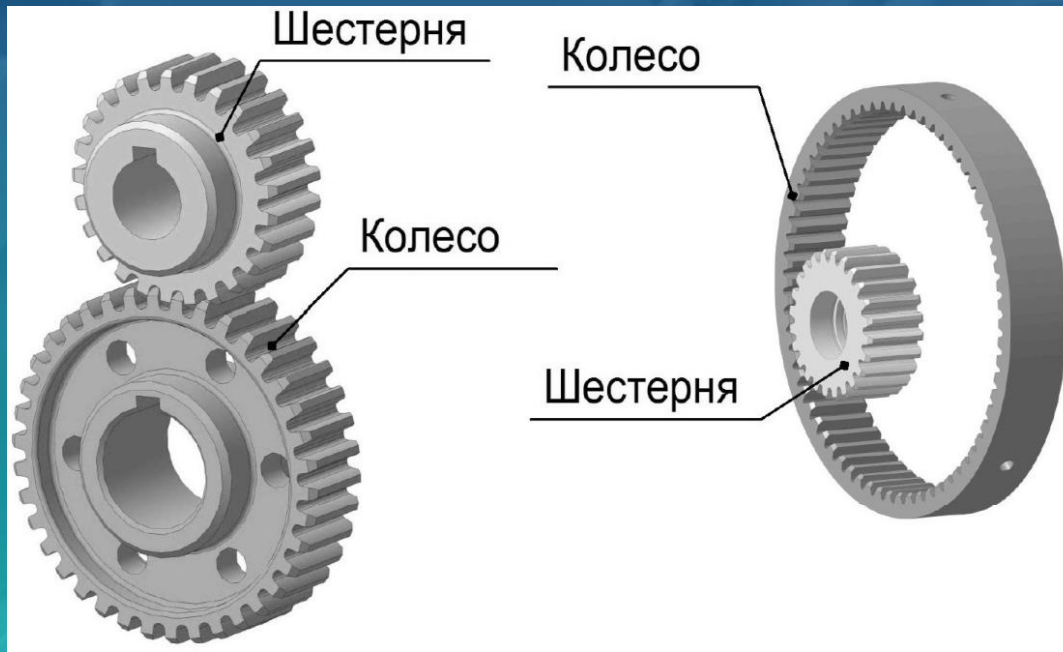




ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатая передача — это механизм или часть механической передачи, в состав которого входят зубчатые колёса.

При этом усилие от одного элемента к другому передаётся с помощью зубьев. Меньшее из двух зубчатых колёс, находящихся в зацеплении, принято называть *шестернёй*, большее зубчатое колесо называют *колесом*.



Параметрам шестерни назначают индекс 1, колеса — 2.

Зубчатые передачи — самый распространенный вид механических передач, так как могут надежно передавать мощности от долей до десятков тысяч киловатт, при окружных скоростях до 150 м/сек. Зубчатые передачи широко применяются во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

Достоинства

1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей.
2. Малые габариты.
3. Большая долговечность.
4. Высокий к.п.д.
5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники.
6. Постоянство передаточного отношения.
7. Простота обслуживания.

Недостатки

1. Высокие требования к точности изготовления и монтажа.
2. Шум при больших скоростях.

цилиндрические зубчатые колеса



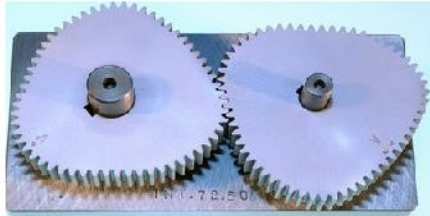
конические зубчатые колеса



Эллиптическое зубчатое колесо



Фигурные зубчатые колеса



Зубчатый сектор



Зубчатые колеса по форме различают:

- цилиндрические;
- конические;
- эллиптические;
- фигурные;
- с неполным числом зубьев

Классификация зубьев

<i>прямые</i>	<i>косые</i>	<i>шевронные</i>
		
<i>прямые</i>	<i>тангенциальные</i>	<i>круговые</i>
		

Зубья по форме и расположению на зубчатом колесе различают:

- прямые;
- косые (тангенциальные);
- шевронные;
- круговые.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают:

- с параллельными геометрическими осями;
- с пересекающимися осями;
- со скрещивающимися осями.

