

# Цилиндрические зубчатые передачи

Прямозубые

Косозубые



# ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

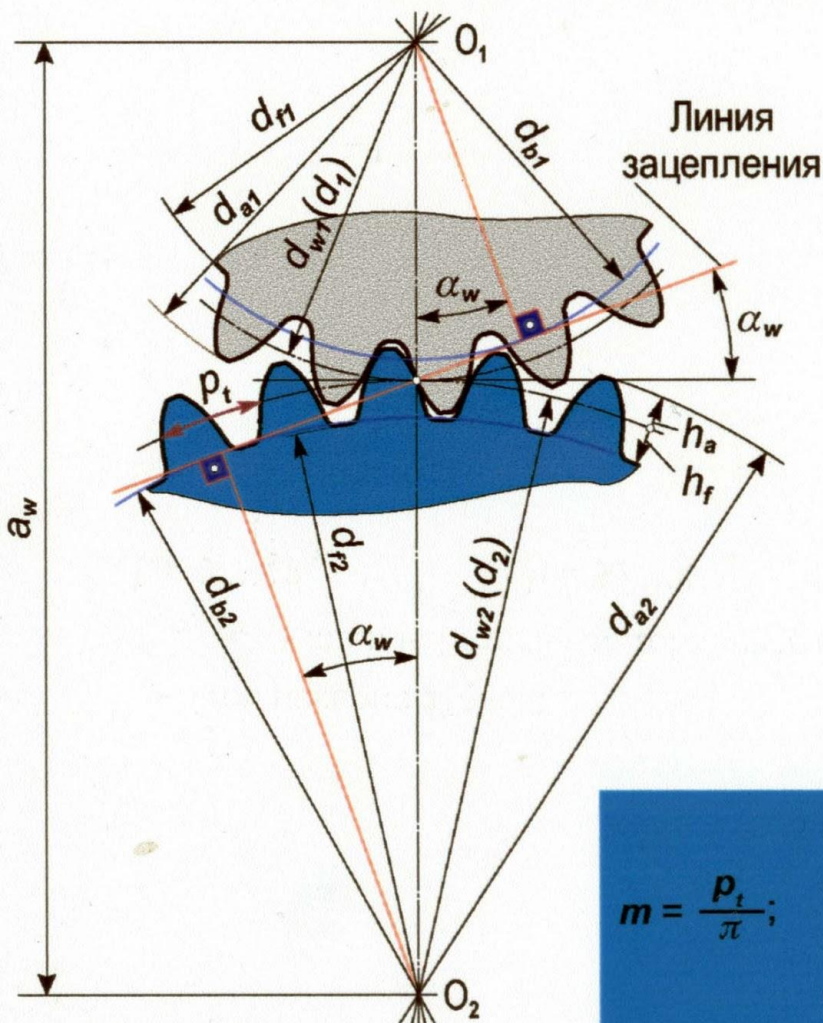
## *Основные достоинства зубчатых передач:*

- технологичность, постоянство передаточного числа;
- высокая нагрузочная способность;
- высокий КПД (до 0,97-0,99 для одной пары колес);
- малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач при равных условиях;
- большая надежность в работе, простота обслуживания;
- сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

## *К недостаткам зубчатых передач следует отнести:*

- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа;
- шум при больших скоростях; плохие амортизирующие свойства;
- громоздкость при больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов;
- потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев;
- зубчатая передача не предохраняет машину от возможных опасных перегрузок.

# ГЕОМЕТРИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ С ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПО ГОСТ 13755-81 БЕЗ СМЕЩЕНИЯ



$m$  - модуль зацепления, мм;

$p_t$  - окружной шаг зубьев, мм;

$z_1, z_2$  - числа зубьев шестерни и колеса;

$d_1, d_2$  - делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

$d_{w1}, d_{w2}$  - начальные диаметры шестерни и колеса, мм;

$d_{a1}, d_{a2}$  - диаметры вершин зубьев шестерни и колеса, мм;

$d_{f1}, d_{f2}$  - диаметры впадин зубьев шестерни и колеса, мм;

$d_{b1}, d_{b2}$  - диаметры основных окружностей шестерни и колеса, мм;

$h_a$  - высота головки зуба, мм;

$h_f$  - высота ножки зуба, мм;

$h$  - высота зуба, мм;

$\alpha_w$  - угол зацепления, градус;

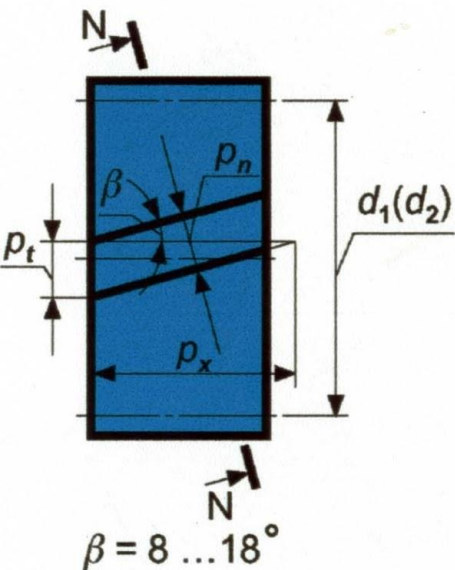
$a_w$  - межосевое расстояние, мм.

$$m = \frac{p_t}{\pi};$$

$d_1 = m \cdot z_1;$	$d_{w1} = d_1;$	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a;$	$h = h_a + h_f;$
$d_2 = m \cdot z_2;$	$d_{w2} = d_2;$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a;$	$h_a = m;$
$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_w;$	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f;$	$h_f = 1,25 \cdot m;$	
$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_w;$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f;$	$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}).$	

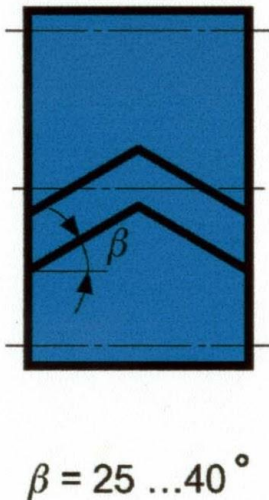
# ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИИ КОСОЗУБЫХ И ШЕВРОННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Зуб косой

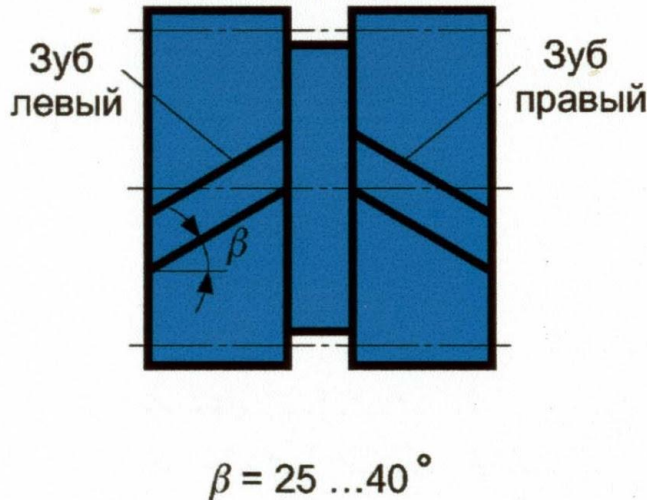


Зуб шевронный

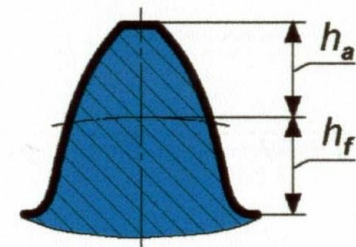
а) без канавки



б) с канавкой для выхода фрезы



N - N ⊙ (Увеличено)



$h_a$  - высота головки зуба;

$h_f$  - высота ножки зуба;

$p_n, p_t, p_x$  - шаги нормальный, торцовый, осевой;

$\beta$  - угол наклона зубьев;

$m_n, m_t, m_x$  - модули нормальный, торцовый, осевой;

$z_1, z_2$  - числа зубьев шестерни и колеса;

$d_1, d_2$  - делительные диаметры шестерни и колеса;

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta};$$

$$p_x = \frac{p_n}{\sin \beta};$$

$$m_n = \frac{p_n}{\pi};$$

$$m_t = \frac{p_t}{\pi};$$

$$m_x = \frac{p_x}{\pi};$$

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta};$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta};$$

$$h_a = m_n;$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n.$$

## Прямозубая передача

В прямозубой передаче зубья входят в зацепление сразу по всей длине зуба; следовательно, нагрузка передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости  $v$  колес. Применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

