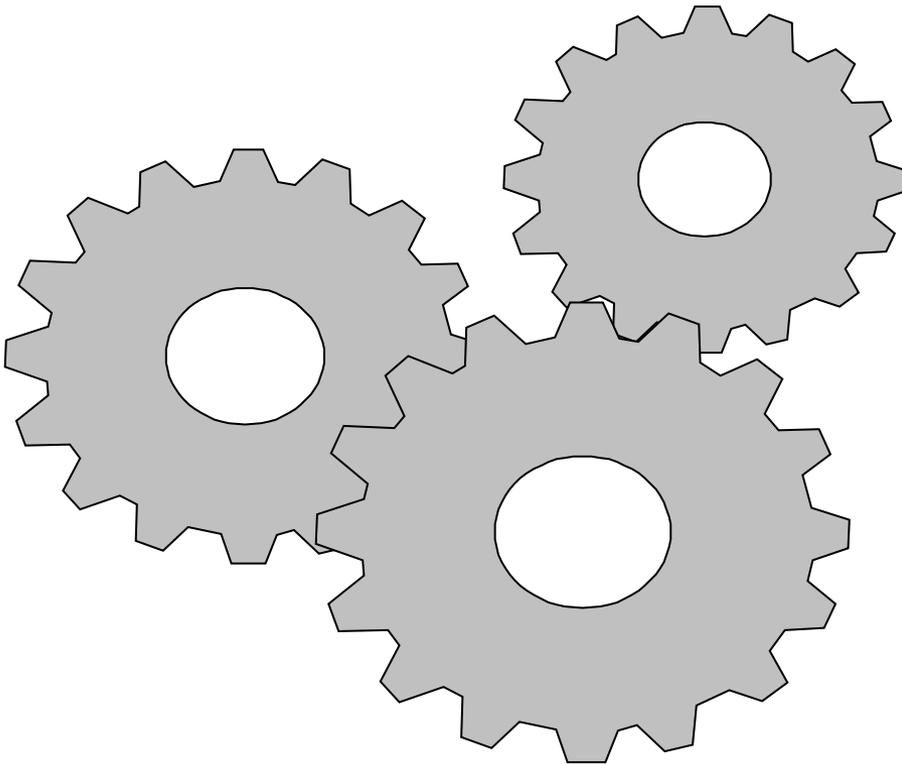


ДЕТАЛИ МАШИН



Лекция № 5

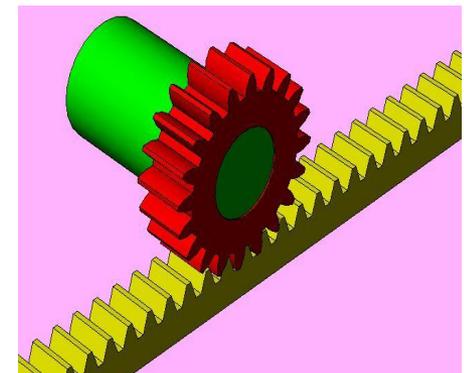
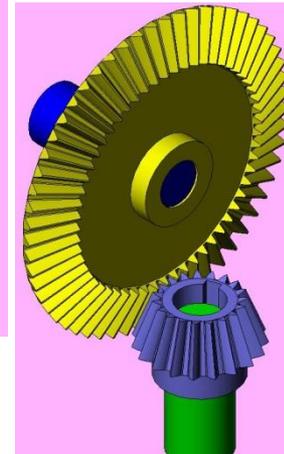
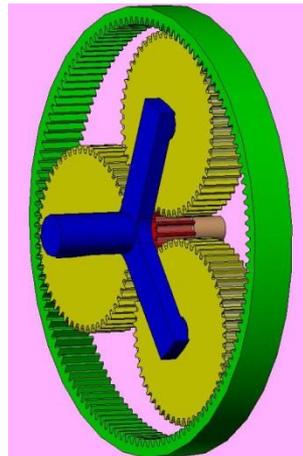
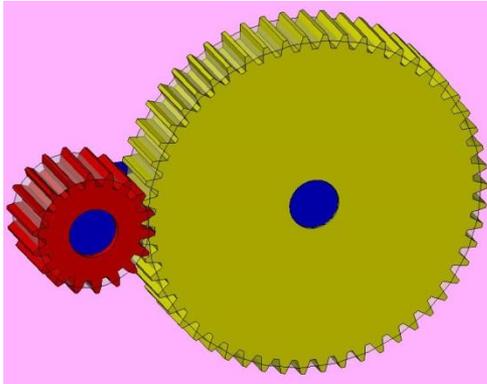
Зубчатые цилиндрические
передачи

К.т.н., доцент Орленко Л.В.

К.т.н., доцент Орленко Е.О.

1. Общие сведения

- Зубчатые передачи относятся к передачам зацеплением с непосредственным контактом между ведущим и ведомыми звеньями





Достоинства

- Компактность
- Высокий КПД
- Сохраняют постоянство передаточного отношения
- Относительно небольшие нагрузки на валы и опоры
- Большая долговечность и надежность в широких диапазонах мощностей
- Простота обслуживания



Недостатки

- Сложность изготовления точных передач
- Возможность возникновения шума и вибраций при недостаточной точности изготовления и сборки
- Невозможность бесступенчатого регулирования частоты вращения ведомого вала

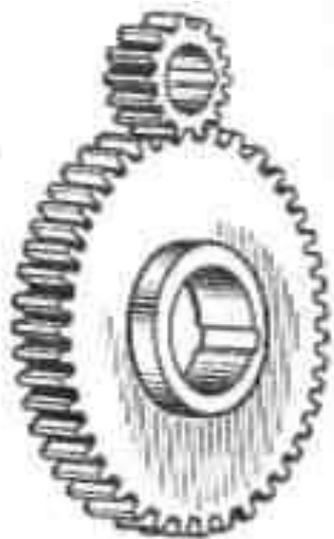
ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

- Мощности до 300 МВт
- Окружные скорости до 200 м/с
- Передаточные числа – до нескольких сотен
- КПД 0,97...0,99 в одной ступени

Классификация зубчатых передач

По взаимному расположению осей зубчатых колес

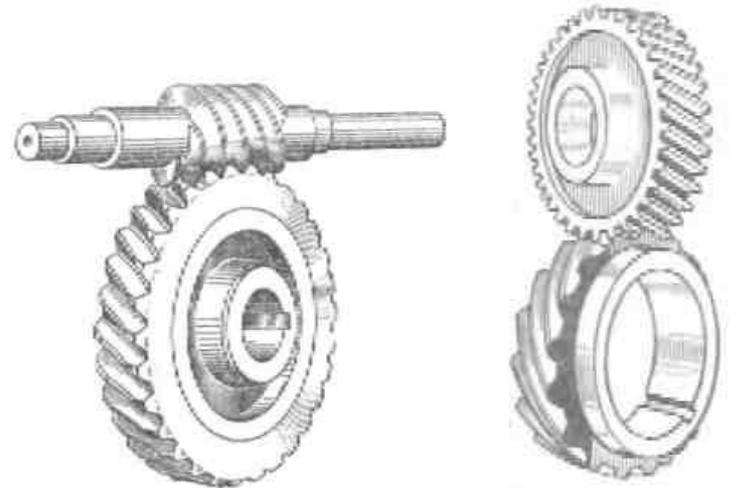
Цилиндрические
(оси параллельны)



Конические (оси пересекаются)



Винтовые,
гипоидные,
червячные (оси перекрещиваются)



Классификация зубчатых передач

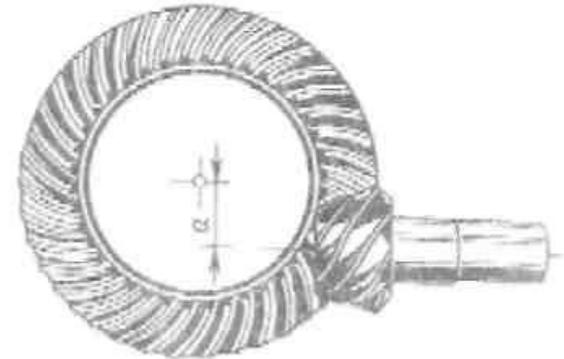
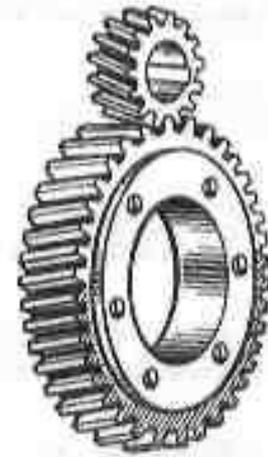
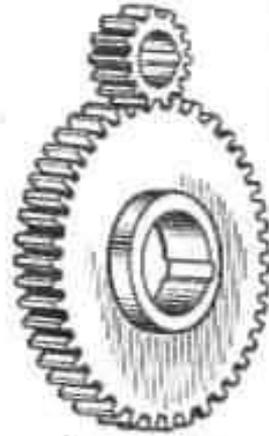
По расположению зубьев на
ободу зубчатых колес

прямозубые

косозубые

шевронные

с круговым зубом

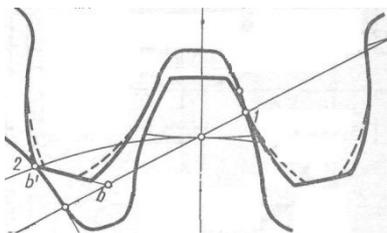


Классификация зубчатых передач

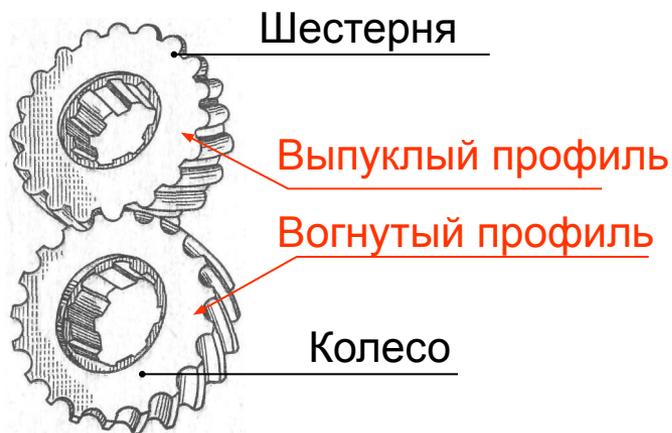
По форме профиля зуба

с эвольвентным профилем

Обладают высокой нагрузочной способностью. Могут быть нарезаны инструментом простой формы. Относительно мало чувствительны к погрешностям изготовления и сборки.



