

Цилиндрические зубчатые передачи

Прямозубые

Косозубые



ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

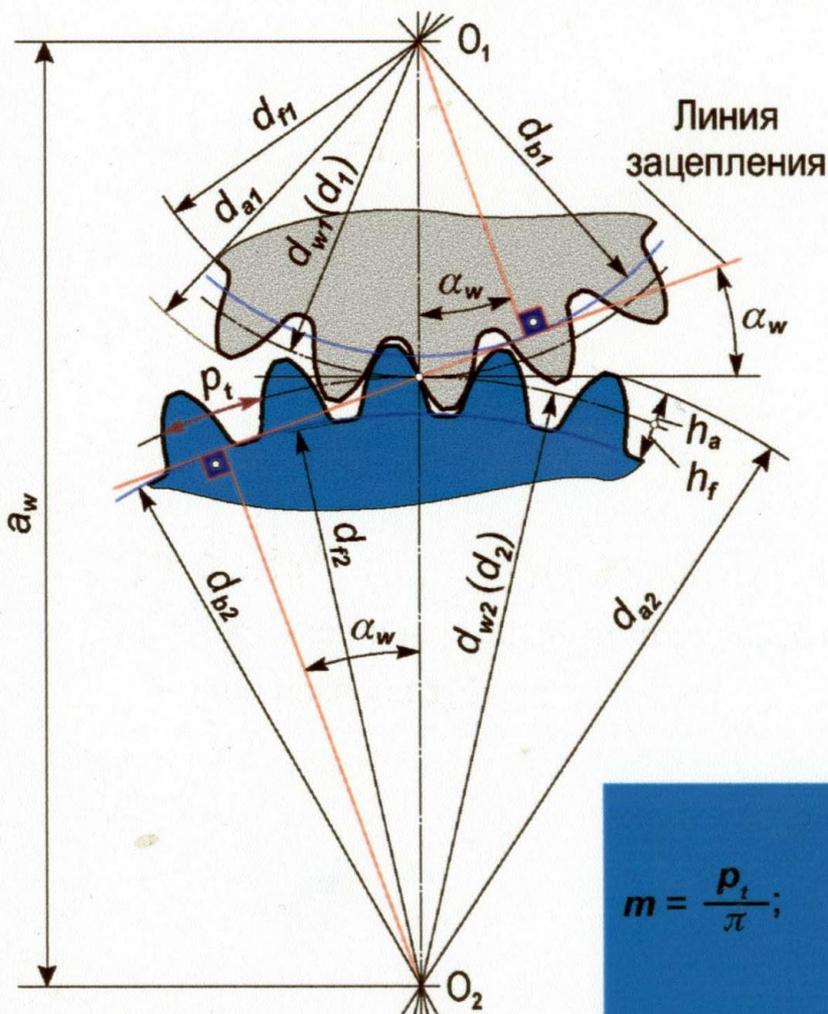
Основные достоинства зубчатых передач:

- 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;

α_w - угол зацепления, градус;

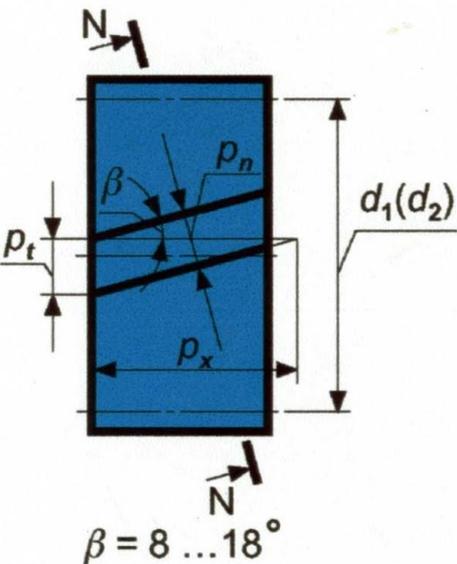
a_w - межосевое расстояние, мм.

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

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

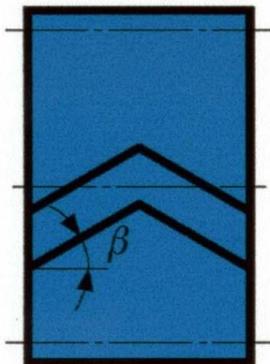
ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИИ КОСОЗУБЫХ И ШЕВРОННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Зуб косой



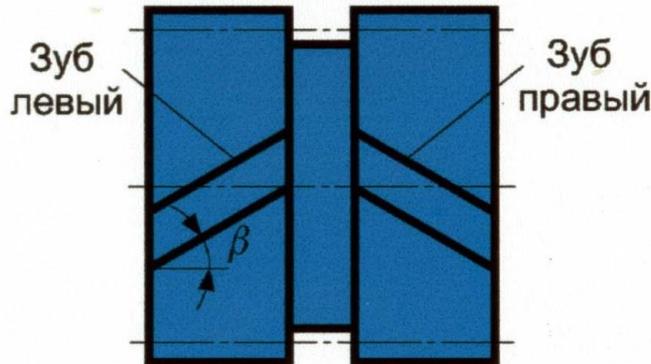
Зуб шевронный

а) без канавки



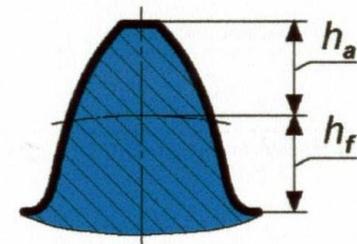
$\beta = 25 \dots 40^\circ$

б) с канавкой для выхода фрезы



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

N - N O (Увеличено)



h_a - высота головки зуба;

h_f - высота ножки зуба;

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

β - 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.

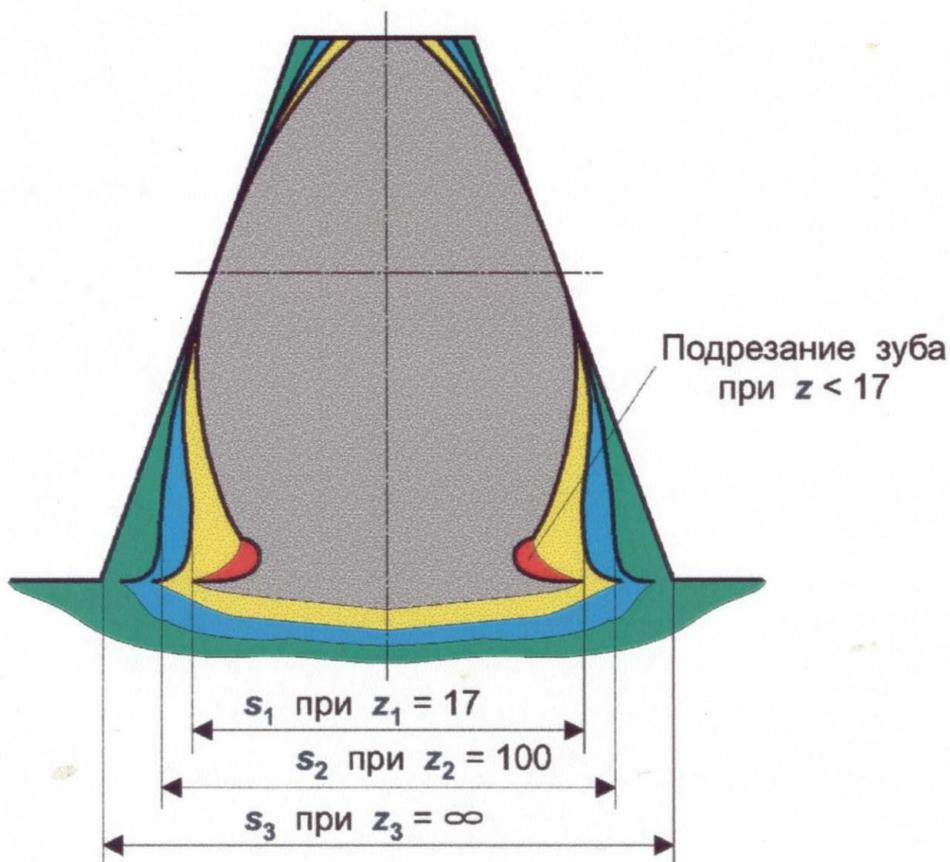
Косозубая передача

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 α , 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.