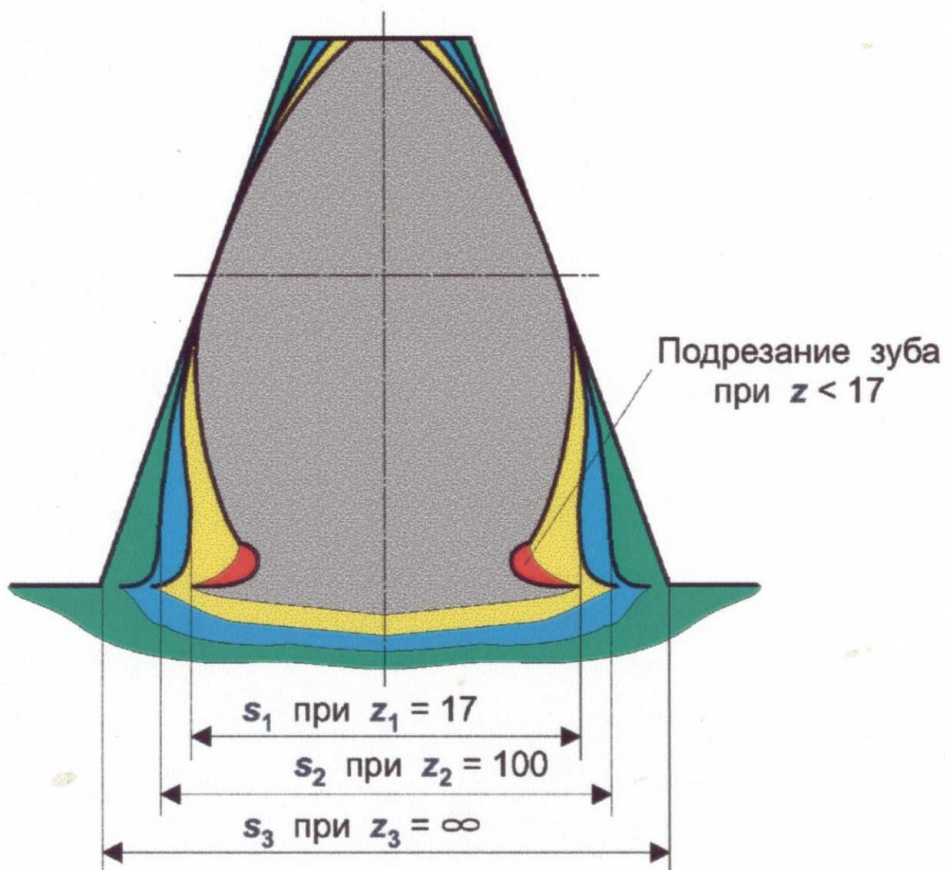
## Косозубая передача

При работе такой передачи зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, как в прямозубой, а постепенно; передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В результате по сравнению с прямозубой повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность работы передачи и уменьшается шум. Поэтому косозубые передачи имеют преимущественное распространение. Применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях.

## Шевронная передача

Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу) и сохранить их преимущество, применяют шевронные передачи. В этих передачах каждая половина колеса нарезана со встречным углом наклона линии зубьев. Поэтому осевые силы взаимно уравновешиваются на колесе и на подшипники не передаются. Это позволяет применять у шевронных колес угол  $\alpha$ , что повышает

## ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА НА ИХ ФОРМУ И ПРОЧНОСТЬ



Толщина зуба у корня:

$$s_1 < s_2 < s_3$$

Менее прочен зуб шестерни, имеющей меньшее число зубьев:  $z_1 < z_2$ .

В расчетах на изгибную прочность вводится коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и определяемый отдельно для шестерни и колеса.

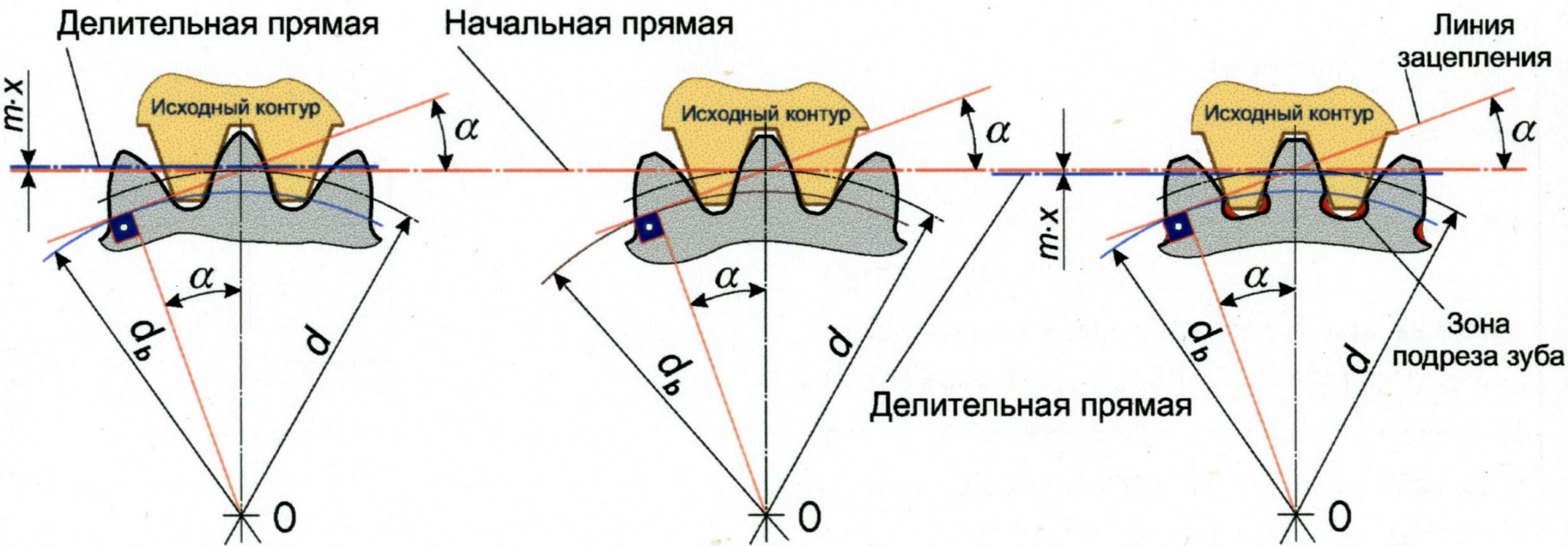
Для обеспечения изгибной равнопрочности зубьев шестерни и колеса рекомендуется шестерню выполнять из более прочного материала.

# ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА СО СМЕЩЕНИЕМ ИСХОДНОГО КОНТУРА

Смещение положительное:  
 $x > 0$

Смещение отсутствует:  
 $x = 0$

Смещение отрицательное:  
 $x < 0$



$m$  - модуль;

$x$  - коэффициент смещения исходного контура;

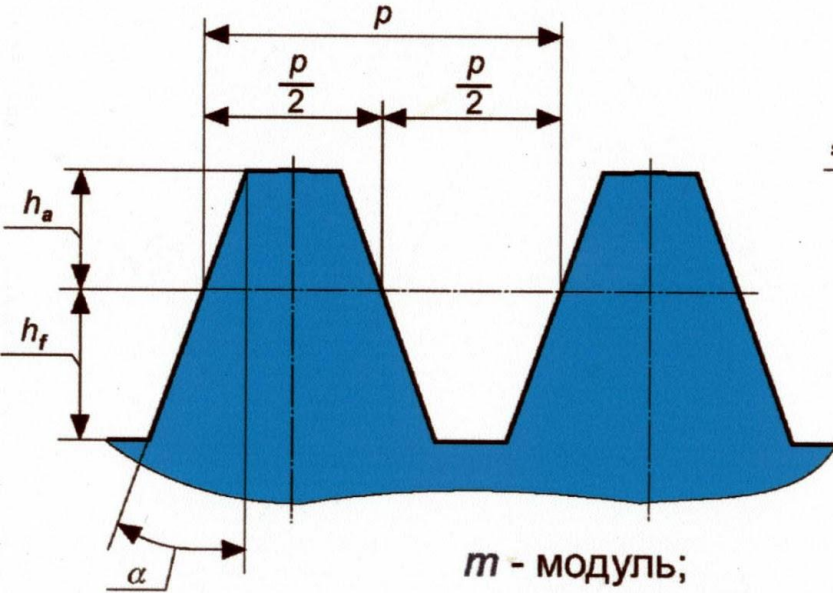
$d$  - делительный диаметр зубчатого колеса;

$d_b$  - основной диаметр зубчатого колеса;

$\alpha$  - угол профиля исходного контура.

