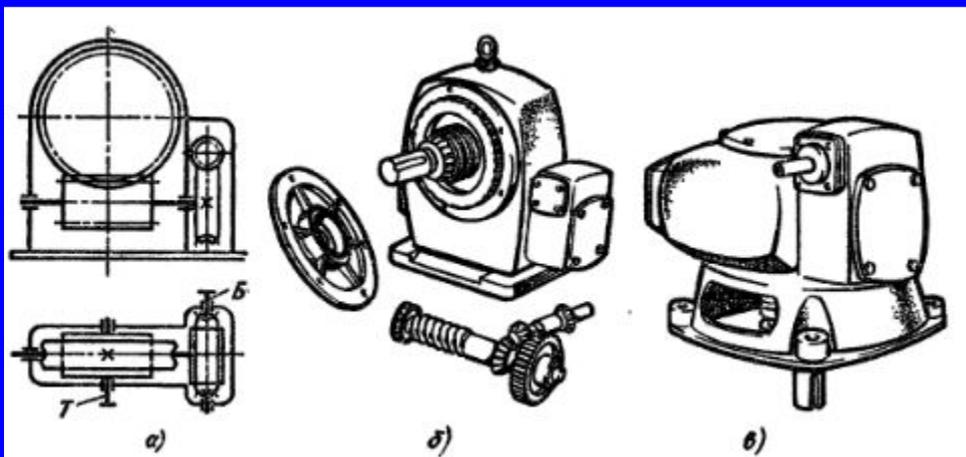
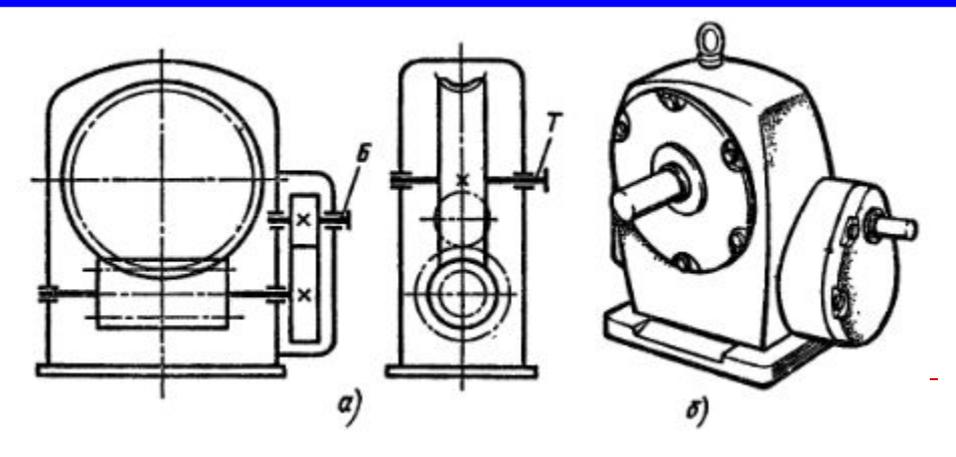
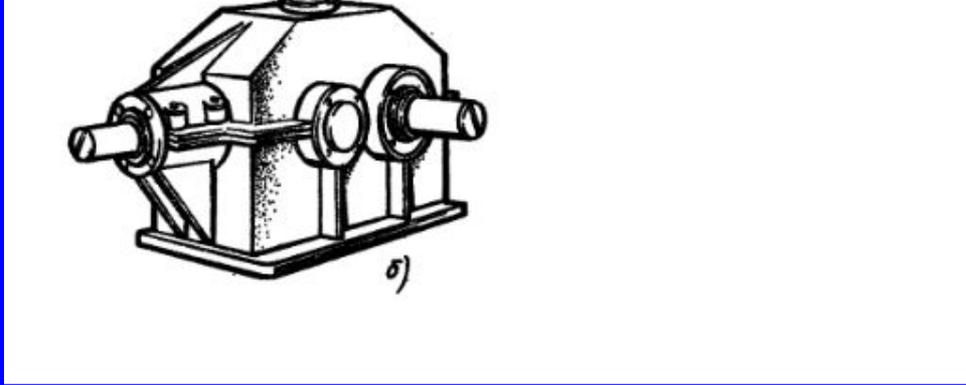
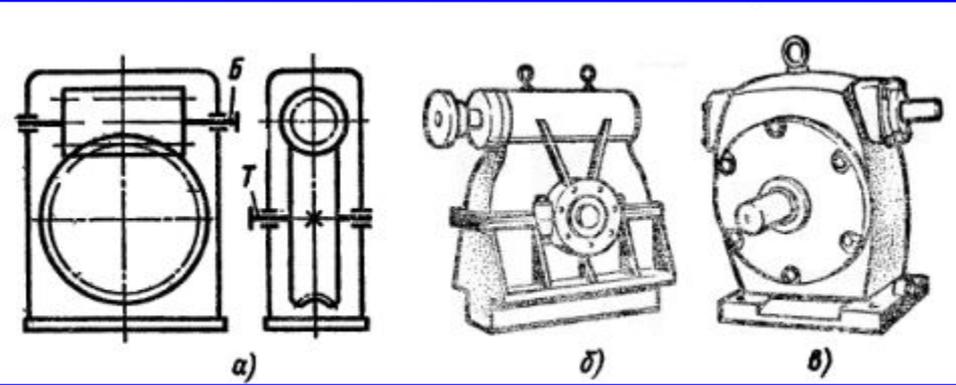
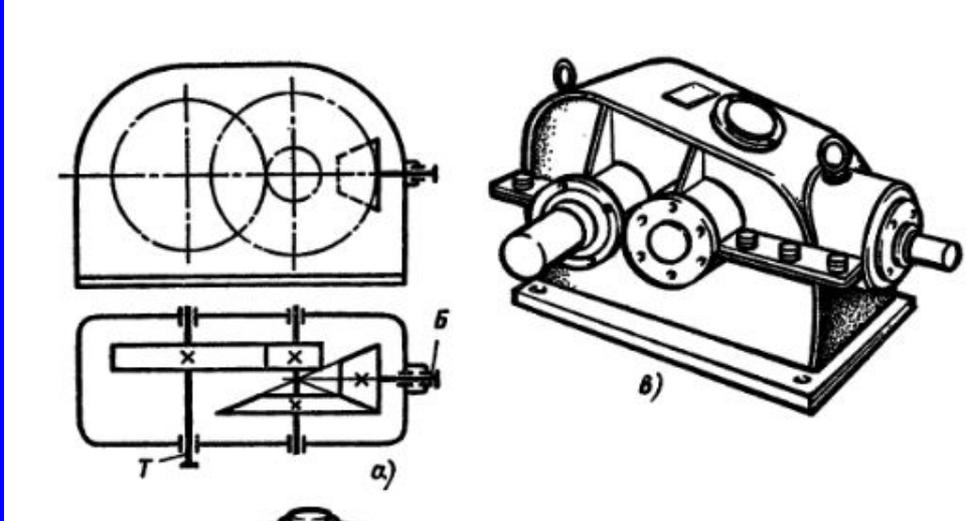
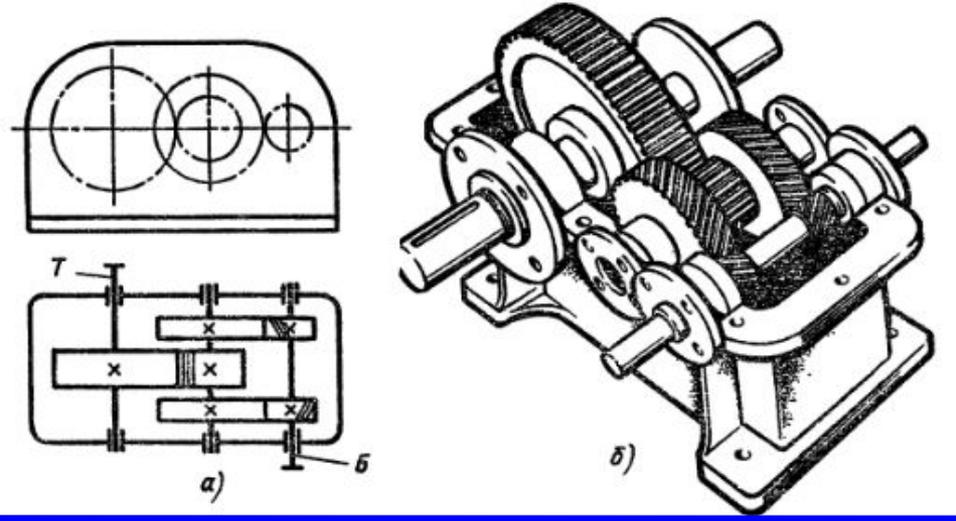
с раздвоенной
быстроходной ступенью

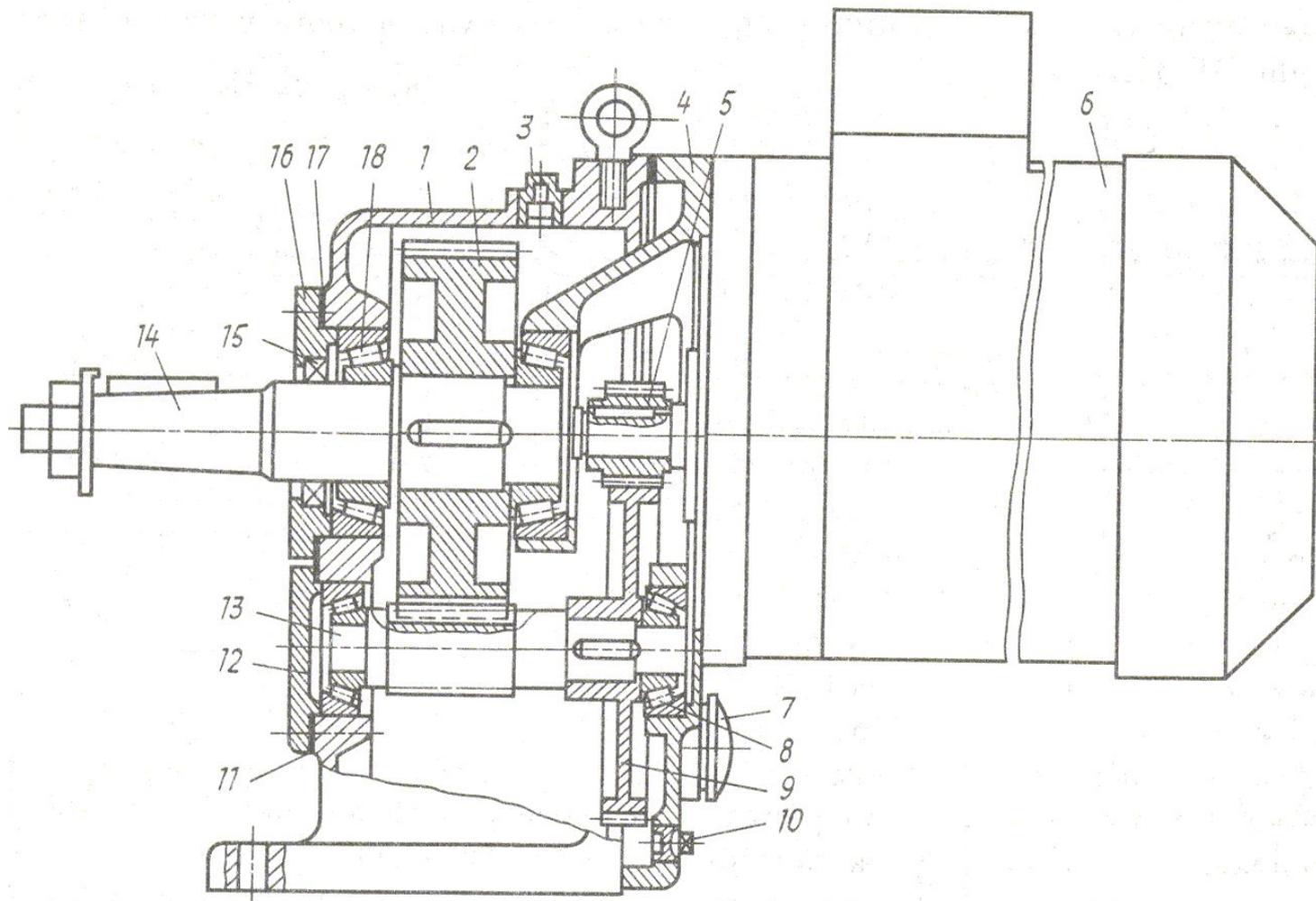


с раздвоенной
тихоходной ступенью











- Для каких целей используют зубчатые механизмы?
- По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?
- В чем состоит кинематическое условие касания (контакта) зубьев?
- Сформулируйте основной закон зацепления?
- Какие эвольвентные колеса могут сцепляться друг с другом?
- Что показывает коэффициент перекрытия?
- В чем состоят особенности геометрии косозубых колес и передач?
- Каковы особенности геометрии конических колес и передач?
- Что называют передаточным отношением зубчатой передачи?
- Как определить передаточное отношение ряда колес?
- Какие силы возникают в зацеплениях цилиндрических и конических колес?
- Назовите и охарактеризуйте основные виды повреждений зубчатых колес?
- Какие передачи рассчитывают на контактную прочность и на изгиб?
- Укажите конструктивные способы повышения надежности зубчатых передач?
- Из каких основных материалов изготавливают зубчатые колеса?
- Охарактеризуйте распространенные схемы редукторов