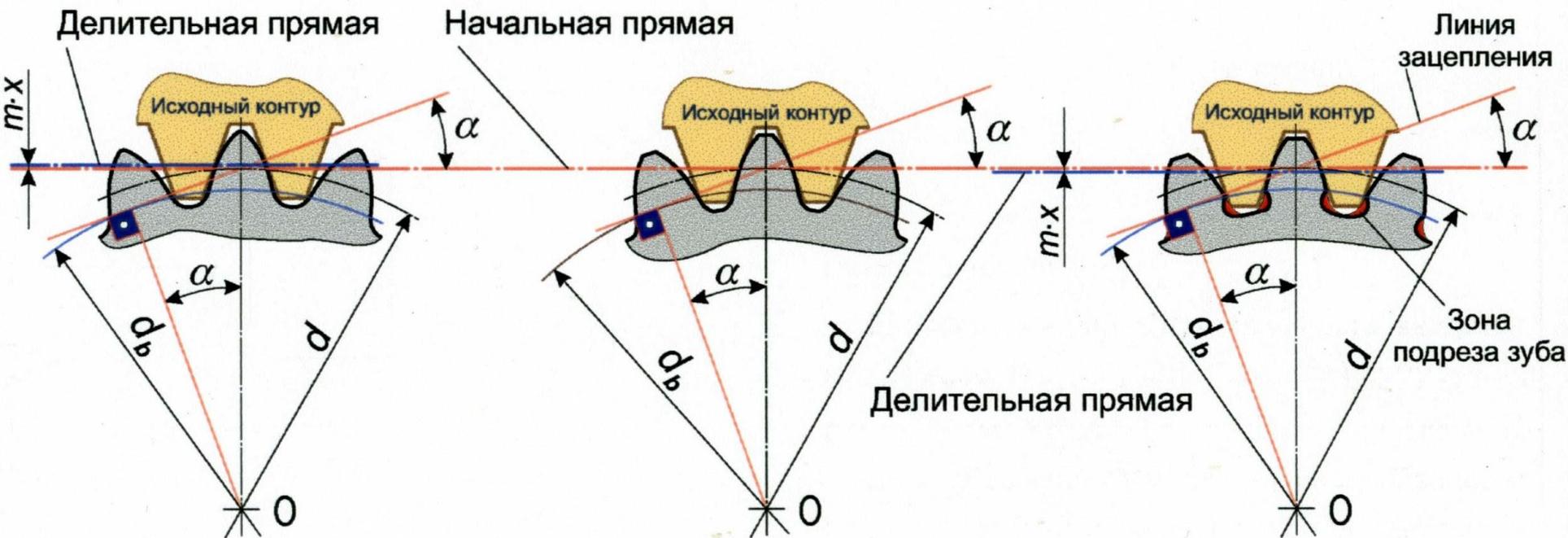
Для обеспечения изгибной равнопрочности зубьев шестерни и колеса рекомендуется шестерню выполнять из более прочного материала.

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;

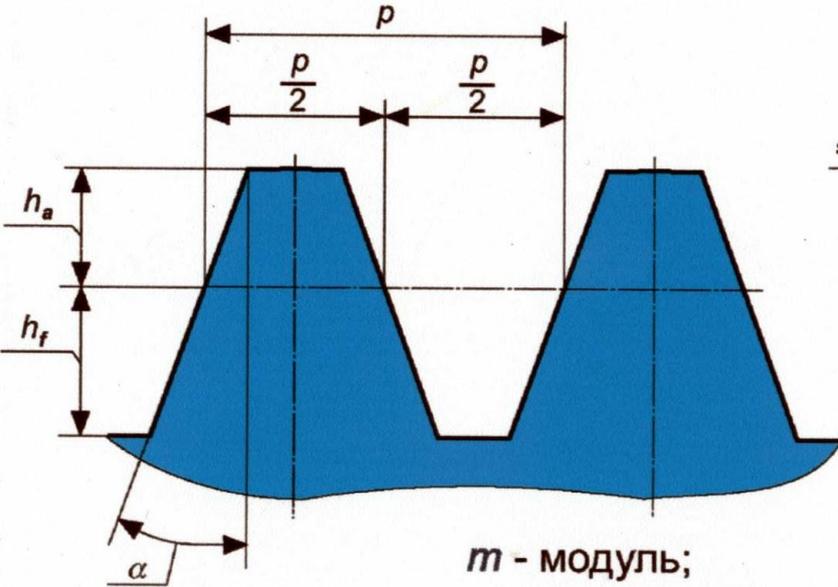
d - делительный диаметр зубчатого колеса;

d_b - основной диаметр зубчатого колеса;

α - угол профиля исходного контура.

ИСХОДНЫЙ И ПРОИЗВОДЯЩИЙ КОНТУРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Исходный контур по ГОСТ 13755-81

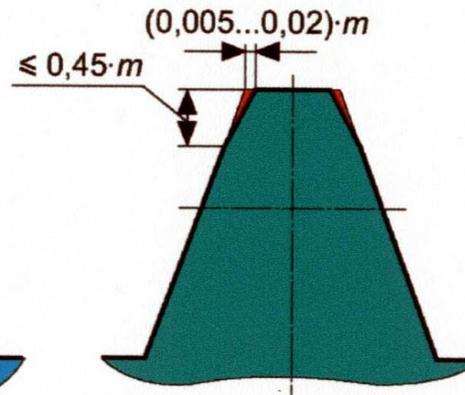


m - модуль;

$p = \pi \cdot m$ - шаг;

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

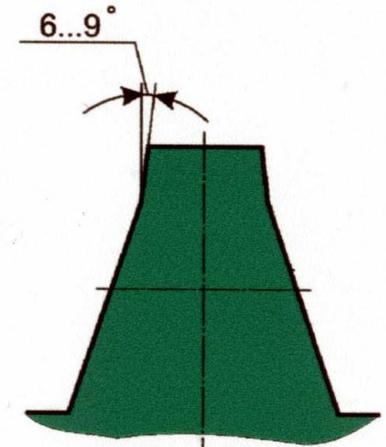
Исходный контур с модификацией
профиля головки зуба
(фланкирование зубьев)



$h_a = m$ - высота головки;

$h_f = 1,25 \cdot m$ - высота ножки;