# ИСХОДНЫЙ И ПРОИЗВОДЯЩИЙ КОНТУРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Исходный контур по ГОСТ 13755-81

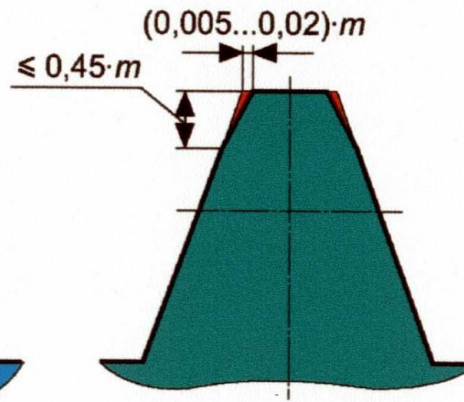


$m$  - модуль;

$p = \pi \cdot m$  - шаг;

$\alpha = 20^\circ$  - угол главного профиля.

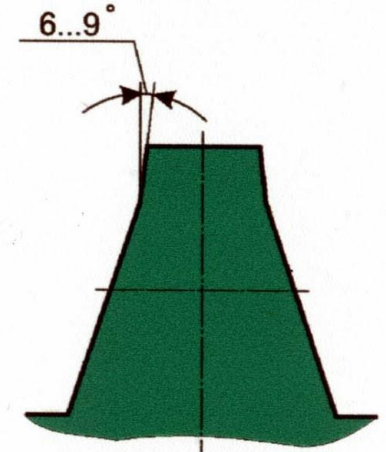
Исходный контур с модификацией  
профиля головки зуба  
(фланкирование зубьев)



$h_a = m$  - высота головки;

$h_f = 1,25 \cdot m$  - высота ножки;

Производящий реечный контур с  
протуберанцем

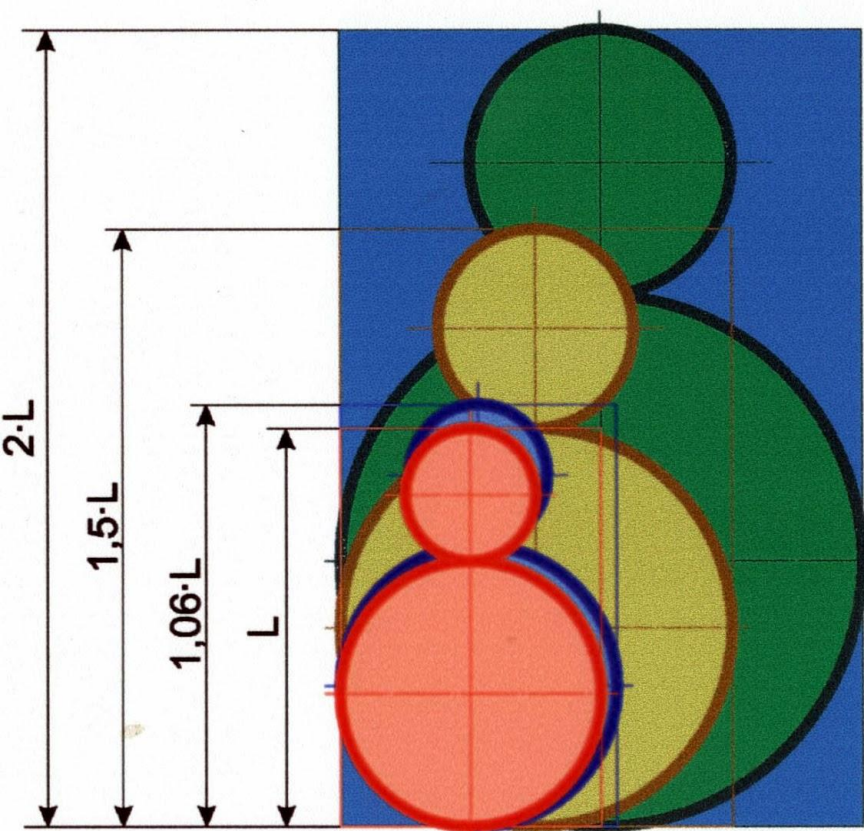




## МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Марки сталей	Вид термообработки	Область применения
<p>Стали легированные конструкционные 15Х, 20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2Н4А, 38ХМЮА и др. по ГОСТ 4543-71</p>	<p>Химико - термическое упрочнение с закалкой до твердости  <b>H = 56...63 HRC</b></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  <b>H = 50...55 HRC</b></p>	<p>Средненагруженные зубчатые передачи</p>
	<p>Улучшение до твердости  <b>H = 230...280 HB</b></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  <b>H = 190...220 HB</b></p>	<p>Крупногабаритные зубчатые передачи</p>

# ЗАВИСИМОСТЬ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ОТ ВИДА ТЕРМООБРАБОТКИ ЗУБЬЕВ



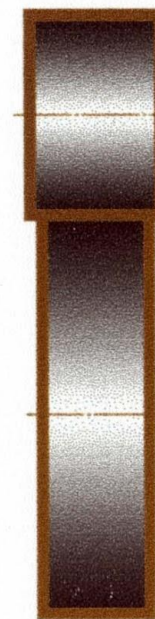
Химико-термические  
упрочнения  
H = 55...63 HRC



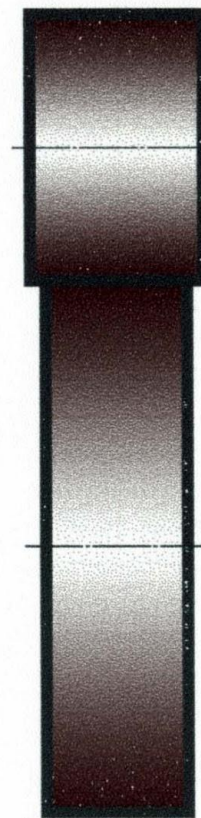
Закалка  
с нагревом ТВЧ  
H = 48...58 HRC



Улучшение  
H = 240...320 HB



Нормализация  
H = 170...220 HB



▣ *Способы отделки зубьев:*

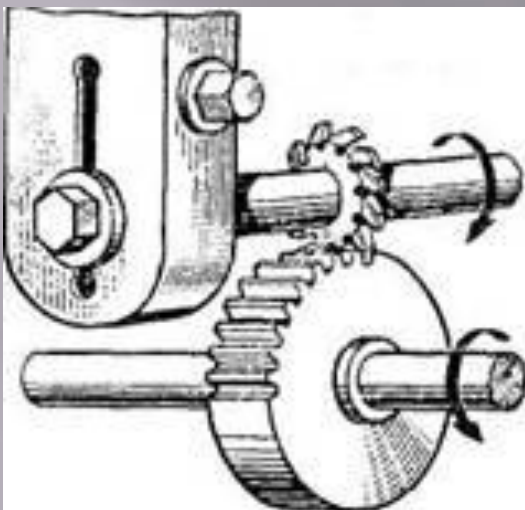
- шлифование - производится методом копирования или обкатки шлифовальным кругом;
- шевингование - выполняется специальным инструментом шевер-шестерней или шевер-рейкой (обкатывая обрабатываемое колесо, шевер отделяет зубья до требуемых точности и шероховатости поверхности);
- притирка - производится с помощью специального чугунного колеса (притира), находящегося в зацеплении с обрабатываемым колесом.

*В зависимости от способа получения заготовки зубчатые колеса подразделяют :*

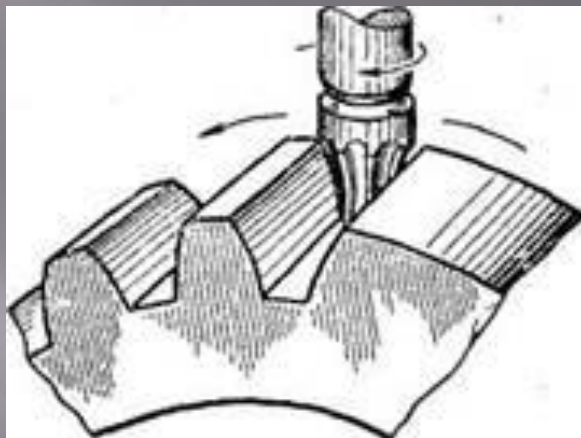
- литые
- кованные или штампованные, изготовленные механической обработкой
- сварные

# Способы изготовления зубчатых

рес



Нарезание зубьев методом копирования дисковой фрезой.