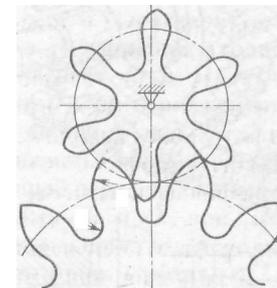
с зацеплением Новикова



Характеризуются более высокой нагрузочной способностью по сравнению с эвольвентными, но требуется высокая точность изготовления и высокая жесткость валов и опор.

с циклоидальным профилем

Часовое зацепление (приближенное циклоидальное) – малые углы давления, поэтому требуются незначительные силы для проворота колес.

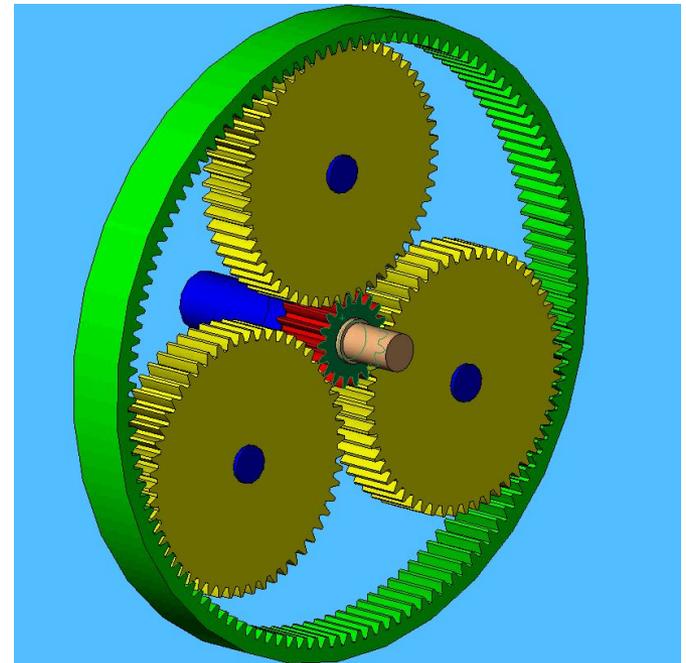
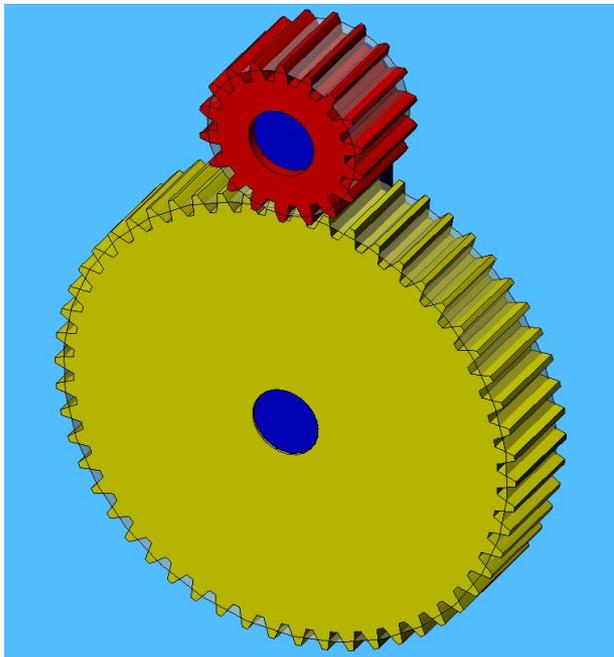


Классификация зубчатых передач

По взаимному расположению
зубчатых колес

с внешним
зацеплением

с внутренним
зацеплением

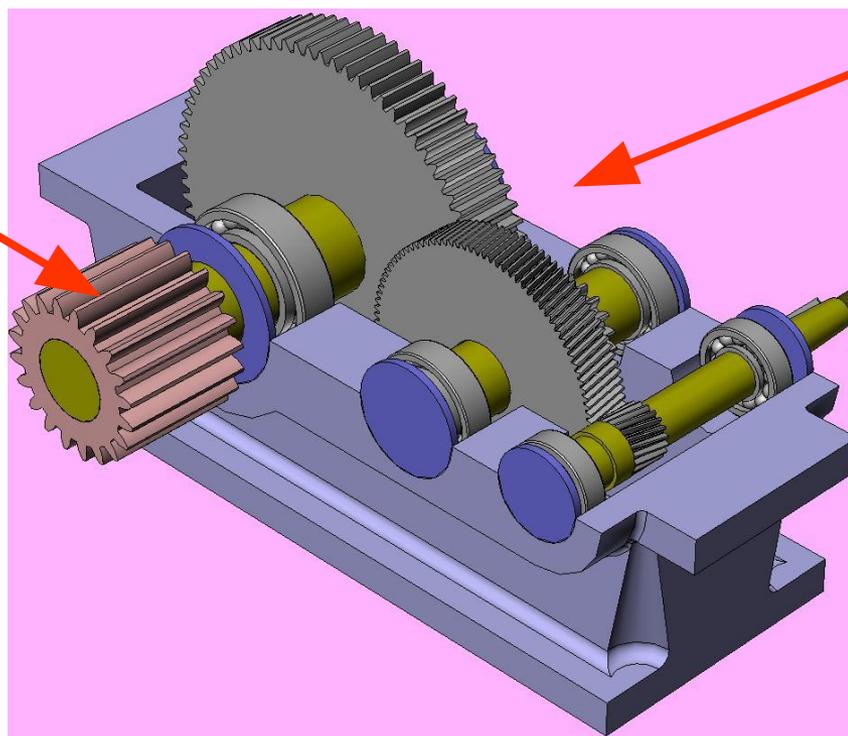


Классификация зубчатых передач

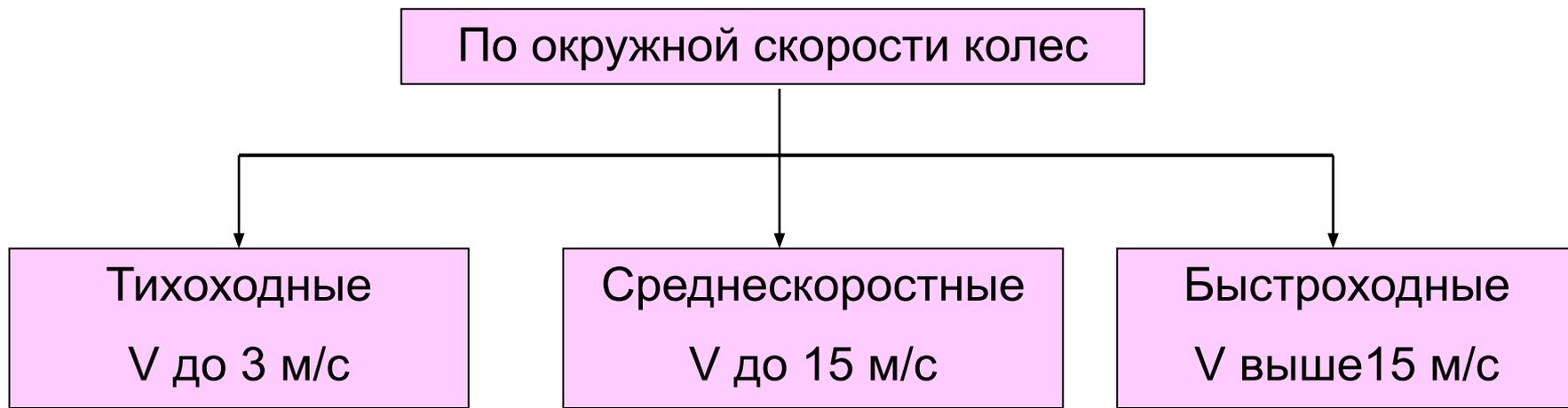
По конструктивному
исполнению

открытые

закрытые



Классификация зубчатых передач



Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

- В машиностроении: термообработанные углеродистые и легированные стали , чугуны, пластмассы
- В приборостроении: стали, пластмассы, латунь, алюминиевые сплавы
- Выбор материала определяется назначением передачи, условиями ее работы, габаритами колес, типом производства (единичное, серийное, массовое), технологическими соображениями



Стали

	Колеса с твердостью ≤ 350 HB	Колеса с твердостью > 350 HB (35HRC)
Применяемые материалы	Средне- и высоко-углеродистые стали с нормализацией или улучшением	Легированные стали с термической и химикотермической обработкой (цементация, объемная или поверхностная)
<p><i>В целях выравнивания долговечности и улучшения прирабатываемости следует твердость активных поверхностей зубьев шестерни делать большей, чем у колеса</i></p> $HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 20$		
С	разрушению при динамических нагрузках	
Технология механической обработки	Чистовое нарезание зубьев проводится после термической обработки заготовок. Применения отделочных операций не требуется	Зубья нарезают до термообработки. После выполняют отделочные операции (шлифовку, обкатку, притирку зубьев...)
Применение	Применяют в единичном или мелкосерийном производстве мало- и средненагруженных передач, а также передач с крупногабаритными колесами	Для быстроходных и высоконагруженных передач Применяют в изделиях крупносерийного и массового производства

Материалы и термообработка зубчатых колес

Марки сталей	Вид термообработки	Область применения
<p>Стали легированные конструкционные 15Х, 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А и др. по ГОСТ 4543-71</p>	<p>Химико-термическое упрочнение с закалкой до твердости H=56...63 HRC</p>	<p>Высоконагруженные зубчатые передачи</p>
<p>Стали легированные конструкционные 40Х, 45Х, 40ХН и др. по ГОСТ 4543-71</p>	<p>Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ до твердости H=50...55 HRC</p>	<p>Средненагруженные зубчатые передачи</p>
	<p>Улучшение до твердости H=230...280 HB</p>	<p>Зубчатые передачи при отсутствии жестких требований к габаритам</p>
<p>Литейные стали 50Л, 55Л и др. по ГОСТ 977-88</p>	<p>Нормализация до твердости H=190...220 HB</p>	<p>Крупногабаритные зубчатые передачи</p>