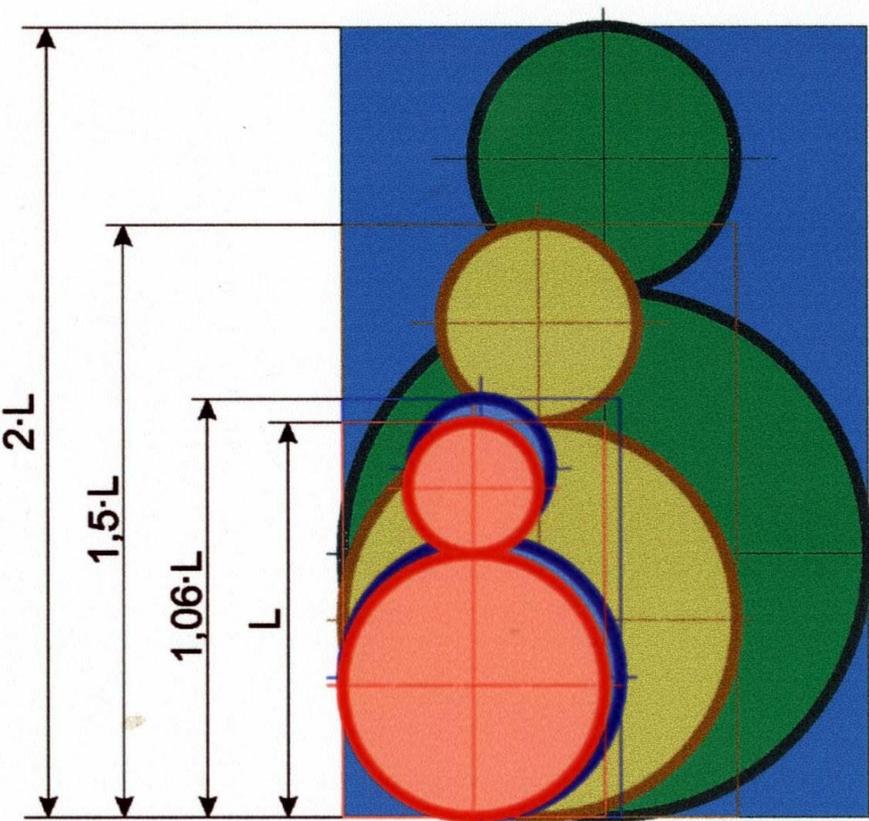
Производящий реечный контур с
протуберанцем



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 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



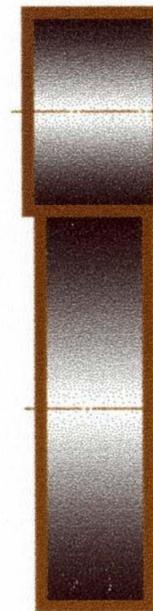
Химико-термические
упрочнения
 $H = 55...63 \text{ HRC}$



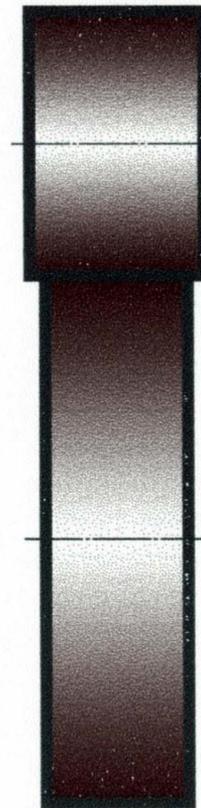
Закалка
с нагревом ТВЧ
 $H = 48...58 \text{ HRC}$



Улучшение
 $H = 240...320 \text{ HB}$



Нормализация
 $H = 170...220 \text{ HB}$



▣ *Способы отделки зубьев:*

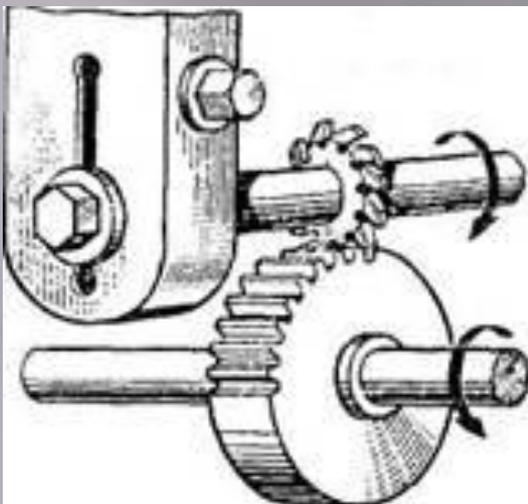
- шлифование - производится методом копирования или обкатки шлифовальным кругом;
- шевингование - выполняется специальным инструментом шевер-шестерней или шевер-рейкой (обкатывая обрабатываемое колесо, шевер отделяет зубья до требуемых точности и шероховатости поверхности);
- притирка - производится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

В зависимости от способа получения заготовки зубчатые колеса подразделяют :

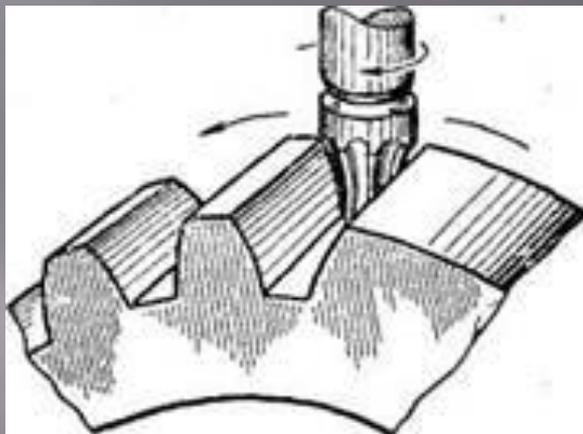
- литые
- кованные или штампованные, изготовленные механической обработкой
- сварные

Способы изготовления зубчатых

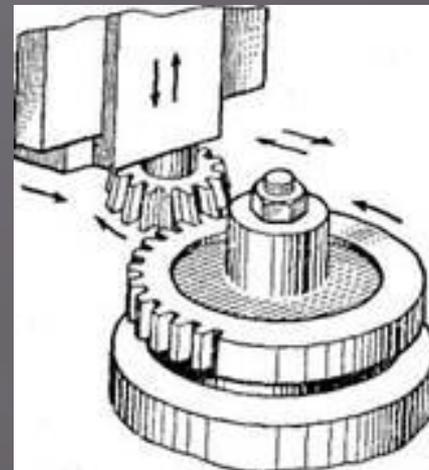
рес



Нарезание зубьев методом копирования дисковой фрезой.



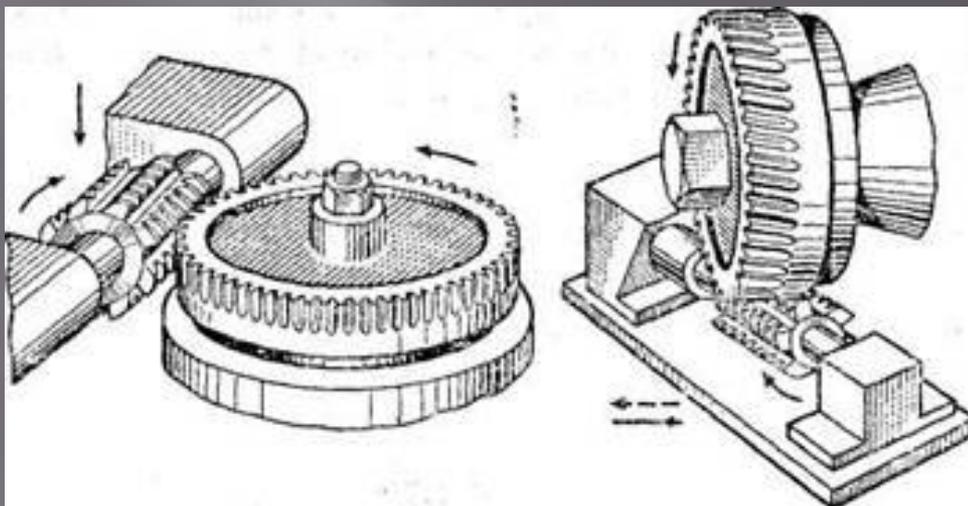
Нарезание зубьев пальцевой фрезой.