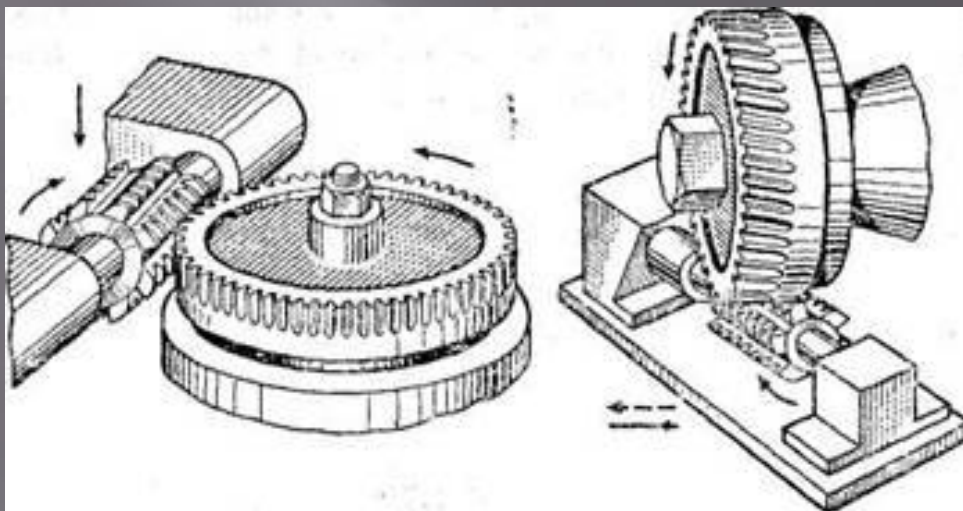
Нарезание зубьев пальцевой фрезой.



Нарезание зубьев наружного зацепления.



Нарезание зубьев внутреннего зацепления



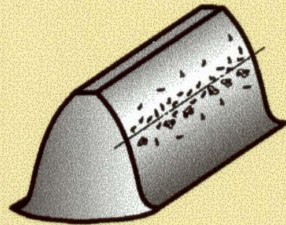
Нарезание зубьев червячной фрезой

# КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

## Виды разрушения зубьев

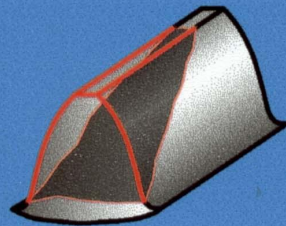
## Условия работы

Выкрашивание поверхностных слоев зубьев



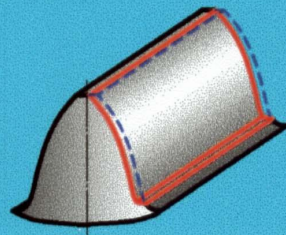
Закрытые хорошо смазываемые передачи. При циклическом нагружении на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинок, переходящих в раковины. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.

Поломка зубьев



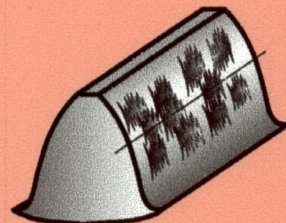
Высоконагруженные мелко модульные передачи. Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колес или по косому сечению - косо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

Абразивный износ



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

Заедание

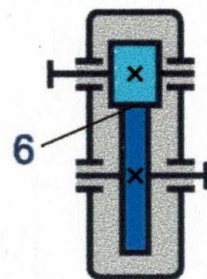
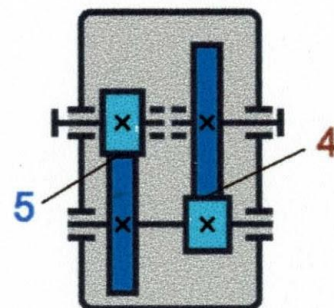
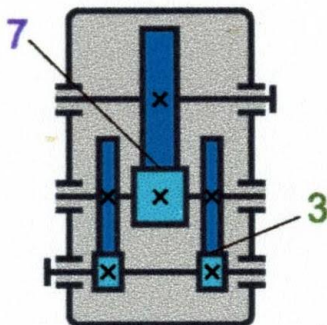
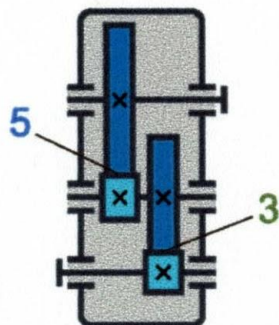
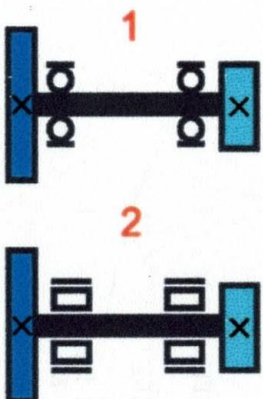


Высоконагруженные передачи. При высокой удельной нагрузке происходит разрыв масляной пленки, нагрев и схватывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев.

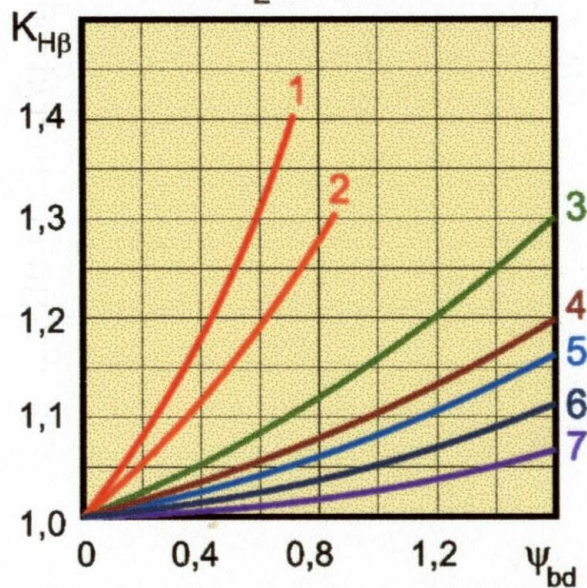
## Смазывание зубчатых передач

Для смазывания используют картерную систему. Масло заливается так, что венцы колес в него погружены. Когда колесо крутится, оно захватывает масло и разбрызгивает его. Стекает масло со стенок в нижнюю часть корпуса редуктора. Так образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность деталей. Этот метод применяется для смазывания при окружной скорости не больше 0,3...12,5 м/с. Для смазки чаще применяется масло. Если окружная скорость высока, то применяют масла с меньшей вязкостью, и если больше контактное напряжение в зацеплении, тем вязкость больше. Например индустриальное масло. Его обозначают четырьмя буквами: первая И – индустриальное, второе Г – для гидравлических систем или Т – для тяжело нагруженных, третья С- масло с антикоррозионными, антиокислительными и противоизносными присадками, А - масло без присадок, Д - с антикоррозионными, антиокислительными, противоизносными и противозадирными присадками, четвертым является число- класс кинематической вязкости.

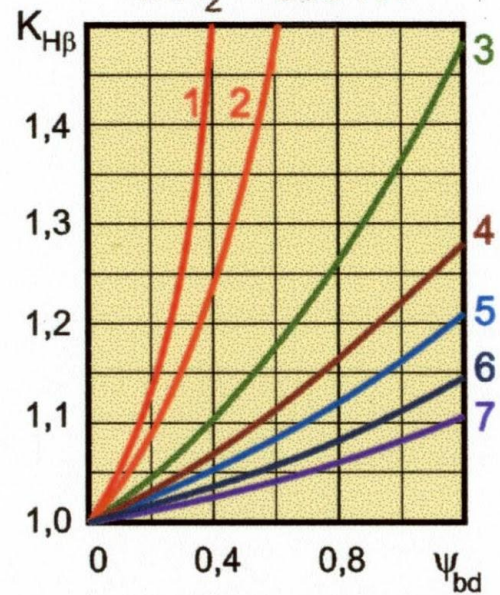
# КОЭФИЦИЕНТ $K_{НВ}$ ПРИ РАСЧЕТАХ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ