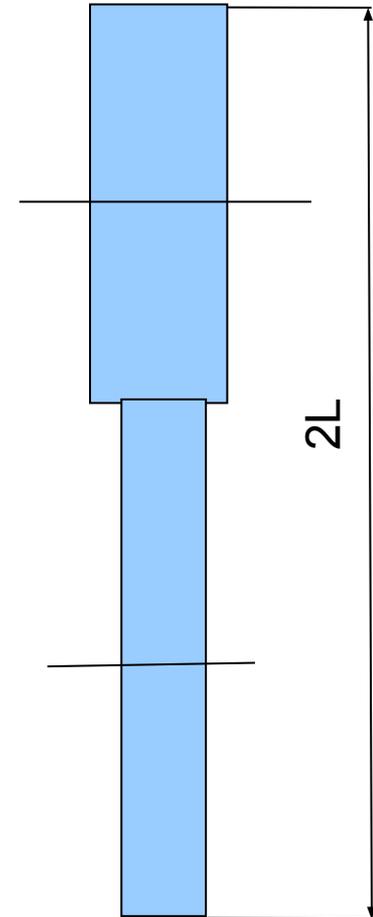
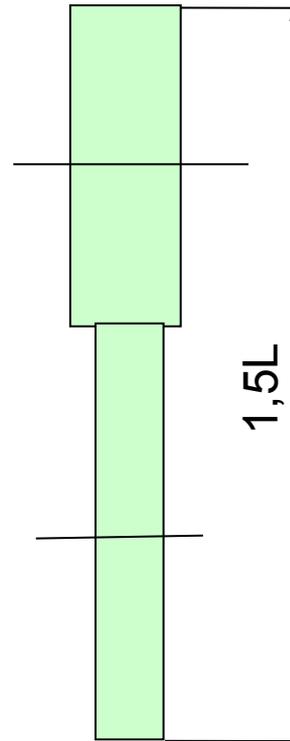
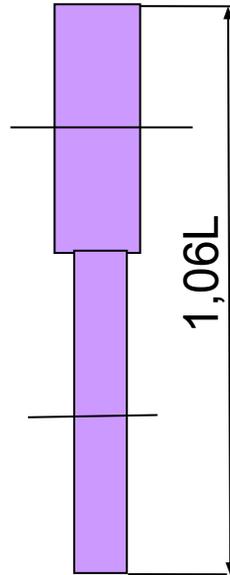
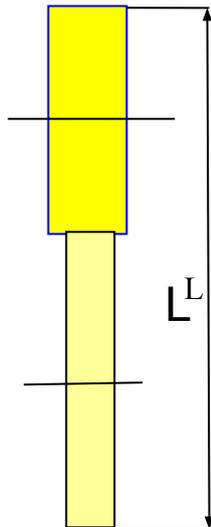
Зависимость размеров зубчатой передачи от вида термообработки зубьев

Нормализация
170...220 НВ

Закалка с нагревом ТВЧ
48...58 HRC

Улучшение
240...320 НВ

Химико-термическое
упрочнение 55...63 HRC



Чугуны (серые, модифицированные, высокопрочные)

- Обладают хорошими литейными свойствами, низкой стоимостью при минимальных отходах материалов в стружку
- Применяют для изготовления тихоходных (V до 3 м/с), преимущественно открытых передач

Неметаллические материалы (текстолит, древесно-слоистые пластики, капрон, нейлон и др.)

- Нагрузочная способность значительно ниже, чем стальных
- Применяют в слабонагруженных передачах, к габаритам которых не предъявляют жестких требований и требуется снижение шума и вибраций, самосмазываемость или химическая стойкость

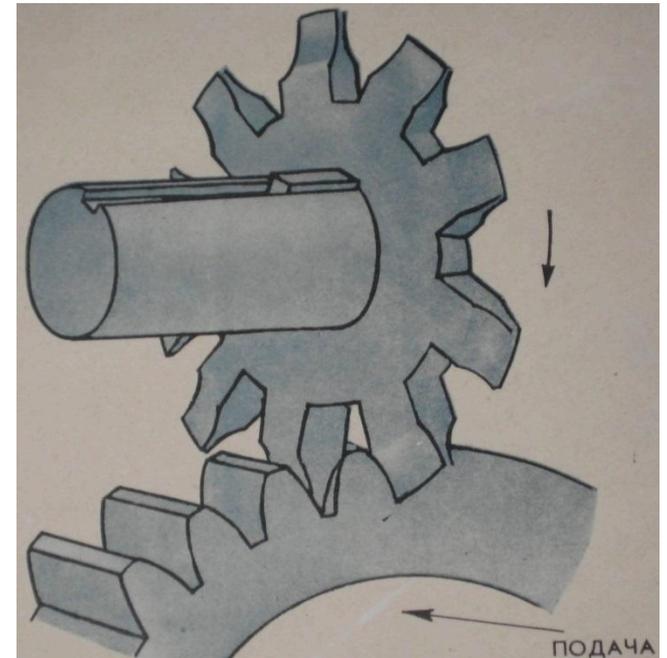
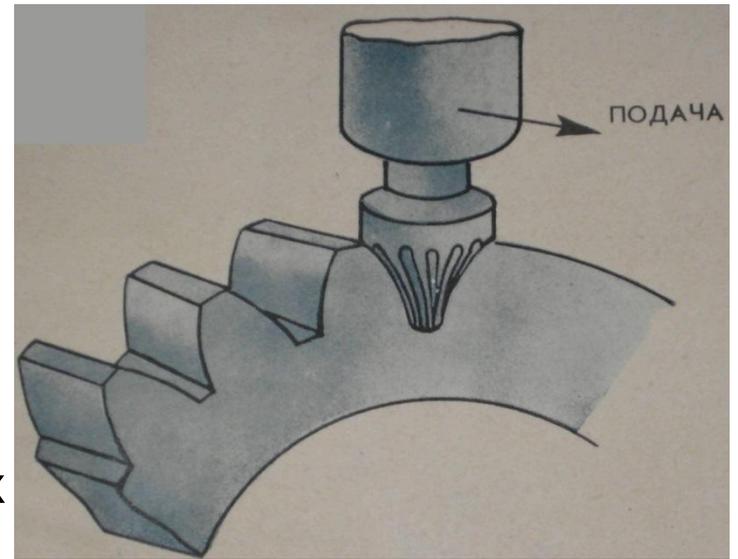
Способы изготовления зубчатых колес

- Копирования
- Обкатки

Метод копирования

Заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами:

- пальцевыми – для нарезания прямозубых, косозубых цилиндрических и шевронных колес крупного модуля ($m = 10-50$ мм)
- дисковыми – для чернового и чистового нарезания прямозубых цилиндрических колес, чернового нарезания зубьев косозубых колес и прямозубых конических колес





- *Метод копирования не обеспечивает высокую точность изготовления зубчатых колес из-за ограниченности рядов модульных фрез, искажения фрезы при закалке, неточности ее формы и неточности ее установки на станке*



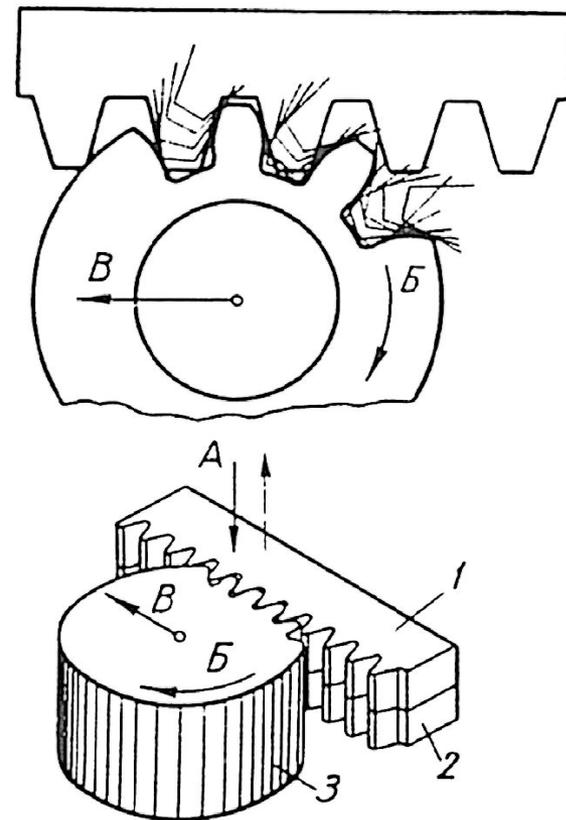
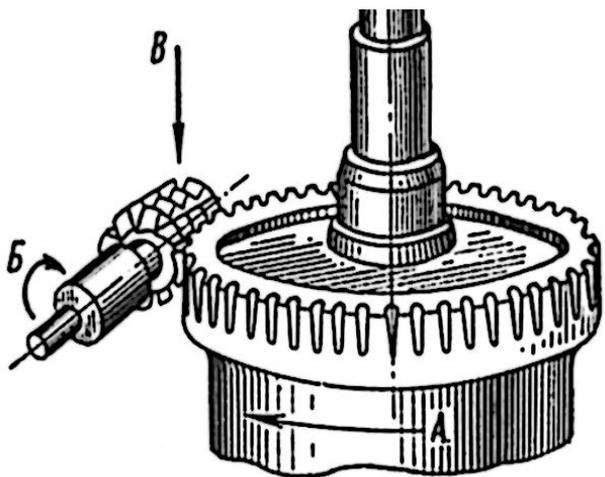
- *Этот метод широко распространен в ремонтной практике*
- *вследствие простоты и дешевизны*



Дисковая фреза

Метод обкатки

Заключается в том, что заготовке и режущему инструменту (долбяку, червячной фрезе или гребенке) сообщают то относительное движение, которое имели бы два сопряженных зубчатых колеса, находящиеся в действительном зацеплении