Нарезание зубьев наружного зацепления.



Нарезание зубьев внутреннего зацепления



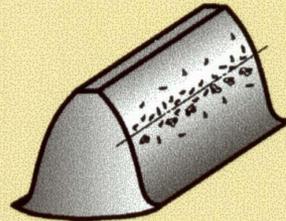
Нарезание зубьев червячной фрезой

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Виды разрушения зубьев

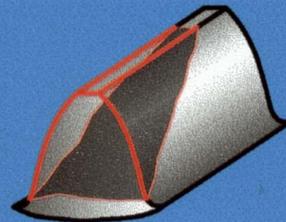
Условия работы

Выкрашивание поверхностных слоев зубьев



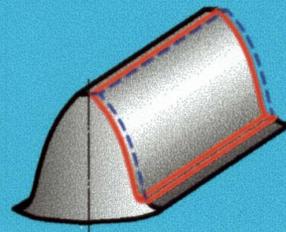
Закрытые хорошо смазываемые передачи. При циклическом нагружении на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинок, переходящих в раковины. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.

Поломка зубьев



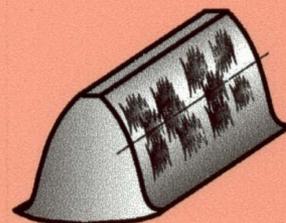
Высоконагруженные мелкозубчатые передачи. Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колес или по косому сечению - косозубых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

Абразивный износ



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

Заедание

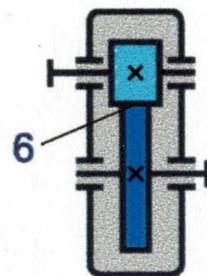
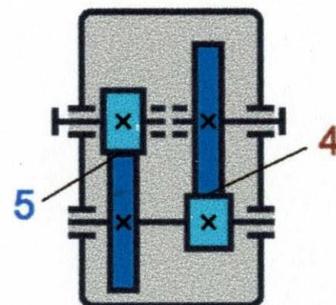
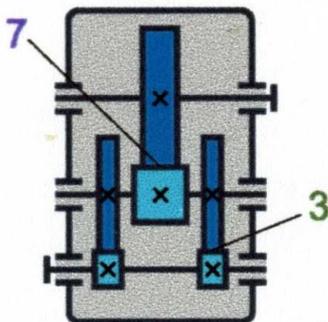
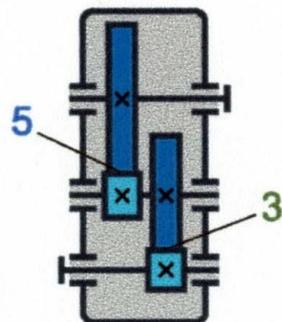
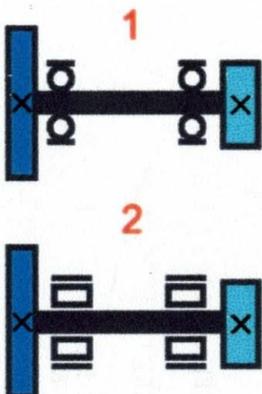


Высоконагруженные передачи. При высокой удельной нагрузке происходит разрыв масляной пленки, нагрев и схватывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев.

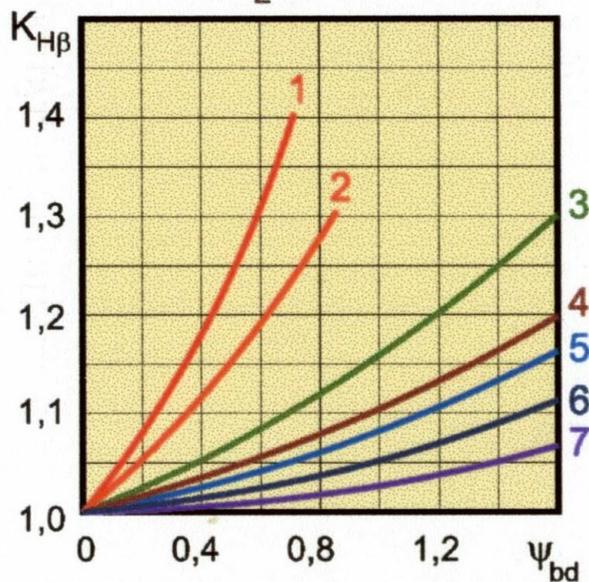
Смазывание зубчатых передач

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

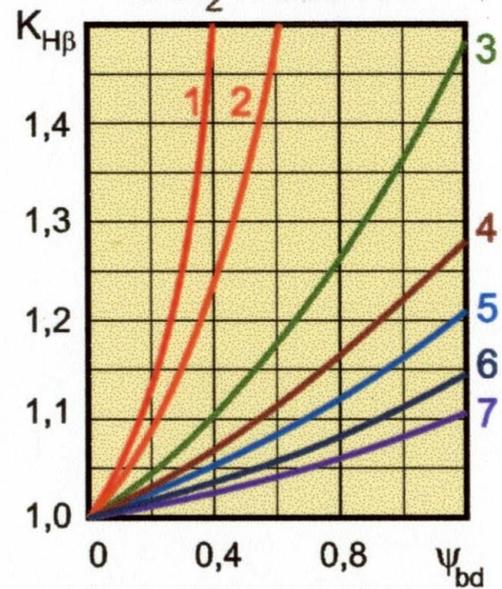
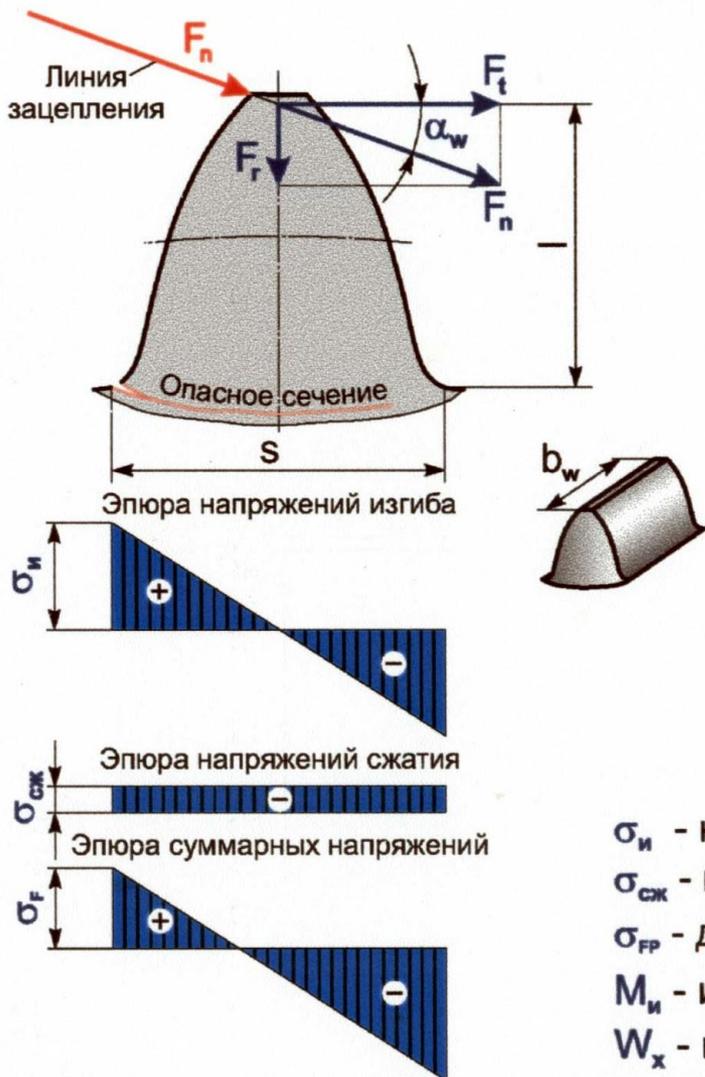