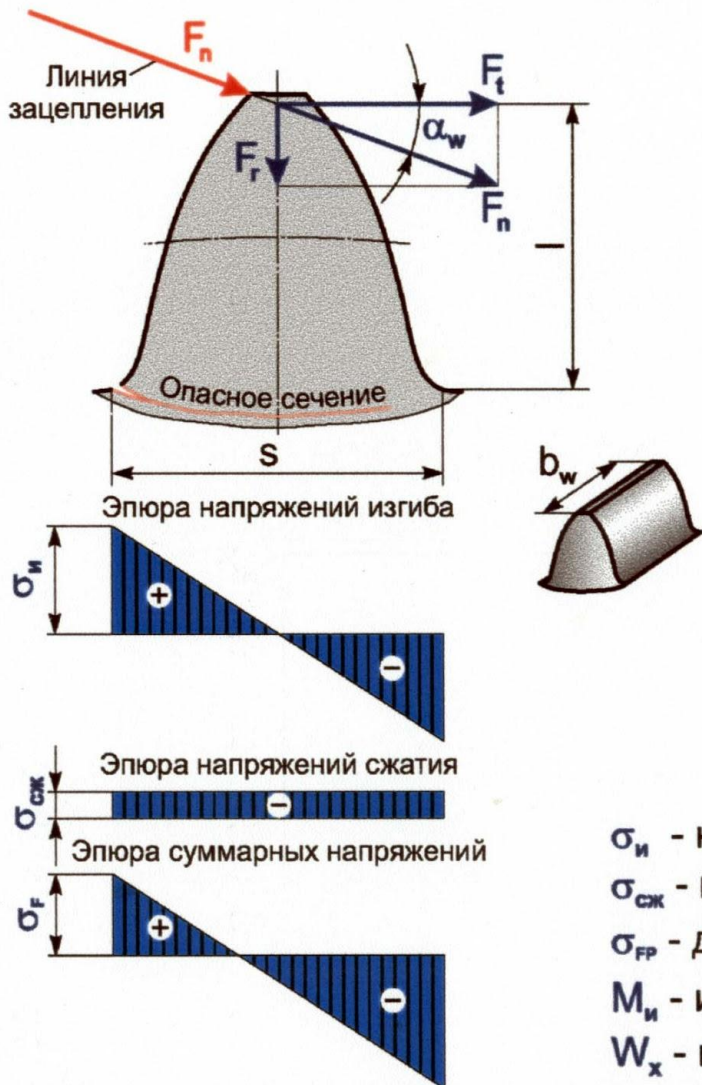
При  $H_1 \leq 350$  HV  
или  $H_2 \leq 350$  HV



При  $H_1 > 350$  HV  
и  $H_2 > 350$  HV



# СХЕМА К РАСЧЕТУ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗГИБ ЗУБЬЕВ



Приняты допущения:

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  $b_w$  у основания.
3. Возникновение усталостных трещин и разрушение начинаются на растянутой стороне зуба.

Напряжения в опасном сечении

$$\sigma_F = \sigma_{из} - \sigma_{сж} \leq \sigma_{FP};$$

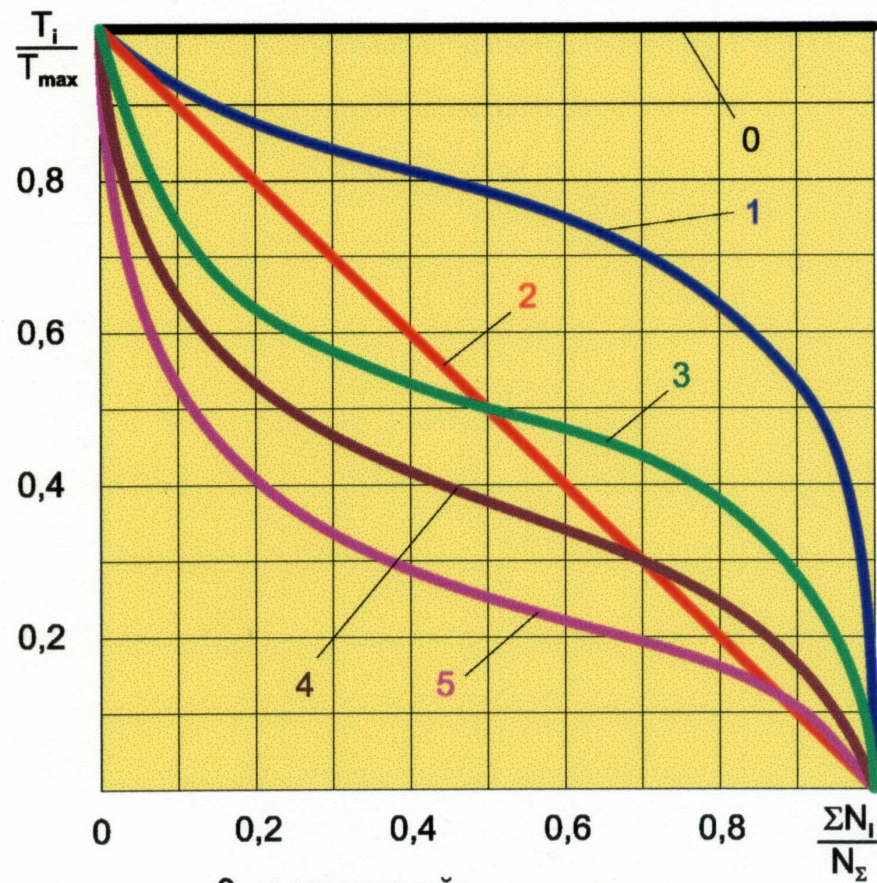
$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_x}; \quad \sigma_{сж} = \frac{F_r}{s \cdot b_w}; \quad M_{из} = F_t \cdot l; \quad W_x = \frac{b_w \cdot s^2}{6}.$$

В формулах:

- $\sigma_{из}$  - напряжения изгиба в опасном сечении;
- $\sigma_{сж}$  - напряжения сжатия в опасном сечении;
- $\sigma_{FP}$  - допускаемые напряжения;
- $M_{из}$  - изгибающий момент;
- $W_x$  - момент сопротивления изгибу.



# ТИПОВЫЕ РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ МАШИН



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

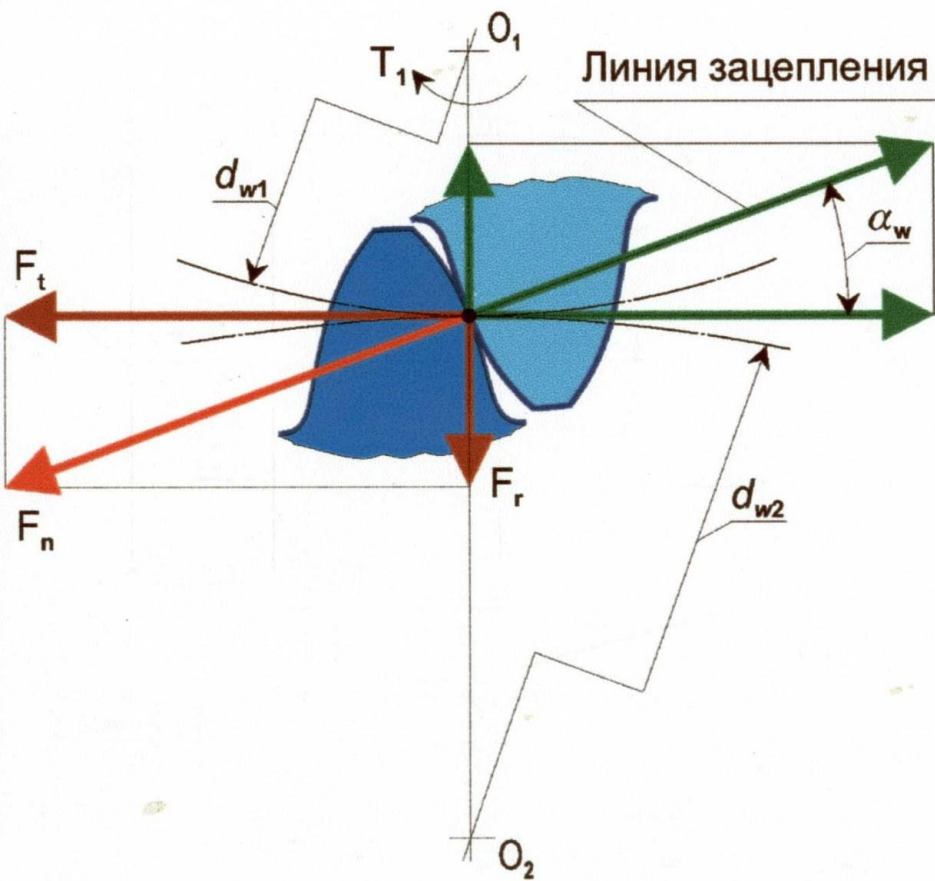
$T_i$  - текущая нагрузка;

$T_{max}$  - наибольшая длительно действующая нагрузка;

$\sum N_i$  - суммарное число циклов при  $i$ -ом нагружении;

$N_{\Sigma}$  - суммарное число циклов нагружений всех уровней.