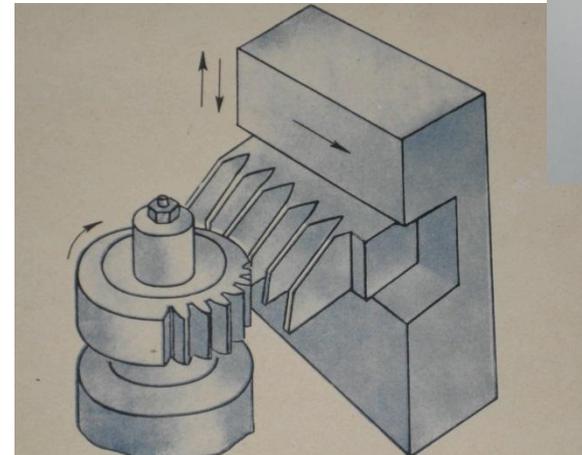


В зависимости от формы режущего инструмента и конструкции станков различают три способа нарезания по методу огибания:

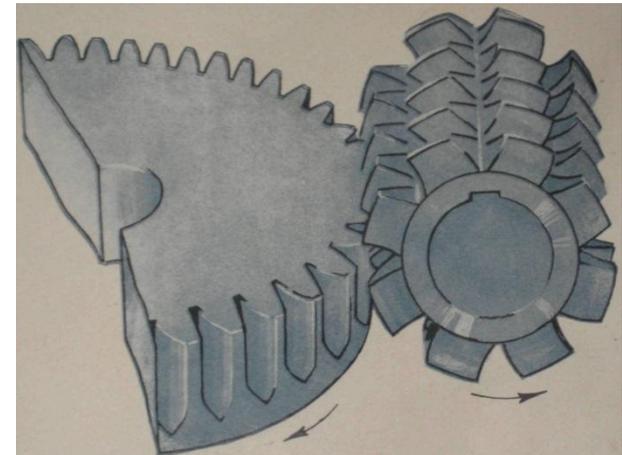
1) долбяком (режущей шестерней)
на зубодолбежных станках
(нарезание колес с внутренним расположением
зубьев)



2) режущей зубчатой гребенкой
(инструментальной рейкой) на
строгальных станках (нарезание
прямозубых и косозубых колес с большим
модулем)



3) червячной фрезой на зубофрезерных
станках (изготовление цилиндрических
колес с внешним расположением зубьев)





- Метод обкатки является весьма точным, высокопроизводительным, универсальным и наиболее распространенным

- Преимущество метода обкатки по сравнению с методом копирования заключается в универсальности зуборезного инструмента. Одним и тем же инструментом можно нарезать зубчатые колеса с любым числом зубьев и в широком диапазоне значений угла наклона зубьев β .

Основные кинематические характеристики

Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Передаточное число

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$u = |i|$$

Цилиндрическая прямозубая передача

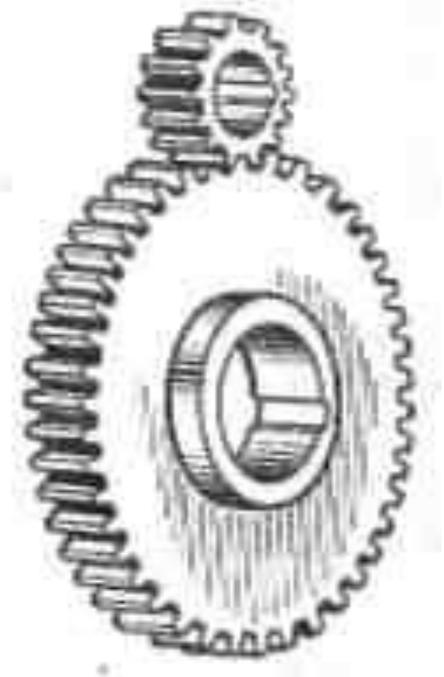
Применяют при небольших окружных скоростях (до 5 м/с), в закрытых и открытых передачах

ГОСТ 1643-81 на допуски для цилиндрических зубчатых колес и передач устанавливает 12 степеней точности

Для каждой степени точности установлены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес

В машиностроении зубчатые передачи общего назначения изготавливают по 6 -9 степеням точности

Цилиндрические прямозубые: 6-й степени точности при V до 15 м/с; 7-й – до 10 м/с; 8-й – до 6 м/с; 9-й – до 2 м/с



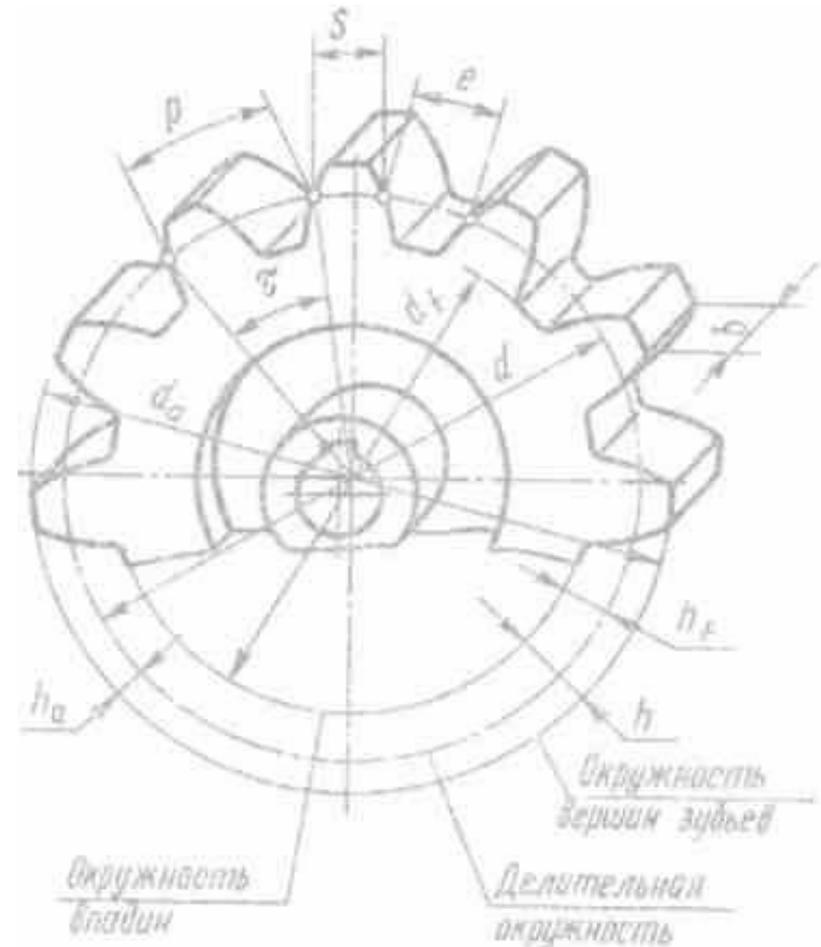
Геометрические характеристики зубчатых колес

Делительными называют окружности, по которым в процессе изготовления зубчатых колес производится деление цилиндрических заготовок на число частей, равное числу зубьев:

$$\begin{aligned} \pi d_1 &= z_1 p \\ \pi d_2 &= z_2 p \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad \begin{aligned} d_1 &= pz_1/\pi \\ d_2 &= pz_2/\pi \end{aligned}$$