СХЕМА К РАСЧЕТУ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗГИБ ЗУБЬЕВ



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

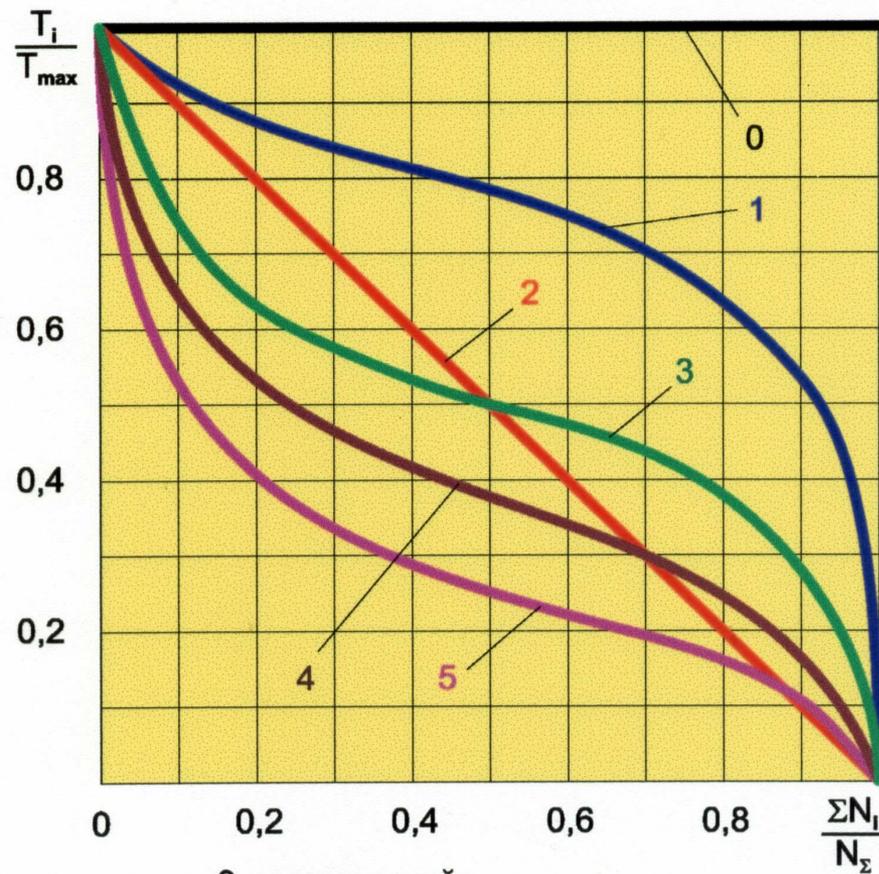
$$\sigma_F = \sigma_{из} - \sigma_{сж} \leq \sigma_{FP};$$

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

В формулах:

- $\sigma_{из}$ - напряжения изгиба в опасном сечении;
- $\sigma_{сж}$ - напряжения сжатия в опасном сечении;
- σ_{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.

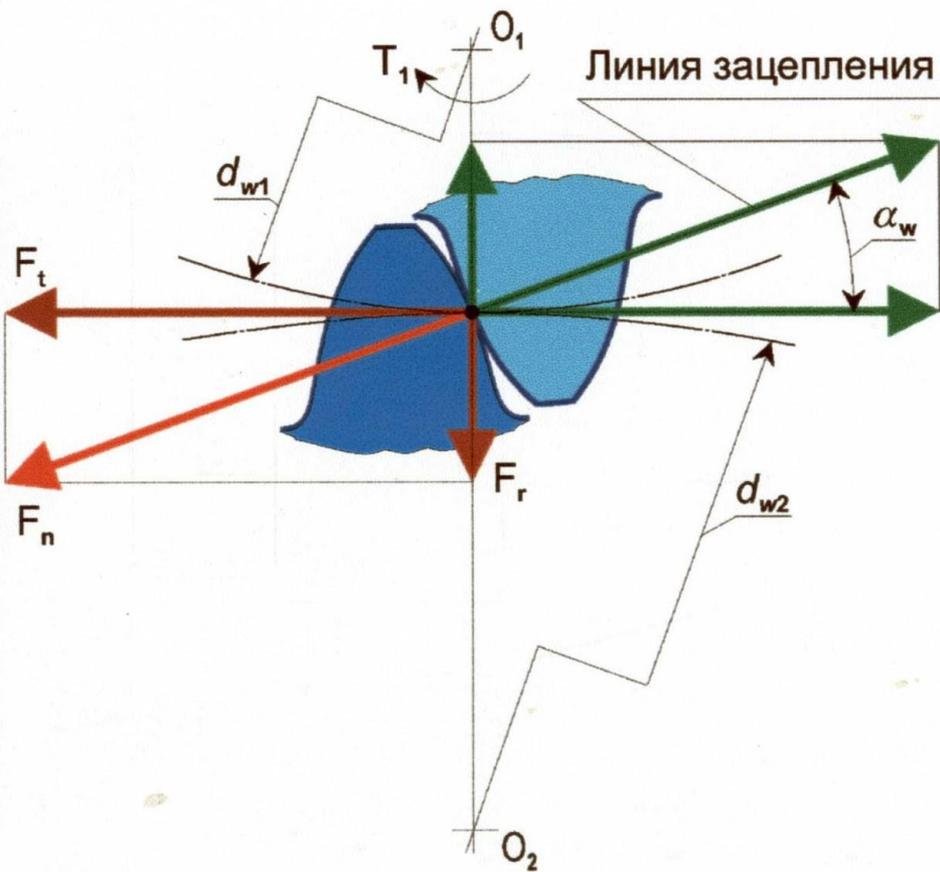
T_i - текущая нагрузка;

T_{max} - наибольшая длительно действующая нагрузка;

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

N_{Σ} - 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;