## СИЛЫ В ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ



$d_{w1}$  - начальный диаметр шестерни, мм;

$d_{w2}$  - начальный диаметр колеса, мм;

$F_n$  - нормальная сила, действующая по линии зацепления, Н;

$F_t$  - окружная сила, действующая по касательной к начальным окружностям, Н;

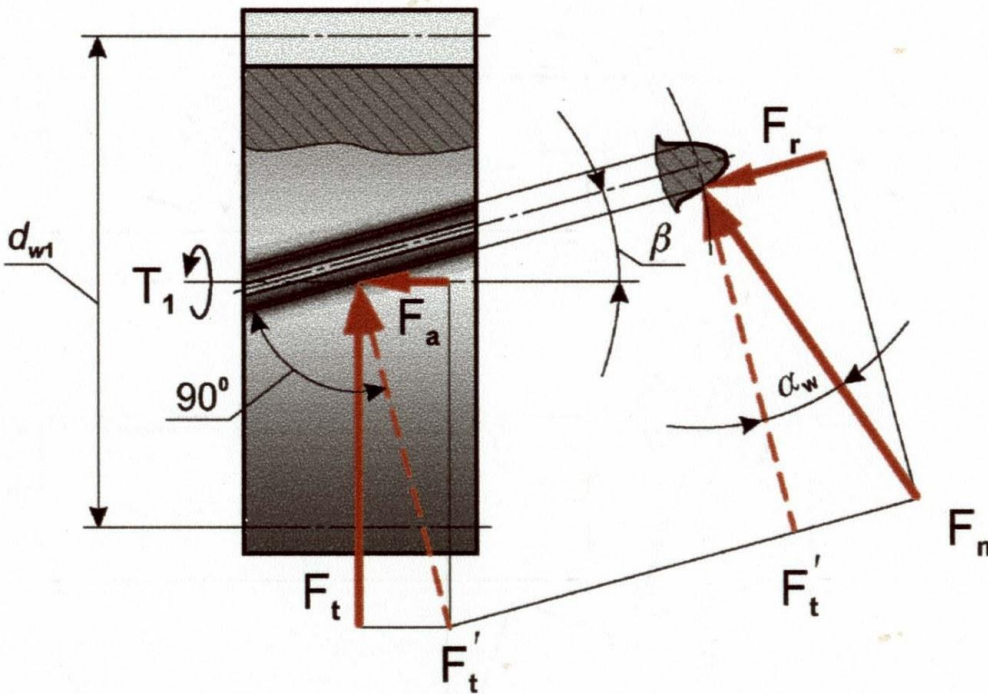
$F_r$  - радиальная сила, действующая по радиусу к центру, Н;

$T_1$  - вращающий момент на шестерне, Н·м;

$\alpha_w$  - угол зацепления, градус;

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_{w1}} ; \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w ; \quad F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} .$$

## СИЛЫ В КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ



$d_{w1}$  - начальный диаметр шестерни, мм;

$F_n$  - нормальная сила, действующая в полюсе зацепления по нормали к сопряженным поверхностям, Н;

$F_t$  - окружная сила, действующая по касательной к начальным окружностям, Н;

$F_r$  - радиальная сила, действующая по радиусу к центру, Н;

$F_a$  - осевая сила, параллельная осям зубчатых колес, Н;

$T_1$  - вращающий момент на шестерне, Н·м;

$\alpha_w$  - угол зацепления в нормальном сечении;

$\beta$  - угол наклона зуба;

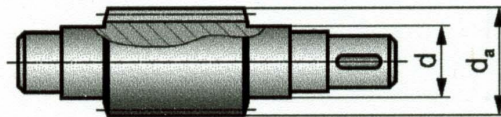
$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} ; \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} ;$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta ; \quad F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} .$$

В шевронной передаче осевые силы на полушевронах замыкаются на зубчатых колесах и на валы и опоры не передаются.

# КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Шестерня, выполненная заодно с валом (вал-шестерня)  
прокат при  $d_a \leq 200$  мм и  $d_a \leq 2 \cdot d$



## Насадные колеса

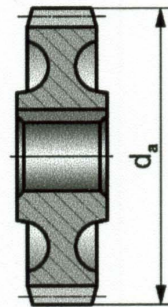
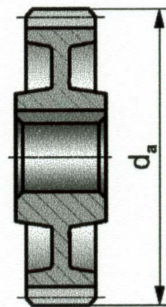
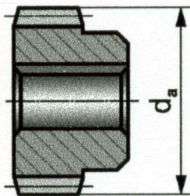
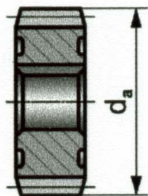
кованые или штампованные

$d_a = 150 \dots 250$  мм

$d_a = 250 \dots 600$  мм

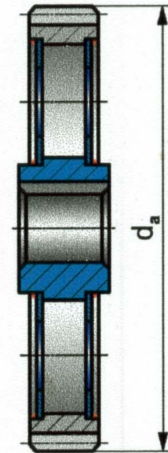
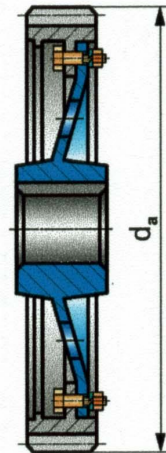
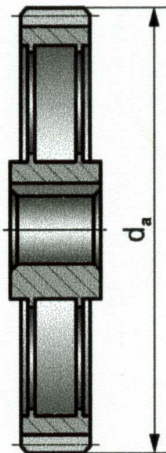
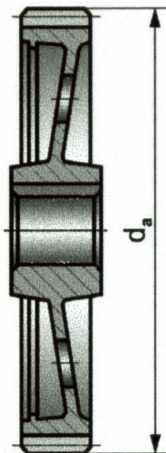
$H \leq 350$  HB

$H > 350$  HB



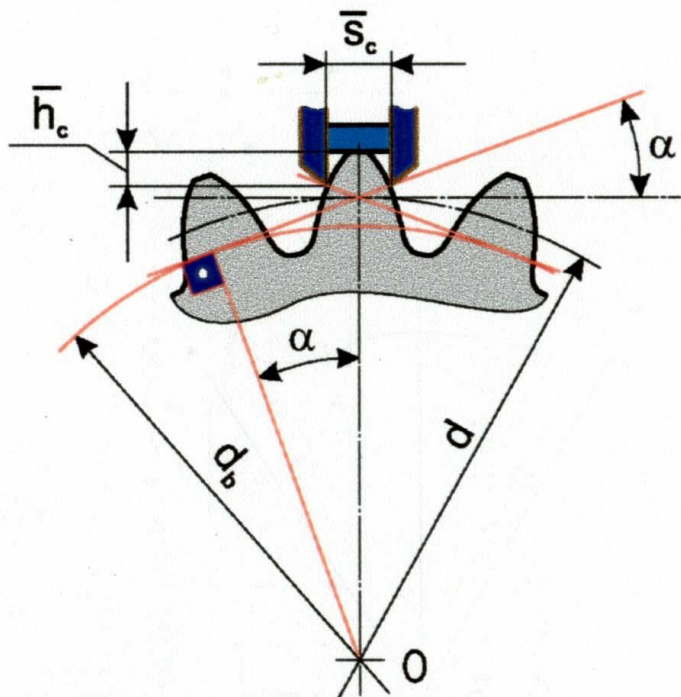
литые  
 $d_a = 600 \dots 900$  мм     $d_a \geq 900$  мм