Шаг зубьев	$p = s + e$
толщина зубьев	s
ширина впадины	e

$$s = e$$



Окружной делительный модуль

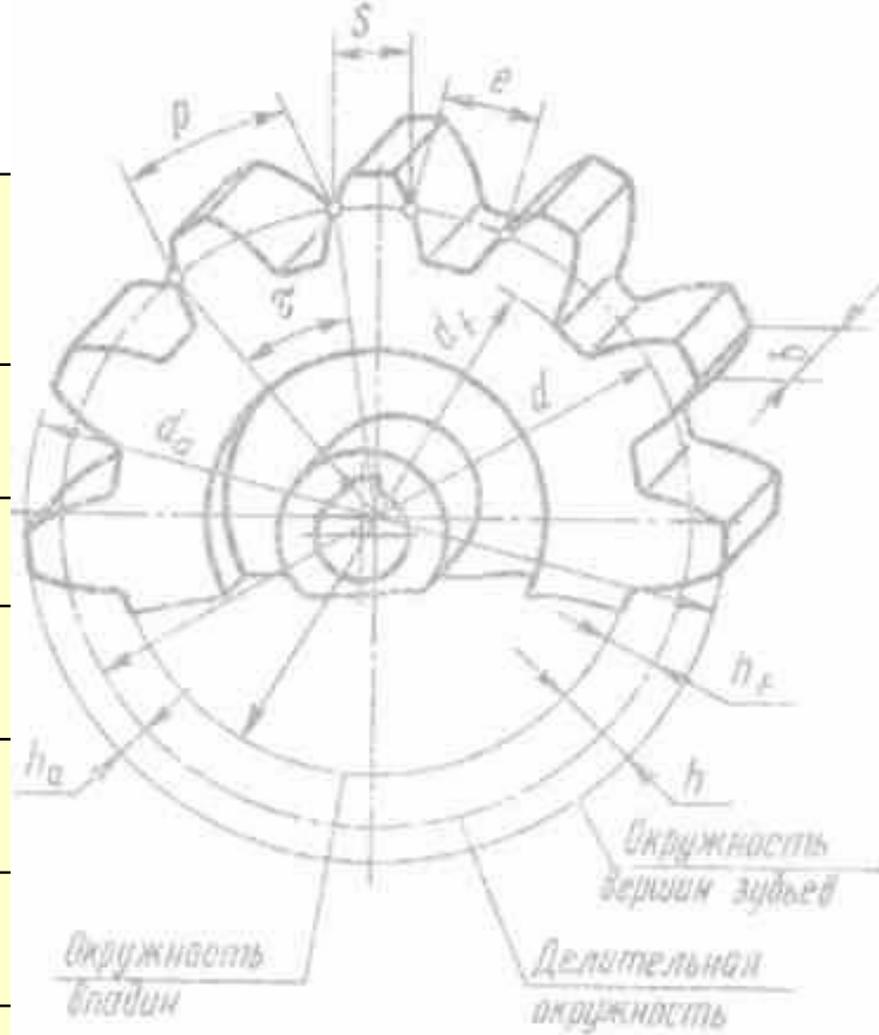
$$m = \frac{P}{\pi}$$

Модуль— основная характеристика размеров зубьев, значения стандартизованы

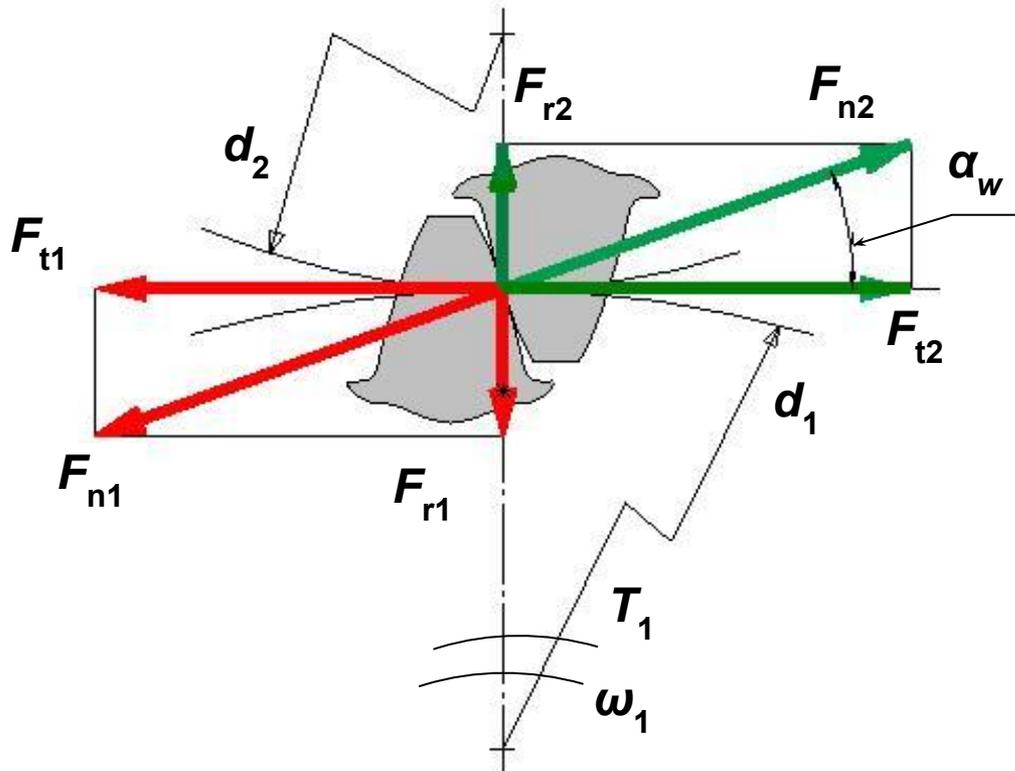
Значения модулей зубьев (ГОСТ 9563-60)

Ряд	Модуль m , мм
1-й	1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11; 14

Диаметр делительной окружности	$d = mz$
Межосевое расстояние	$a = (d_1 \pm d_2)/2 = m(z_1 \pm z_2)/2$
Высота зуба	$h = h_a + h_f = 2,25m$
Высота головки зуба	$h_a = m$
Высота ножки зуба	$h_f = m + c = 1,25m$
Радиальный зазор	$c = 0,25m$
Диаметр вершин зубьев	$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2)$
Диаметр впадин	$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5)$
Ширина венца	$b = \psi_{ba} a = \psi_{bd} d$



Силы в зацеплении



F_n - нормальная сила, действующая по линии зацепления

F_t - окружная сила, действующая по касательной к окружностям

F_r - радиальная сила, действующая по радиусу к центру

α_w - угол зацепления, 20 град

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 / d_1$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$$

Цилиндрическая косозубая передача



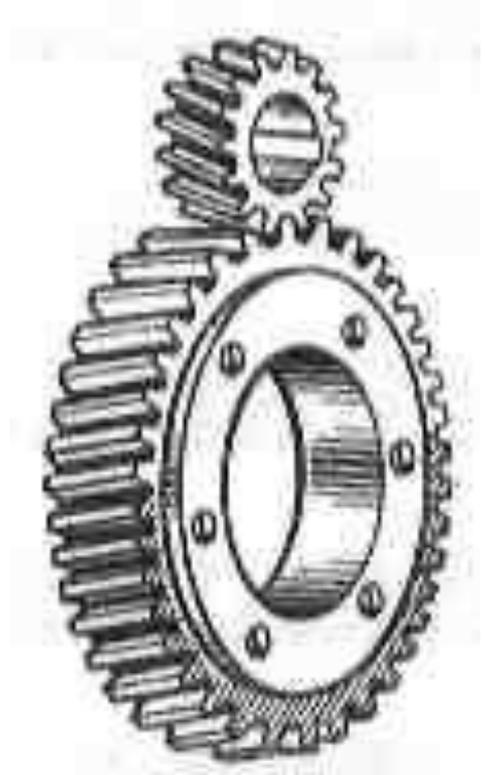
Достоинства :

- плавность зацепления
- меньший шум
- снижение динамических нагрузок

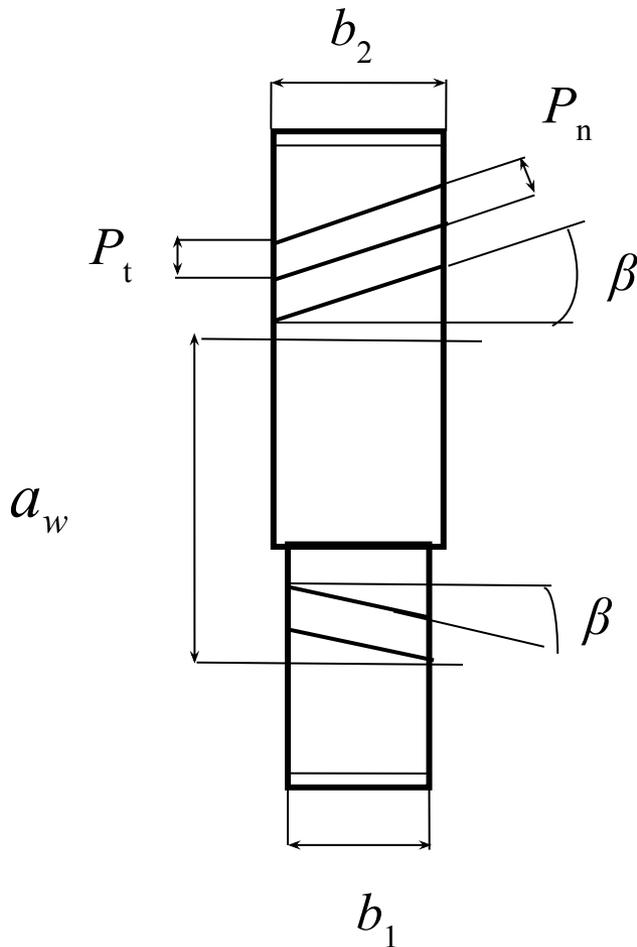


Недостаток:

- наличие осевой силы, стремящейся сдвинуть зубчатое колесо с валом вдоль оси



Цилиндрическая косозубая передача



P_t - окружной шаг зубьев

$m_t = P_t / \pi$ - окружной модуль

P_n - нормальный шаг зубьев

$m_n = P_n / \pi$ - нормальный модуль

$$m_n = m_t \cos \beta$$

Угол наклона зубьев $\beta = 8 \dots 18^\circ$

$\beta < 8^\circ$ - нецелесообразно, отсутствуют преимущества перед прямозубыми

$\beta > 18^\circ$ - возникают большие осевые силы, что усложняет работу подшипниковых узлов

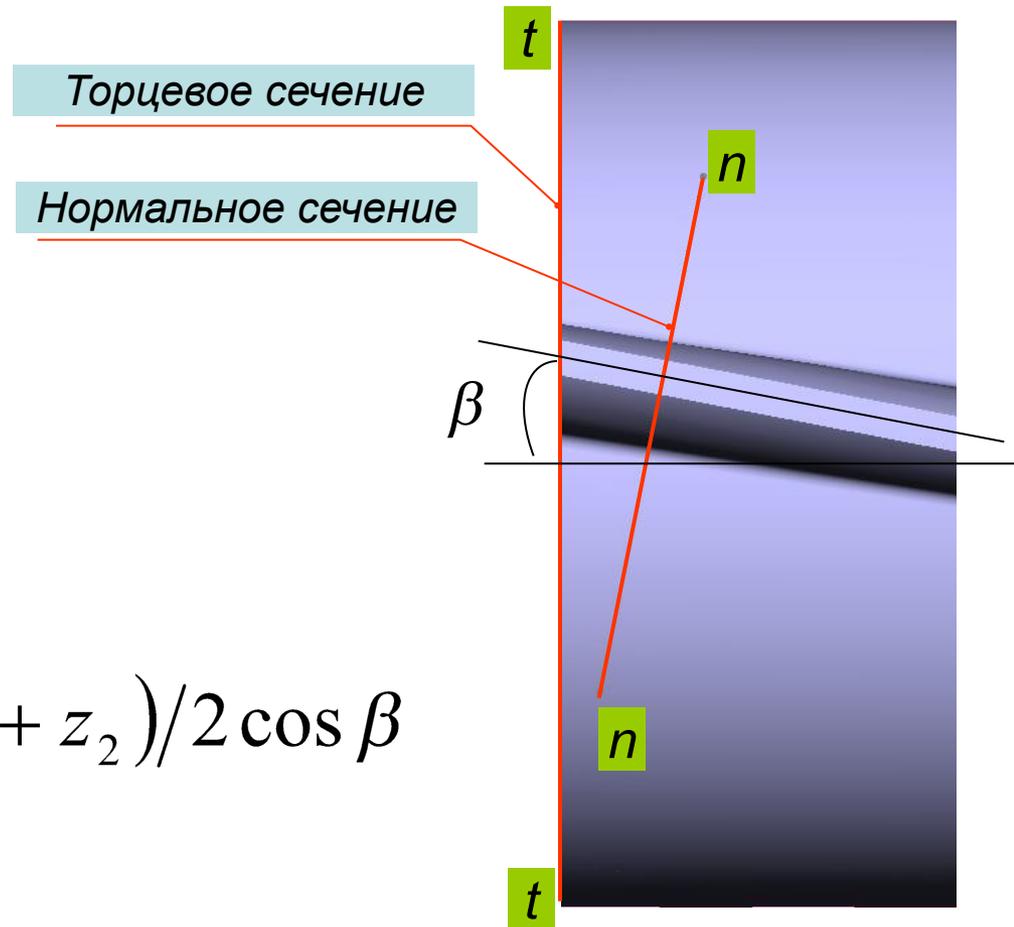
Размеры зубьев косозубого колеса определяются по нормальному модулю

$$d = m_t z = m_n z / \cos \beta$$

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n$$

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m_n$$

$$a = m_t (z_1 + z_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / 2 \cos \beta$$