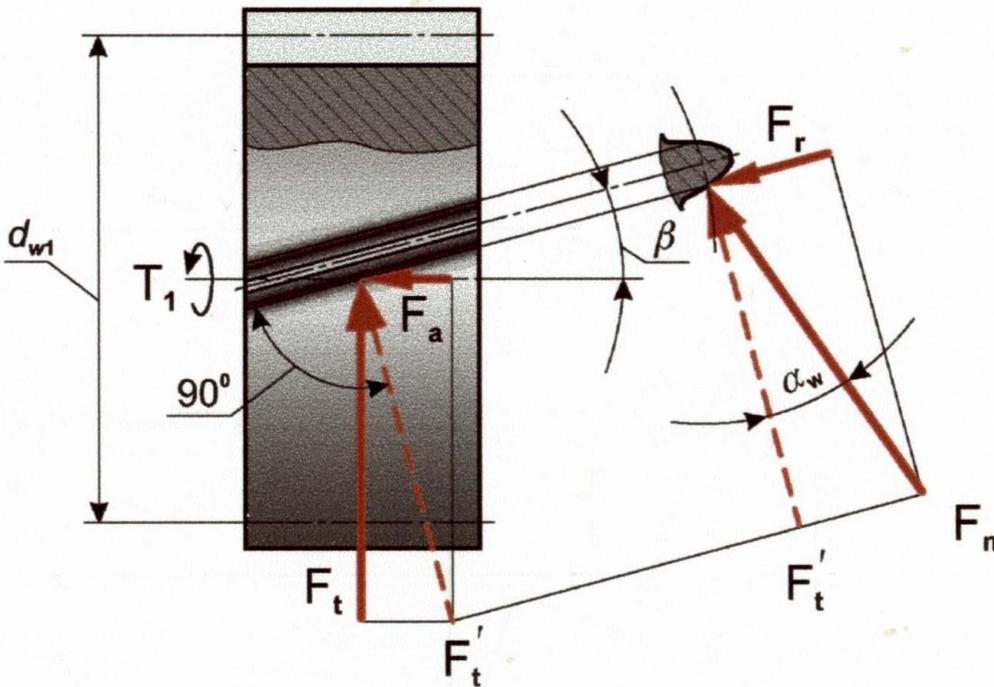
F_r - радиальная сила, действующая по радиусу к центру, Н;

T_1 - вращающий момент на шестерне, Н·м;

α_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;

α_w - угол зацепления в нормальном сечении;

β - угол наклона зуба;

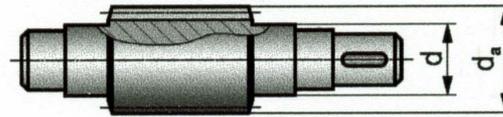
$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} ; \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} ;$$

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

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

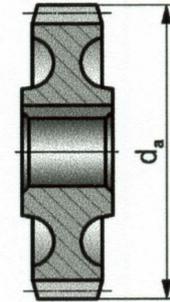
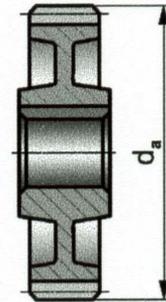
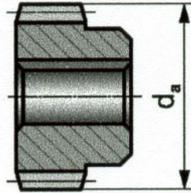
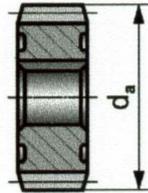
кованые или штампованные

$d_a = 150 \dots 250$ мм

$d_a = 250 \dots 600$ мм

$H \leq 350$ HB

$H > 350$ HB



литые

$d_a = 600 \dots 900$ мм

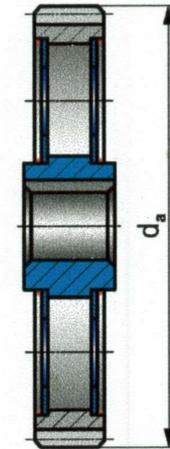
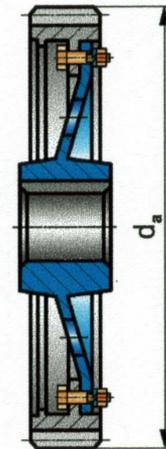
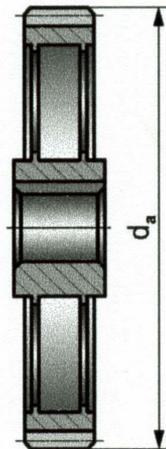
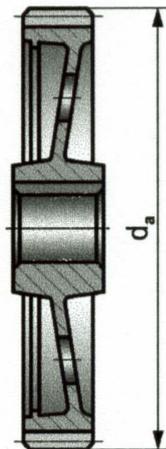
$d_a \geq 900$ мм