бандажированное    сварное  
 $d_a \geq 600$  мм     $d_a \geq 600$  мм

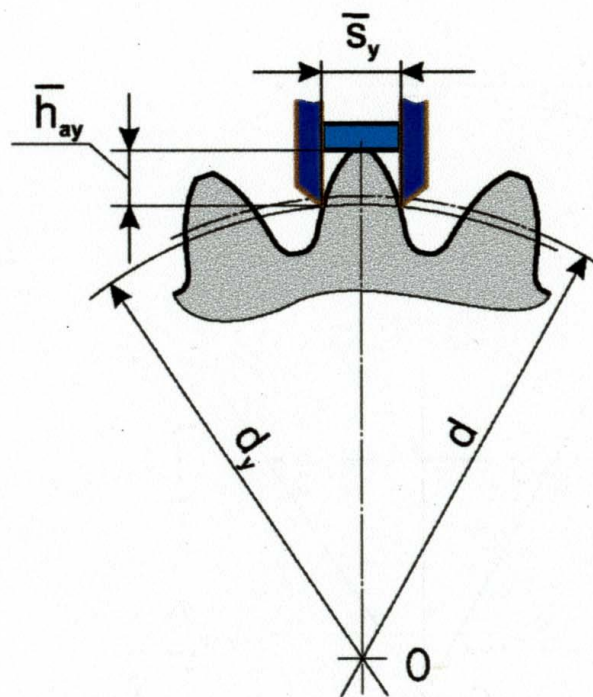


# КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

По постоянной хорде



По хорде на заданном диаметре

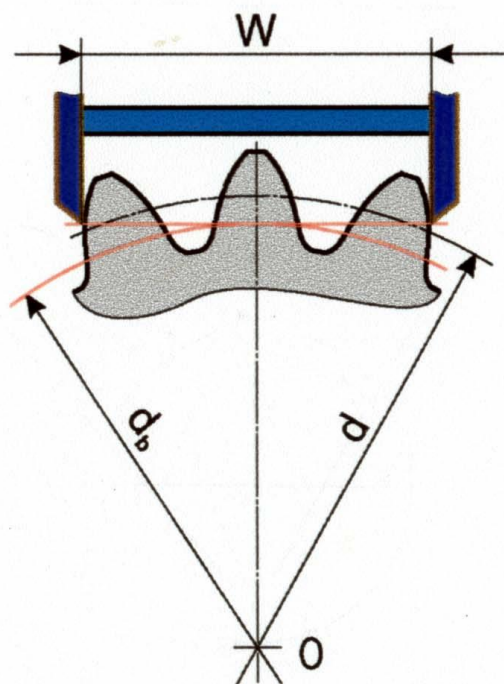


$\alpha$  - угол профиля исходного контура;  
 $d$  - делительный диаметр зубчатого колеса;  
 $d_b$  - основной диаметр зубчатого колеса;  
 $\bar{s}_c$  - постоянная хорда;  
 $\bar{h}_c$  - высота до постоянной хорды;

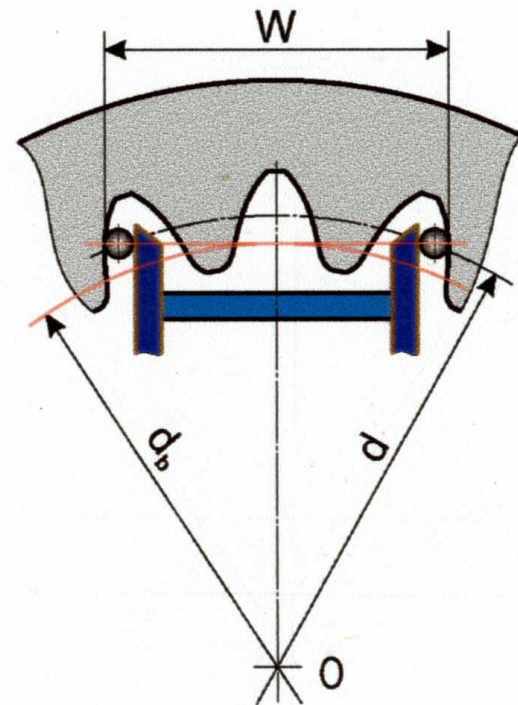
$d_y$  - диаметр замера хорды зуба;  
 $\bar{s}_y$  - толщина по хорде;  
 $\bar{h}_{ay}$  - высота до хорды.

## КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПО ДЛИНЕ ОБЩЕЙ НОРМАЛИ

Зубчатые колеса с внешними зубьями



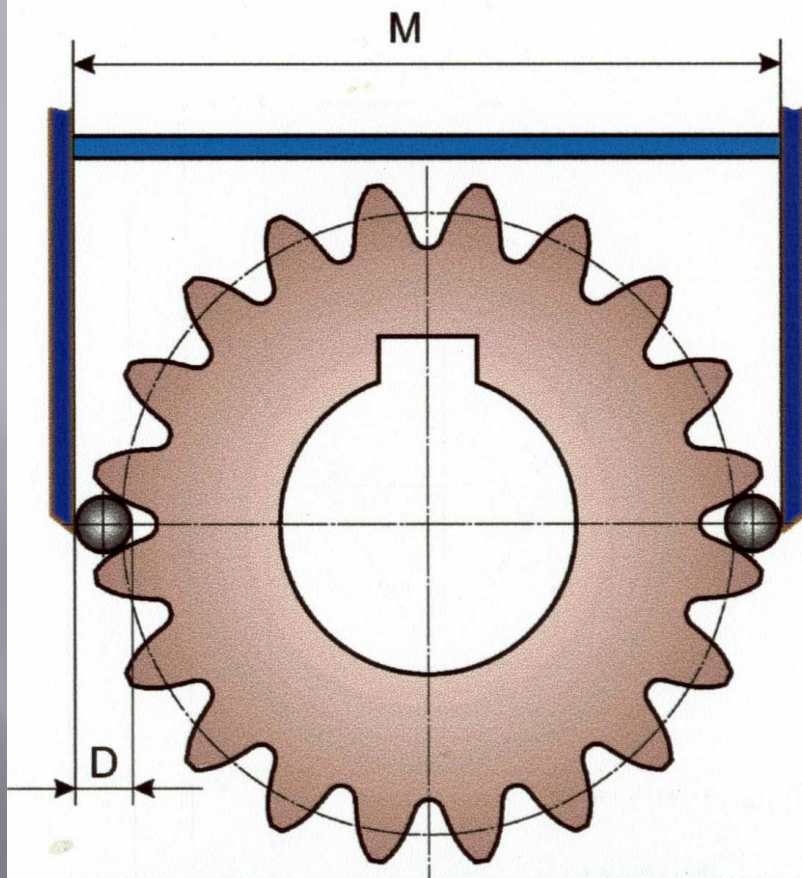
Зубчатые колеса с внутренними зубьями



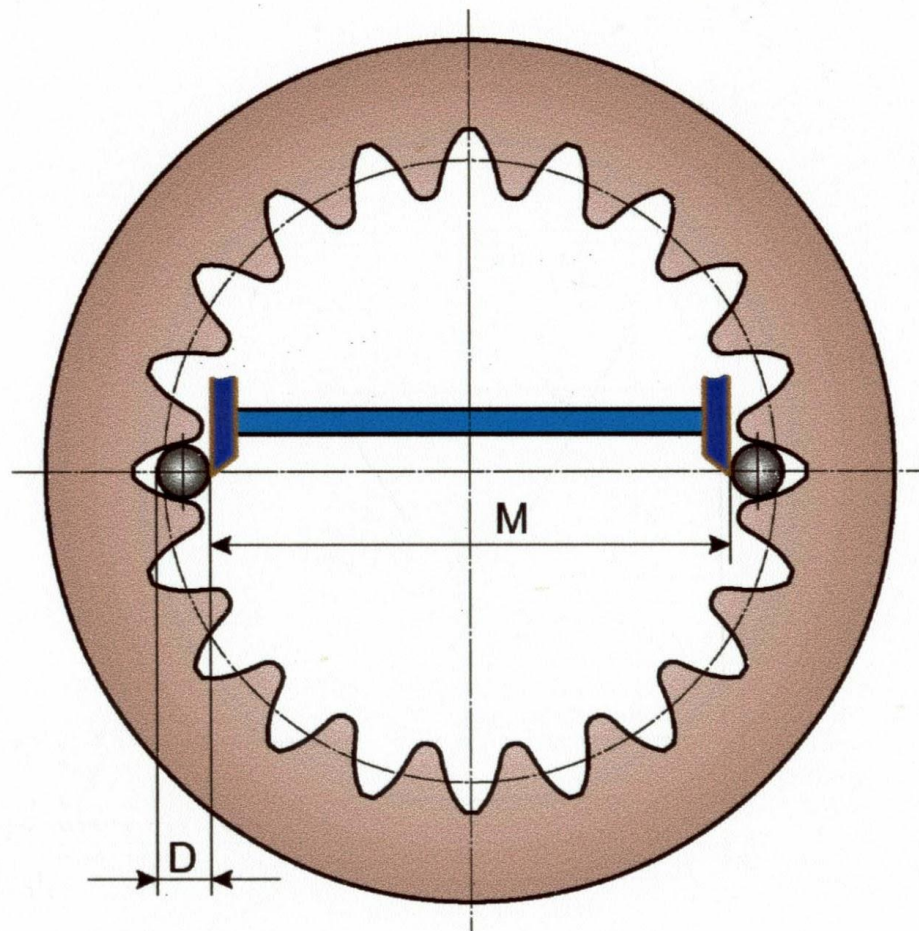
$d$  - делительный диаметр зубчатого колеса;  
 $d_b$  - основной диаметр зубчатого колеса;  
 $W$  - длина общей нормали.

## КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПО ШАРИКАМ ИЛИ РОЛИКАМ

Зубчатые колеса с внешними зубьями

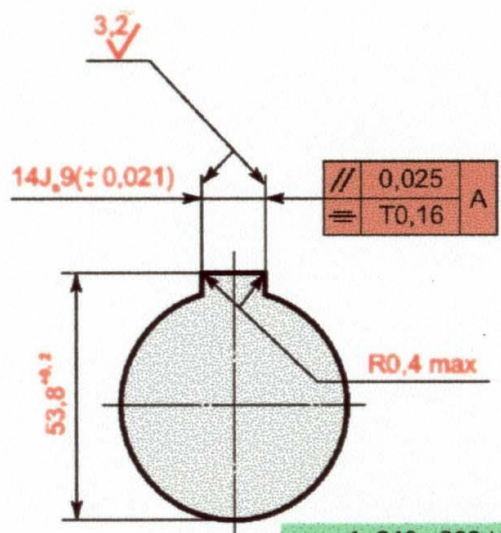
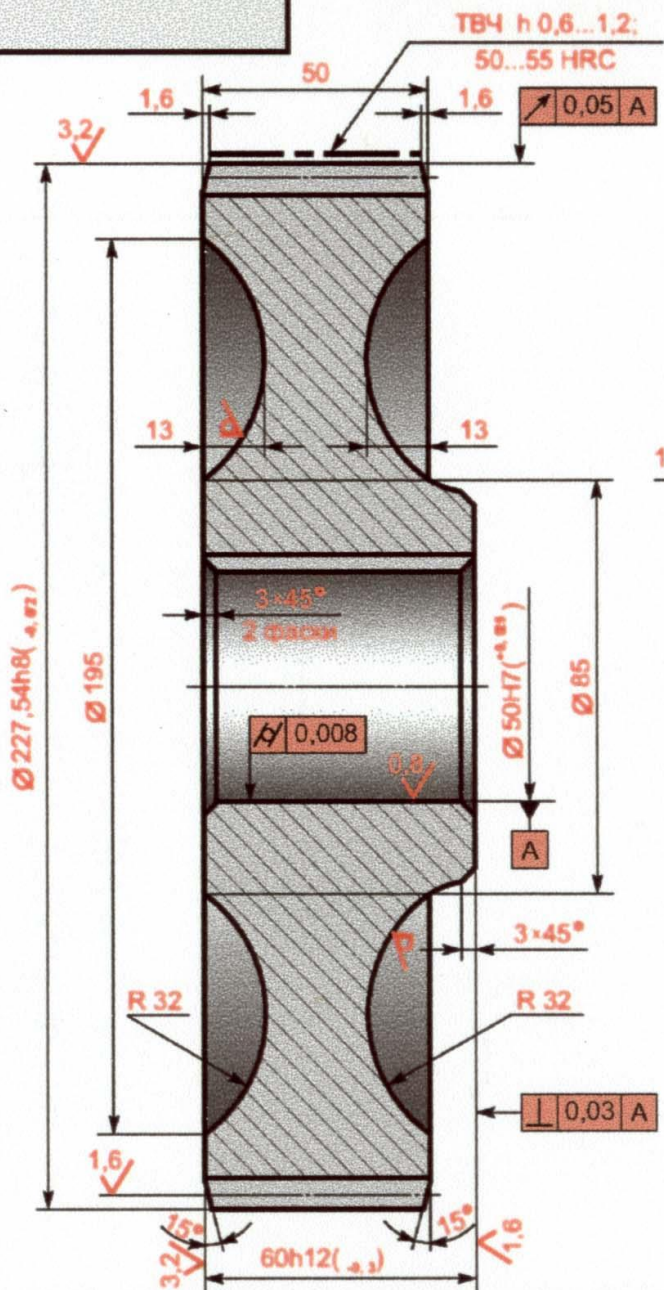


Зубчатые колеса с внутренними зубьями



M - размер по шарикам или роликам;  
D - диаметр шарика или ролика.

6,3  $\sqrt{(\checkmark)}$



Модуль	m	3
Число зубьев	z	72
Угол наклона	$\beta$	$12^{\circ} 50' 20''$
Направление линии зуба	-	Правое
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-8-7-B
Постоянная хорда зуба	$\bar{s}_c$	$4,161_{-0,300}^{+0,160}$
Высота до постоянной хорды	$\bar{F}_c$	2,243
Делительный диаметр	d	221,54
Основной диаметр	$d_o$	207,55
Высота зуба	h	6,75
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

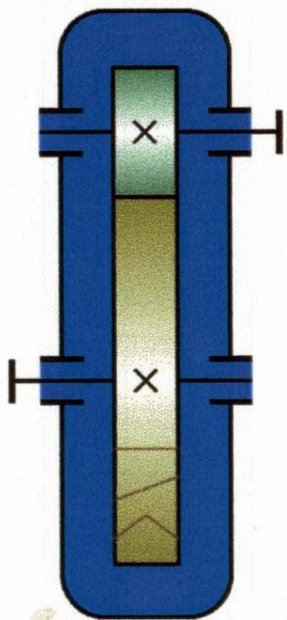
1. 240...280 НВ кроме места, обозначенного особо.
2. Закаленный слой повторяет очертания впадины между зубьями.
3. Радиусы скруглений 3 мм max.
4. Уклоны штамповочные 7°.
5. -IT14, +IT14,  $\pm t_2/2$ .

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дат.	Колесо зубчатое	Лит.	Масш.	Масштаб
Рисов.	Грив.	Т. контр.	Н. контр.	Утв.		К	5,3	1:1
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71						Лист 1		



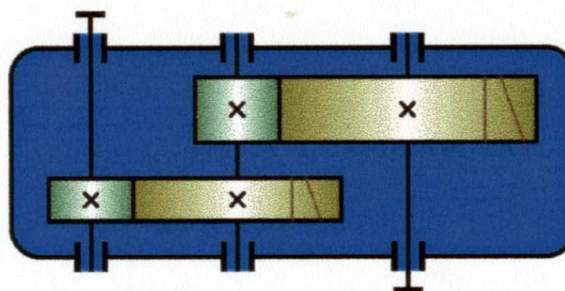
## СХЕМЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Одноступенчатый  
 $i < 6,3$

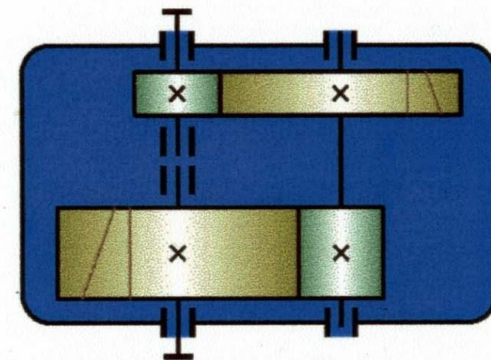


Двухступенчатые  $i = 6,3...40$

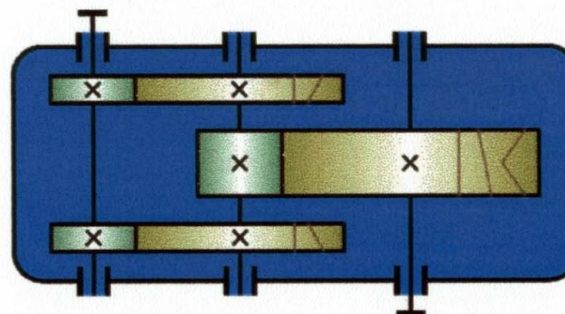
по развернутой схеме



соосный



с раздвоенной  
быстроходной ступенью



с раздвоенной  
тихоходной ступенью