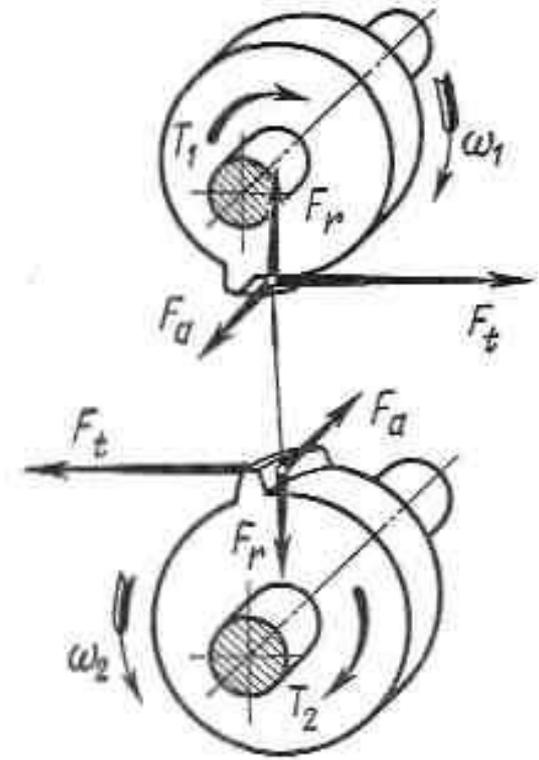
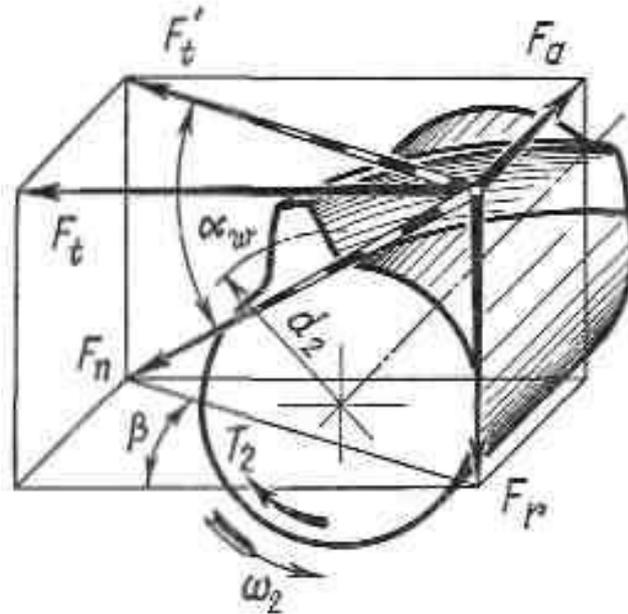
Силы в зацеплении

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} / \cos \beta$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta$$



Шевронная передача

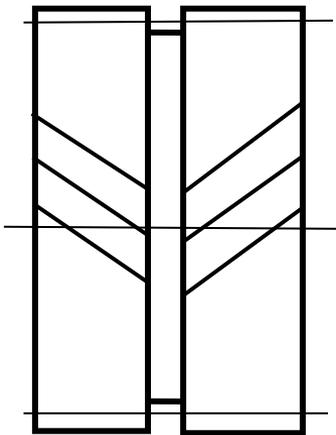
- Цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями, называется шевронным
- Часть венца с зубьями одинакового направления называется полушевроном



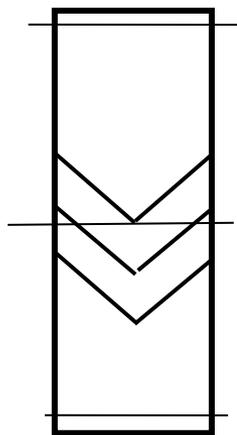
Типы колес

$$\beta = 25 \dots 40^\circ$$

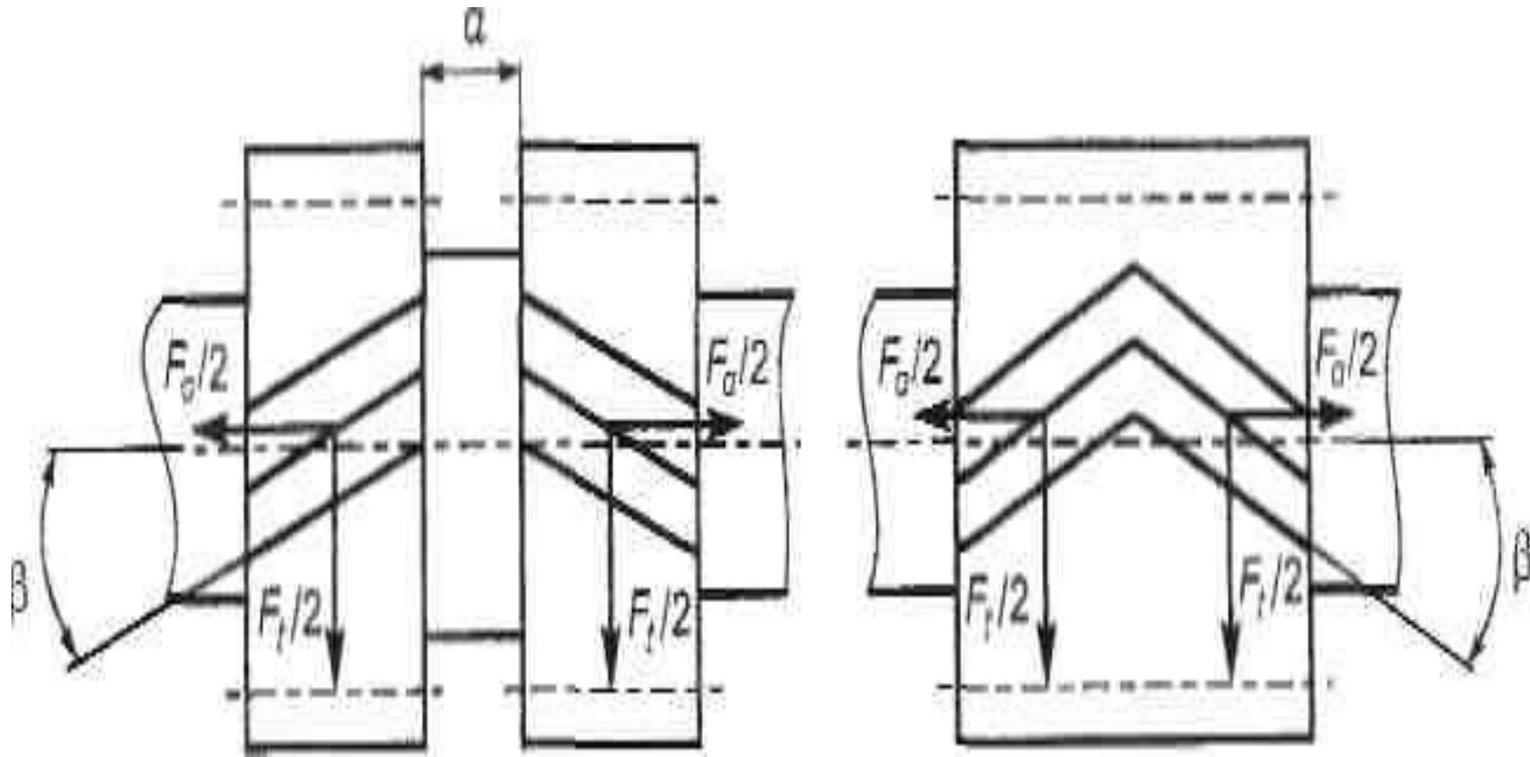
с дорожкой



без дорожки



- Высокая прочность зубьев
- Обеспечивают плавность работы
- Высокая нагрузочная способность
- Применяют в мощных быстроходных закрытых передачах
- Высокая трудоемкость и себестоимость изготовления

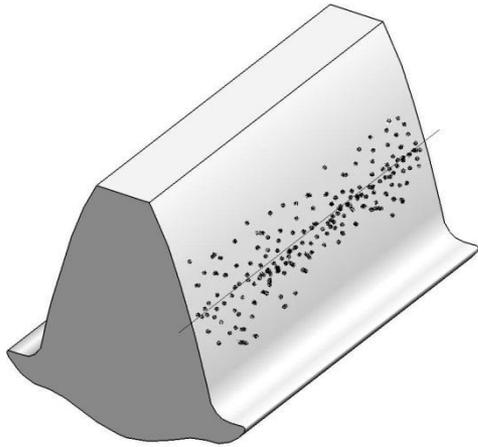


Осевые силы на полушевронах взаимно уравниваются внутри колеса и не передаются на валы и подшипники

Геометрический и силовой расчеты аналогичны расчетам косозубой передачи. При расчете каждого полушеврона принимают половину мощности, передаваемой передачей

Виды разрушений зубьев

Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев

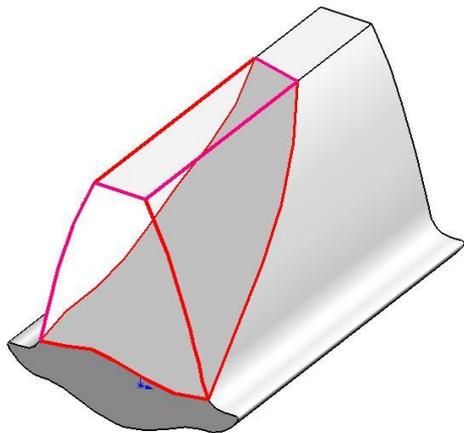


Является основным видом разрушения закрытых, хорошо смазанных передач.

При действии переменных контактных напряжений на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинок, переходящих в раковины.

Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.