бандажированное

$d_a \geq 600$ мм

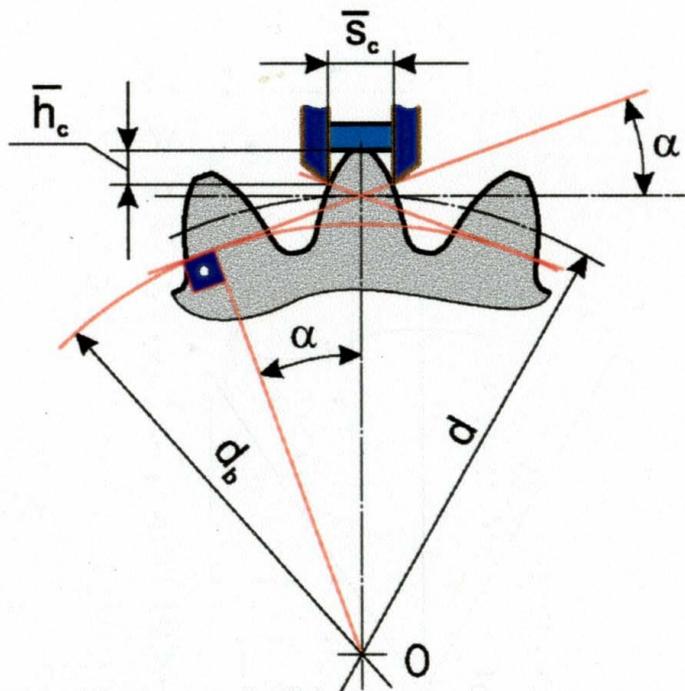
сварное

$d_a \geq 600$ мм

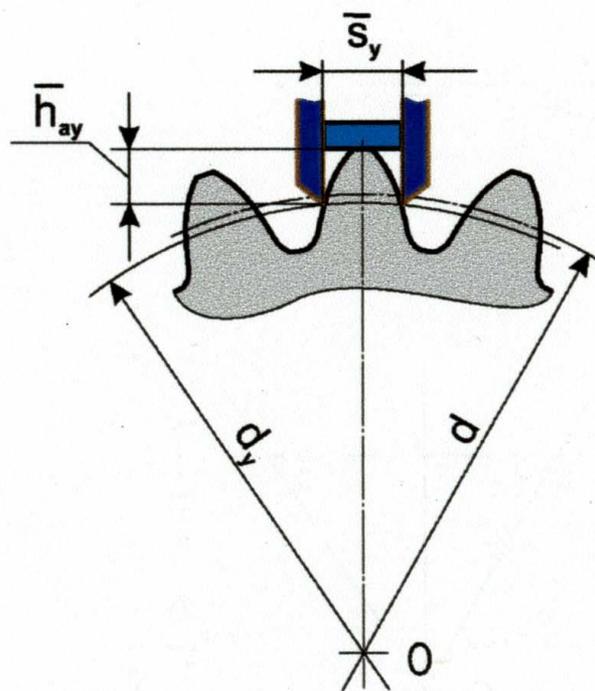


КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

По постоянной хорде



По хорде на заданном диаметре

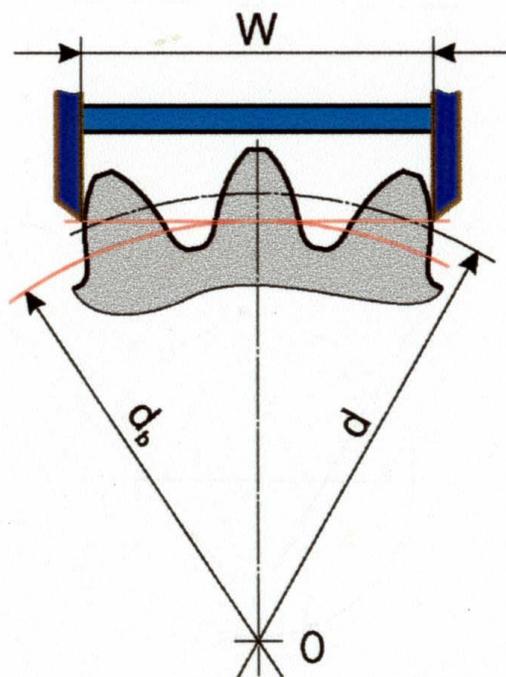


α - угол профиля исходного контура;
 d - делительный диаметр зубчатого колеса;
 d_b - основной диаметр зубчатого колеса;
 \bar{s}_c - постоянная хорда;
 \bar{h}_c - высота до постоянной хорды;

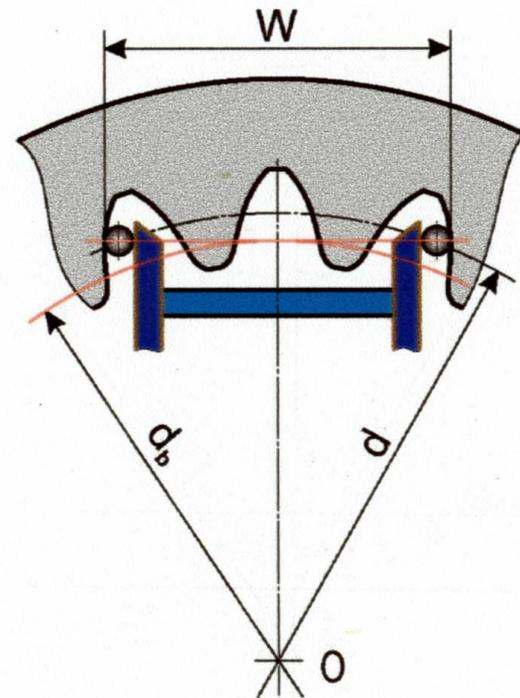
d_y - диаметр замера хорды зуба;
 \bar{s}_y - толщина по хорде;
 \bar{h}_{ay} - высота до хорды.

КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПО ДЛИНЕ ОБЩЕЙ НОРМАЛИ

Зубчатые колеса с внешними зубьями



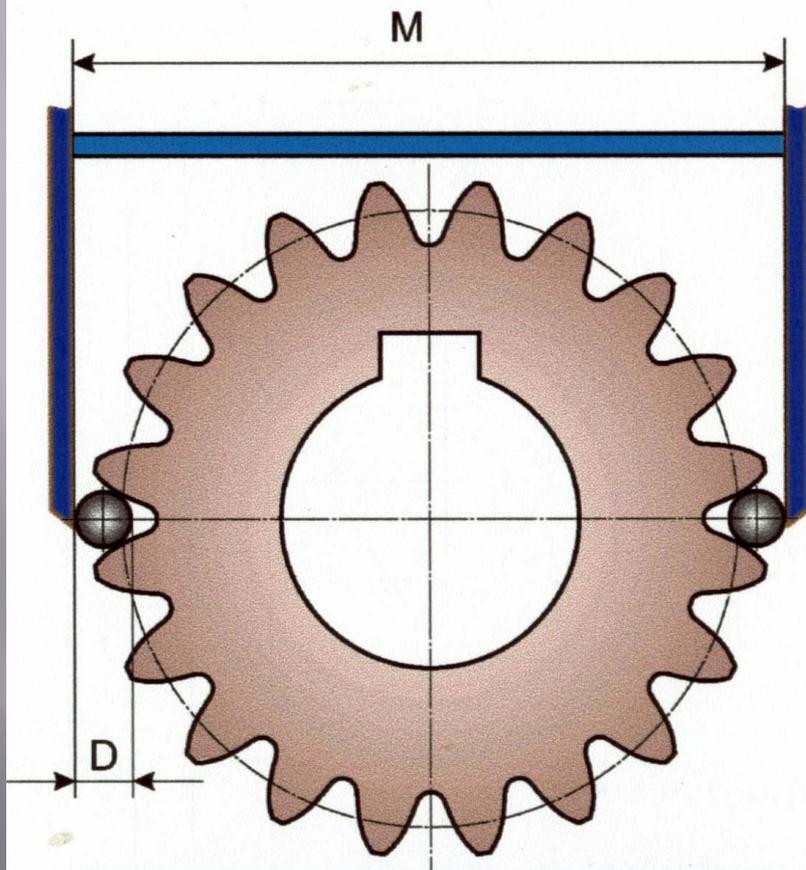
Зубчатые колеса с внутренними зубьями



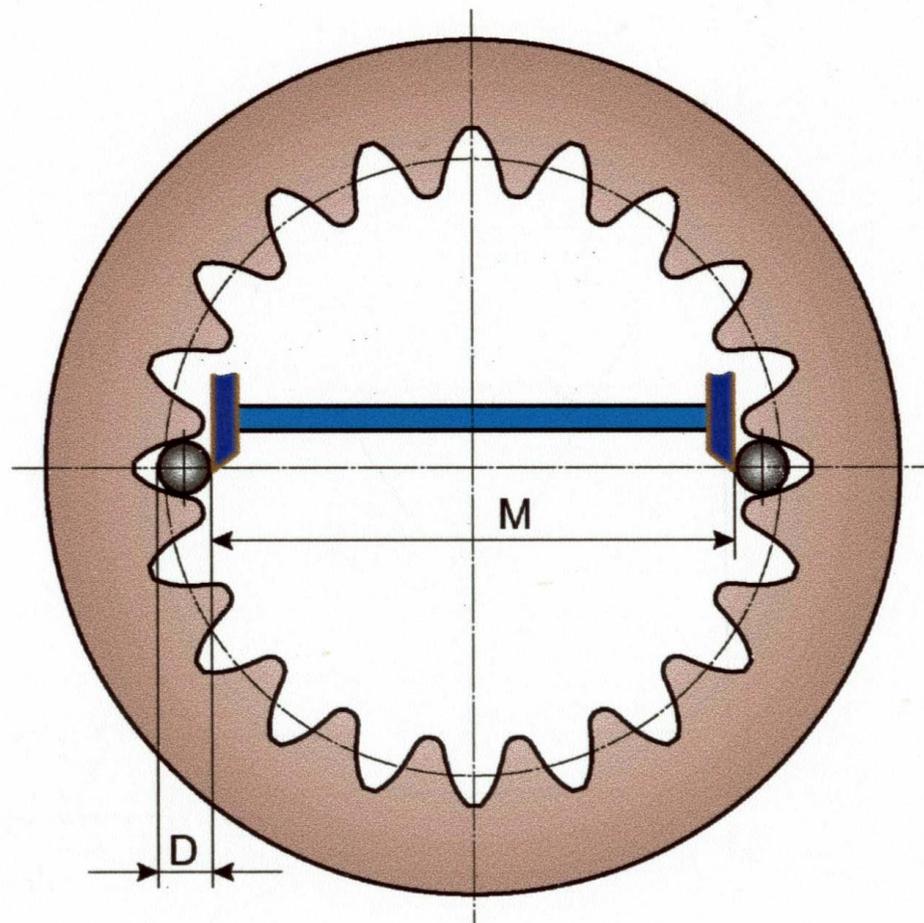
d - делительный диаметр зубчатого колеса;
 d_b - основной диаметр зубчатого колеса;
 W - длина общей нормали.

КОНТРОЛЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПО ШАРИКАМ ИЛИ РОЛИКАМ

Зубчатые колеса с внешними зубьями

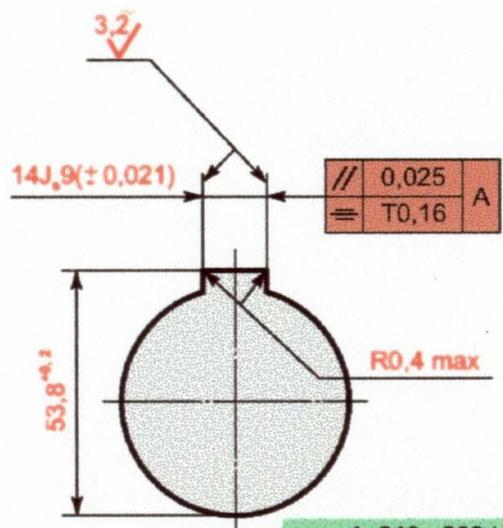
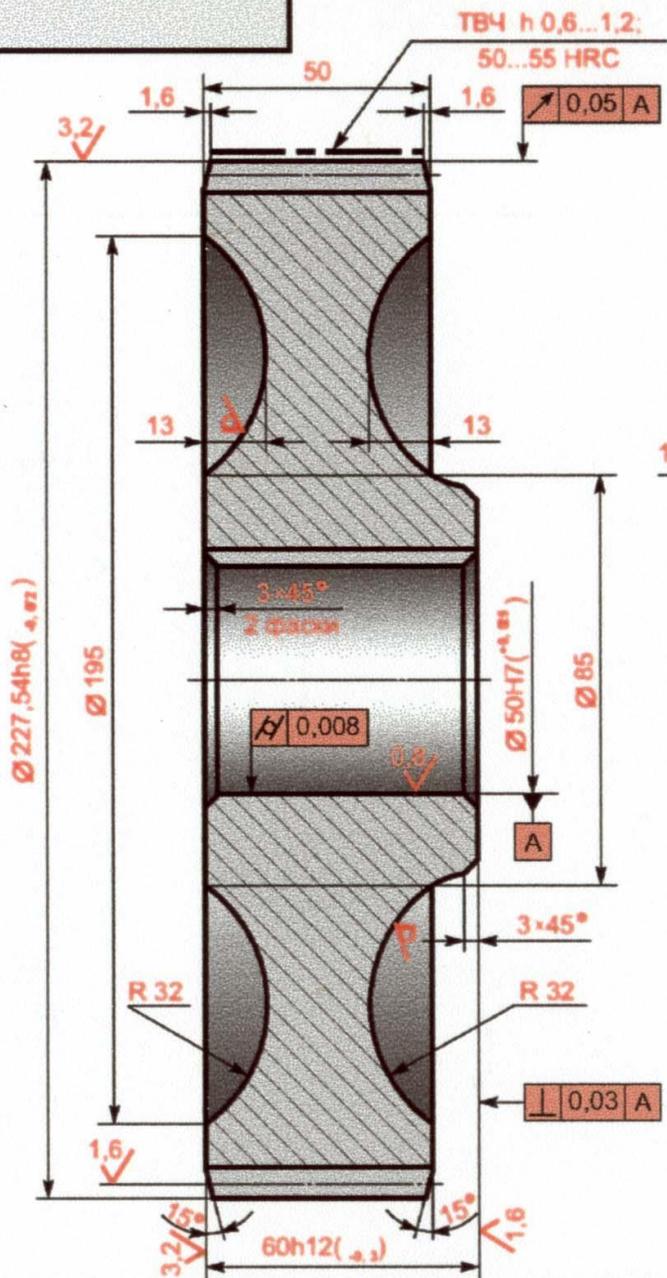


Зубчатые колеса с внутренними зубьями



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

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



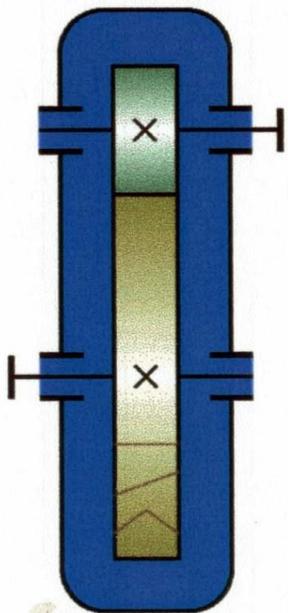
Модуль	m	3
Число зубьев	z	72
Угол наклона	β	$12^{\circ} 50' 20''$
Направление линии зуба		Правое
Нормальный исходный контур		ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81		8-8-7-B
Постоянная хорда зуба	\bar{s}_c	$4,161_{-0,300}^{+0,160}$
Высота до постоянной хорды	\bar{F}_c	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	Лист 1		
					ГОСТ 4543-71			

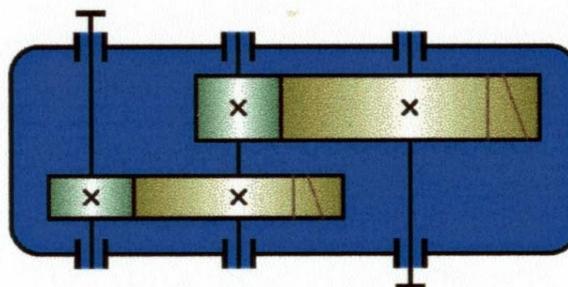
СХЕМЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Одноступенчатый
 $i < 6,3$

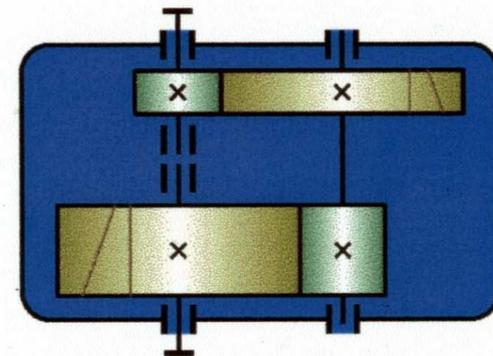


Двухступенчатые $i = 6,3...40$

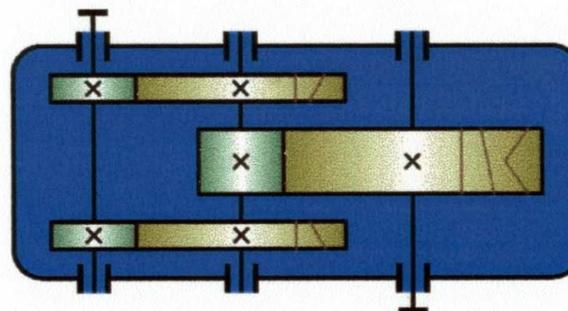
по развернутой схеме



соосный



с раздвоенной
быстроходной ступенью



с раздвоенной
тихоходной ступенью