Поломки зубьев



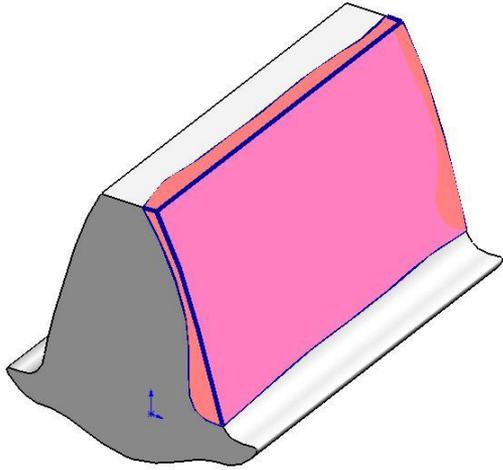
Наиболее опасный вид разрушения зубчатых передач.

Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок.

Усталостные трещины возникают в основании зубьев на той стороне, где вследствие изгиба действуют наибольшие напряжения растяжения.

Короткие зубья обычно выламываются полностью, а широкие зубья косозубых и шевронных передач по наклонному (косому) сечению.

Абразивное изнашивание

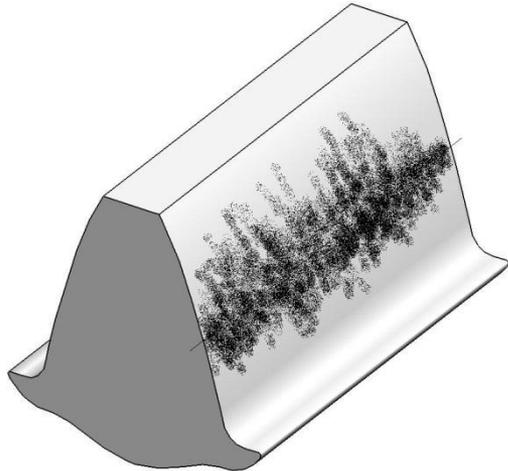


Представляет собой процесс истирания рабочих поверхностей зубьев абразивными частицами.

В открытых передачах является основным видом разрушения.

В закрытых передачах (редукторах) изнашивание наблюдается редко, у машин работающих в среде засоренной абразивами.

Заедание зубьев



Этот вид разрушения характерен для тяжело нагруженных и быстроходных передач.

При высокой удельной нагрузке происходит местный разрыв масляной пленки, нагрев и молекулярное сцепление сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев.

Критерии работоспособности зубчатых передач

В соответствии с перечисленными видами отказов зубчатую передачу принято считать работоспособной, если она удовлетворяет следующим критериям:

1 - контактной выносливости зубьев

условие предусматривает предотвращение

условие направлено на предотвращение усталостной поломки зубьев.

Расчет на износ не разработан, поэтому необходимая износостойкость передачи достигается соответствующим выбором размеров зубьев из расчета на изгибную выносливость

Определение допускаемых напряжений

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{S} \quad \longrightarrow \quad \sigma_m \quad \sigma_{нч} \quad \sigma_{-1}$$

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на усталостную контактную прочность

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL}$$

$\sigma_{H\lim b}$ - предел выносливости зубьев при контактном нагружении, МПа

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70$$

S_H - коэффициент безопасности

для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_H = 1,1$

для колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_H = 1,2$

K_{HL} - коэффициент долговечности

для колес с однородной структурой материала $1,0 \leq K_{HL} \leq 2,6$

для колес с поверхностным упрочнением $1,0 \leq K_{HL} \leq 1,8$

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на усталостную изгибную прочность

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{S_F} K_{FL} K_{FC}$$

$\sigma_{F \text{ lim } b}$ - предел выносливости зубьев при изгибном нагружении, МПа

$$\sigma_{F \text{ lim } b} = 1,75 HB$$

S_F - коэффициент безопасности

учитывает нестабильность свойств материала, его твердость, вероятность разрушения и ответственность передачи $S_F = 1,4 \dots 1,7$

K_{FL} - коэффициент долговечности

для длительно работающих передач $K_{FL} = 1$

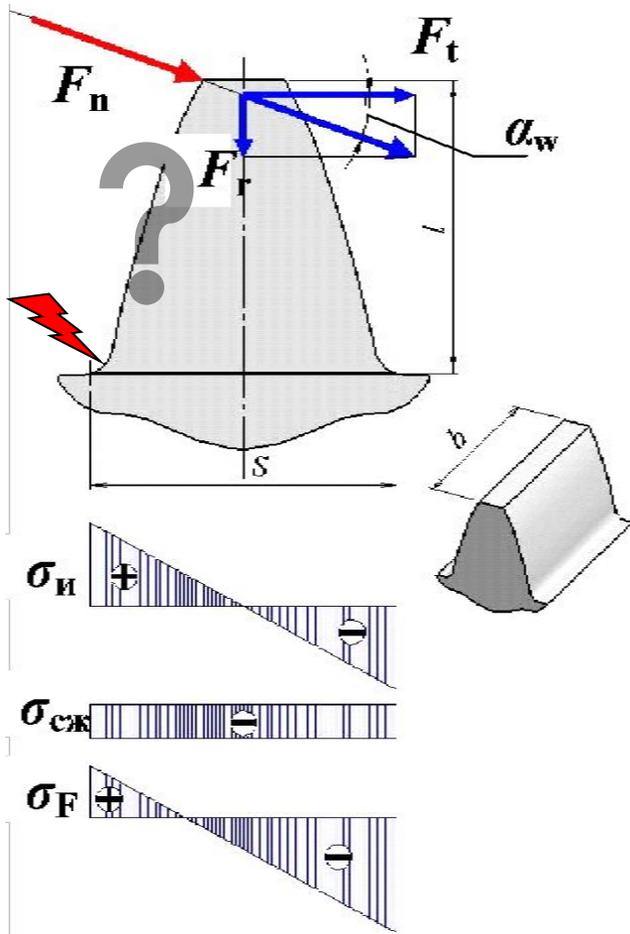
K_{FC} - коэффициент реверсивности

при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1$

для реверсивных передач $K_{FC} \approx 0,7$

Расчет цилиндрической зубчатой передачи на изгиб

1. Вся нагрузка F_n передается одной парой зубьев, приложена к вершине зуба и действует по линии зацепления.
2. Зуб рассматривается как консольная балка прямоугольного сечения с размерами s и b у основания.
3. Возникновение усталостных трещин и разрушение начинаются на растянутой стороне зуба.



Напряжения в опасном сечении

$$\sigma_F = \sigma_u - \sigma_{сж} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{oc}} \quad \sigma_{сж} = \frac{F_r}{b \cdot s} \quad M_u = F_t \cdot l \quad W_{oc} = \frac{b \cdot s^3}{6}$$

σ_F - расчетное напряжение в опасном сечении

$[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение

σ_u - напряжение изгиба в опасном сечении

$\sigma_{сж}$ - напряжение сжатия в опасном сечении

M_u - изгибающий момент в опасном сечении

W_{oc} - осевой момент сопротивления опасного сечения зуба

Условие изгибной выносливости зубьев

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 m_n} Y_\beta Y_F Y_{F\alpha} Y_{F\beta} Y_{Fv} \leq [\sigma_F]$$

F_t - окружное усилие

b_2 - ширина зубчатого венца колеса

m_n - нормальный модуль

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев

Y_F - коэффициент формы зуба

$Y_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями

$Y_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба

Y_{Fv} - коэффициент динамической нагрузки

Проектный расчет на изгибную выносливость зубьев

$$m_n = 1,43 \sqrt{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F] K_3}}$$

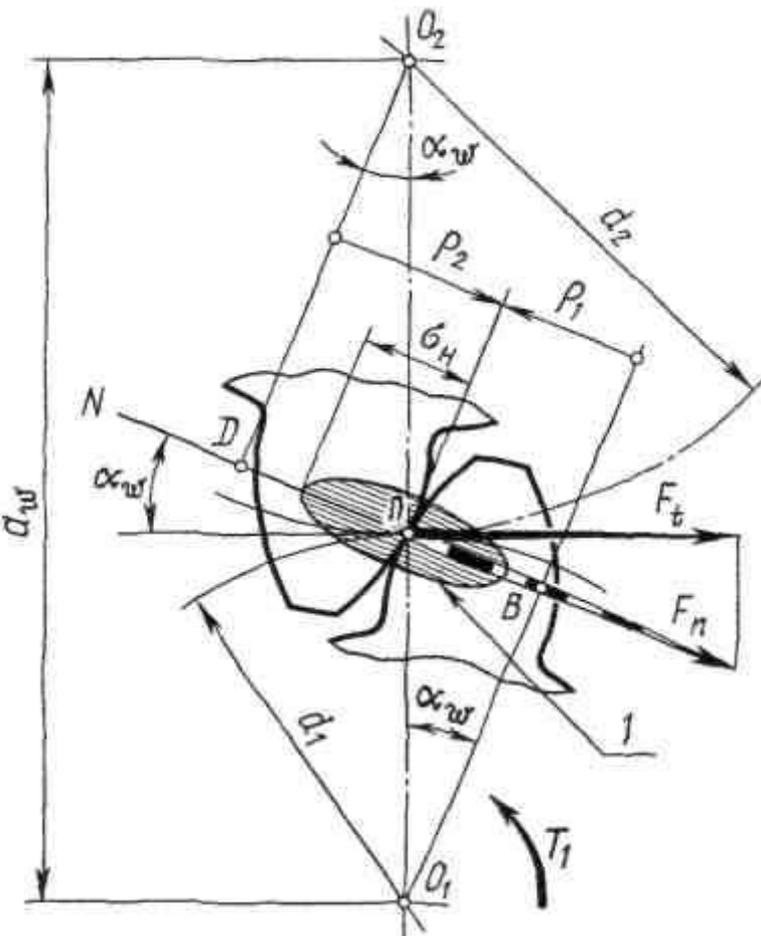
z_1 - число зубьев шестерни

ψ_{bd} - коэффициент ширины венца

K_3 - коэффициент, учитывающий повышение прочности зубьев на изгиб косозубых колес по сравнению с прямозубыми

Расчет цилиндрической передачи на контактную выносливость зубьев

$$\sigma_H = K_a^1 \sqrt{\frac{F_t (u_\phi + 1)}{d_1 b_2 u_\phi}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H]$$



d_1 - диаметр делительной окружности шестерни

b_2 - ширина зубчатого венца колеса

u_ϕ - фактическое передаточное число

K_a^1 - коэффициент, для прямозубых 436, косозубых и шевронных 376

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба

K_{Hv} - коэффициент динамической нагрузки

Проектный расчет на контактную выносливость зубьев

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]_{\min}^2}}$$

«+» - при внешнем зацеплении; «-» - при внутреннем

T_2 - вращающий момент на валу колеса

u - передаточное число

K_a - коэффициент, для прямозубых передач – 495,
косозубых и шевронных – 430

$[\sigma_H]_{\min}$ - допускаемое контактное напряжение

ψ_{ba} - коэффициент ширины венца

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность
распределения нагрузки по длине зуба

Порядок расчета зубчатых передач

закрытая

открытая

1. Проектный расчет

1.1. Выбор материала, определение допускаемых напряжений:

$$[\sigma_H] \quad [\sigma_F]$$

$$[\sigma_F]$$

1.2. Из условия контактной выносливости зубьев определение:

$$a_w$$

1.2. Из условия изгибной выносливости зубьев определение:

$$m$$

1.3. Определение геометрических размеров передачи:

$$m, \beta, z_i, d_i, d_{ai}, d_{fi}, b_i$$

$$\beta, z_i, d_i, d_{ai}, d_{fi}, b_i, a_w$$

1.4. Определение силовых характеристик

$$F_{ti}, F_{ri}, F_{ai}$$

$$F_{ti}, F_{ri}, F_{ai}$$

2. Проверочный расчет

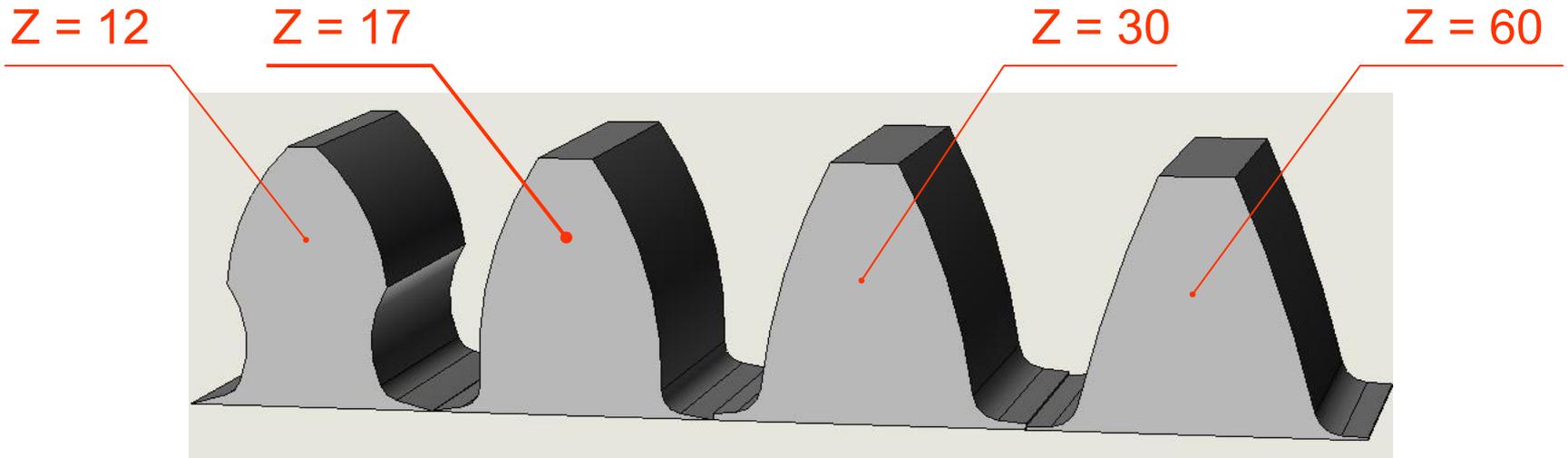
$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

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

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

3. Конструирование зубчатых колес

Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев



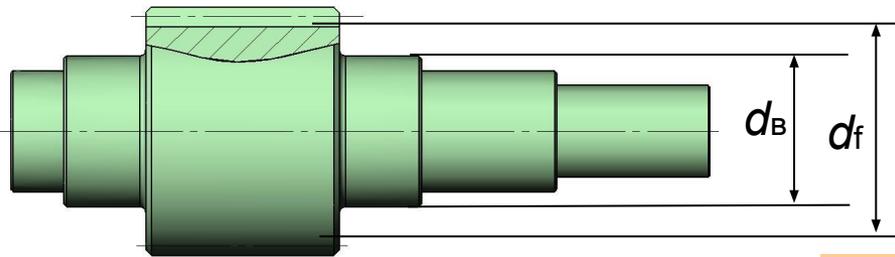
С уменьшением Z уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению контактной и изгибной прочности зуба. При дальнейшем уменьшении Z появляется подрезание ножки зуба.

Для прямозубых передач число зубьев на границе подрезания $Z_{\min} = 17$

При расчете на изгиб форма зуба учитывается безразмерным коэффициентом формы зуба Y_F

Конструкции цилиндрических зубчатых колес

Шестерня выполненная заодно с валом (вал – шестерня)



Прокат при $d_a < 200\text{мм}$ и $d_f < 2d_B$

Насадные колеса

Кованные или штампованные

Литые

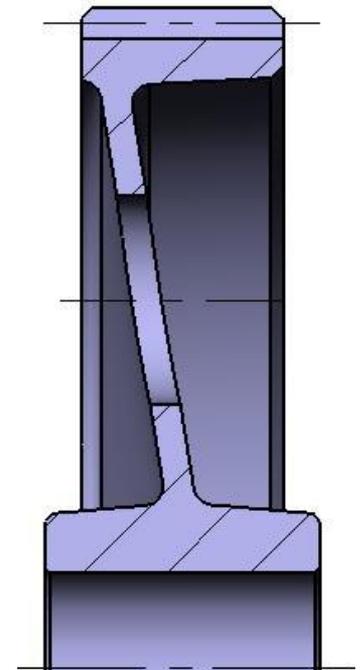
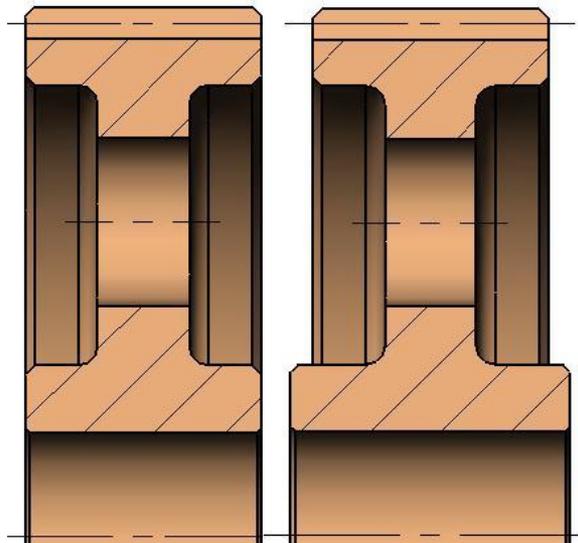
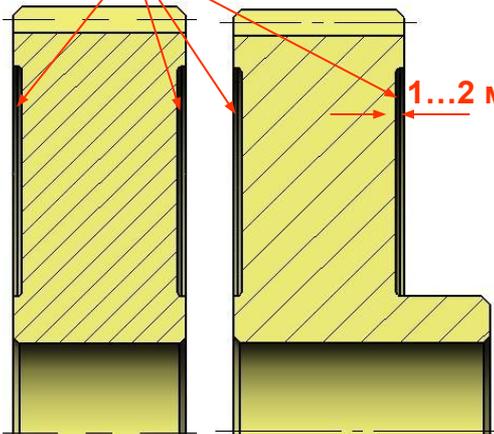
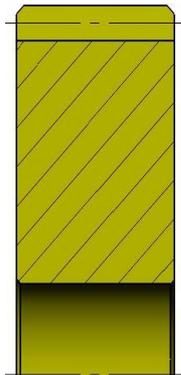
$d_a < 250 \dots 600 \text{ мм}$

$d_a < 250\text{мм}$

ВЫТОЧКИ

$d_a < 80\text{мм}$

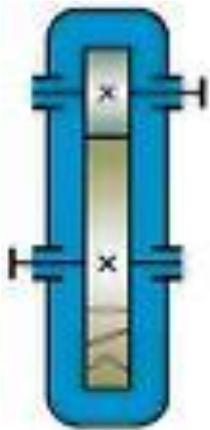
1...2 мм



Схемы цилиндрических редукторов

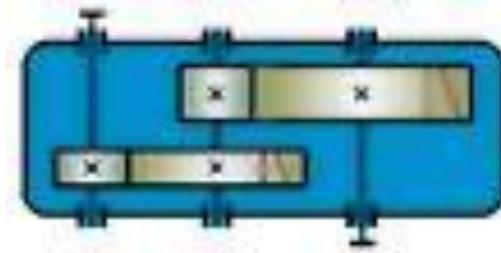
Одноступенчатый

$u < 6,3$

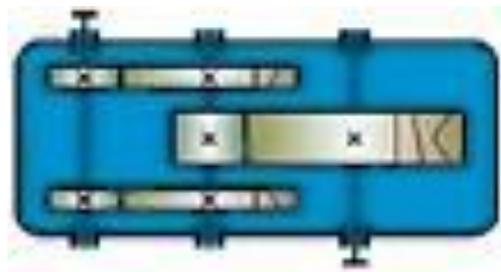


Двухступенчатые $u = 6,3 \dots 40$

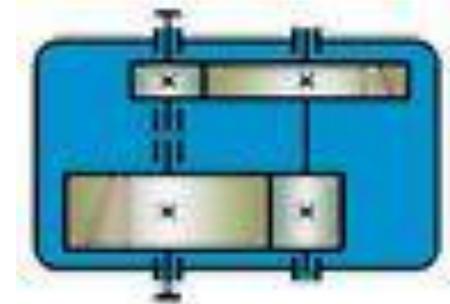
По развернутой схеме



с раздвоенной
быстроходной ступенью



Соосный



с раздвоенной
тихоходной ступенью