В зависимости от взаимного расположения валов и формы зубьев зубчатые передачи различают:

- цилиндрические прямозубые;
- цилиндрические косозубые;
- шевронные;
- конические прямозубые;
- конические косозубые (с тангенциальными зубьями);
- конические с круговыми зубьями;
- винтовые;
- гипоидные (конические винтовые)

В зависимости от взаимного расположения зубчатых колес различают передачи внешнего и внутреннего зацепления.

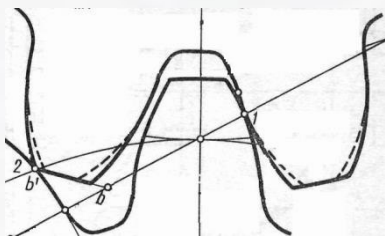
В зависимости, от конструктивного исполнения открытые и закрытые зубчатые передачи.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

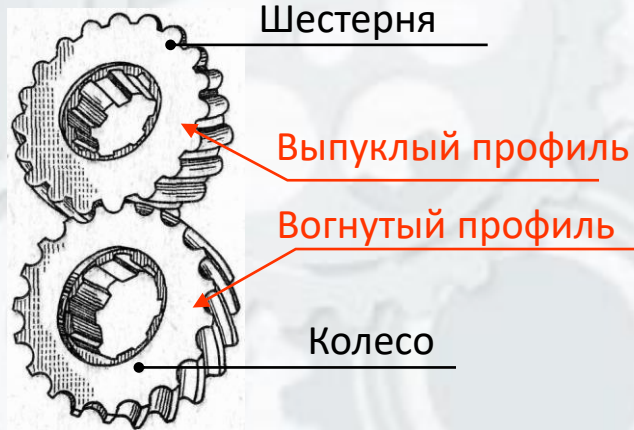
По форме профиля зуба

с эвольвентным профилем

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



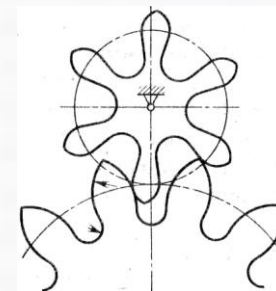
с зацеплением Новикова



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.



ВИДЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

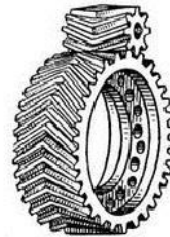
ОСИ КОЛЕС ПАРАЛЛЕЛЬНЫ



ПРЯМОЗУБЫМИ
КОЛЕСАМИ



ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
КОСОЗУБЫМИ
КОЛЕСАМИ



шевронная



ВНУТРЕННЕЕ
ЗАЦЕПЛЕНИЕ



РЕЕЧНАЯ

ОСИ КОЛЕС ПЕРЕСЕКАЮТСЯ



КОНИЧЕСКИЕ
ПРЯМОЗУБЫМИ КОЛЕСАМИ



с круговыми зубьями

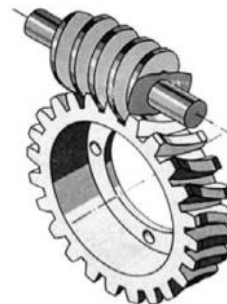


ЦИЛИНДРО - КОНИЧЕСКАЯ

ОСИ КОЛЕС СКРЕЩИВАЮТСЯ



ВИНТОВАЯ



ЧЕРВЯЧНАЯ



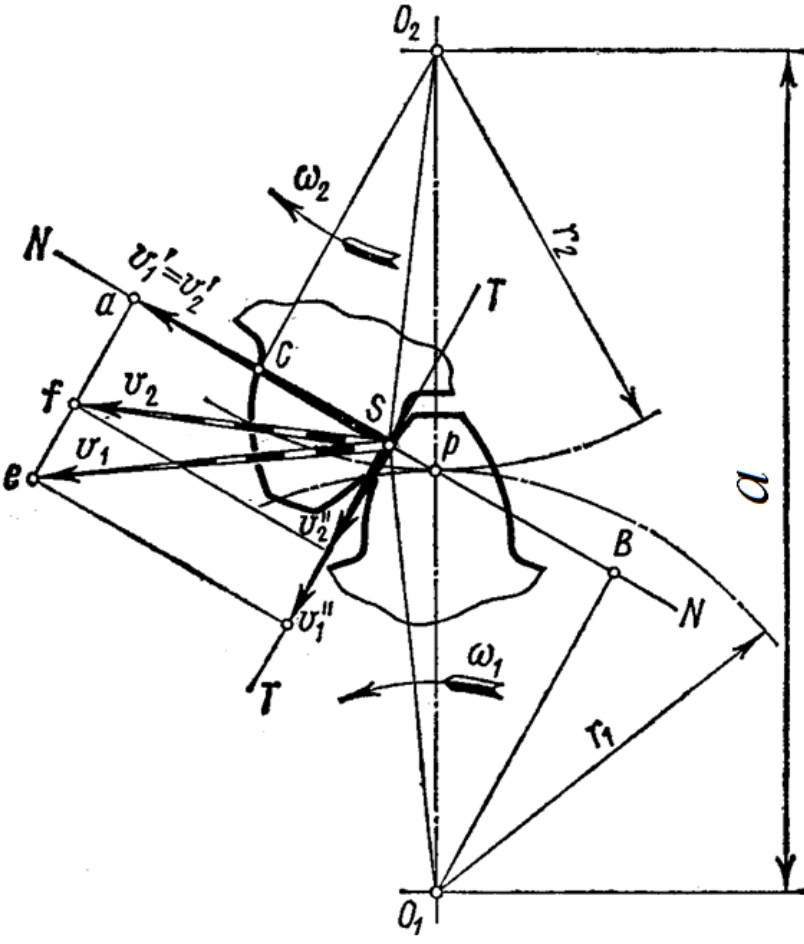
ГИПОИДНАЯ

При работе зубчатых колес зубья одного колеса входят во впадины другого, при этом боковая поверхность зуба ведущего колеса давит на боковую поверхность зуба ведомого колеса.

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т. е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного отношения, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

Основная теорема зацепления формулируется следующим образом:

для обеспечения постоянного передаточного отношения зубчатых колес профили их зубьев должны очерчиваться по кривым, у которых общая нормаль, проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами зубчатых колес, на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям.



Профили зубьев шестерни и колеса касаются в точке S , называемой **точкой зацепления**.

Центры вращения O_1 и O_2 расположены на неизменном расстоянии a друг от друга. Зуб шестерни, вращаясь с угловой скоростью ω_1 оказывает в точке S силовое действие на зуб колеса, сообщая последнему угловую скорость ω_2 . Проведем через точку S общую для обоих профилей касательную TT и нормаль NN . Окружные скорости точки S относительно центров вращения O_1 и O_2 будут $v_1 = O_1S \omega_1$ и $v_2 = O_2S \omega_2$.

Для обеспечения постоянного касания профилей необходимо соблюдение условия $v_1' = v_2'$, в противном случае, при $v_1' < v_2'$ зуб шестерни отстанет от зуба колеса, а при $v_1' > v_2'$ произойдет врезание зубьев.

Опустим перпендикуляры O_1B и O_2C на нормаль NN . Из подобия треугольников aeS и BSO_1 $v_1' / v_1 = O_1B / O_1S$, откуда $v_1' = v_1 \cdot O_1B / O_1S = \omega_1 \cdot O_1B$.

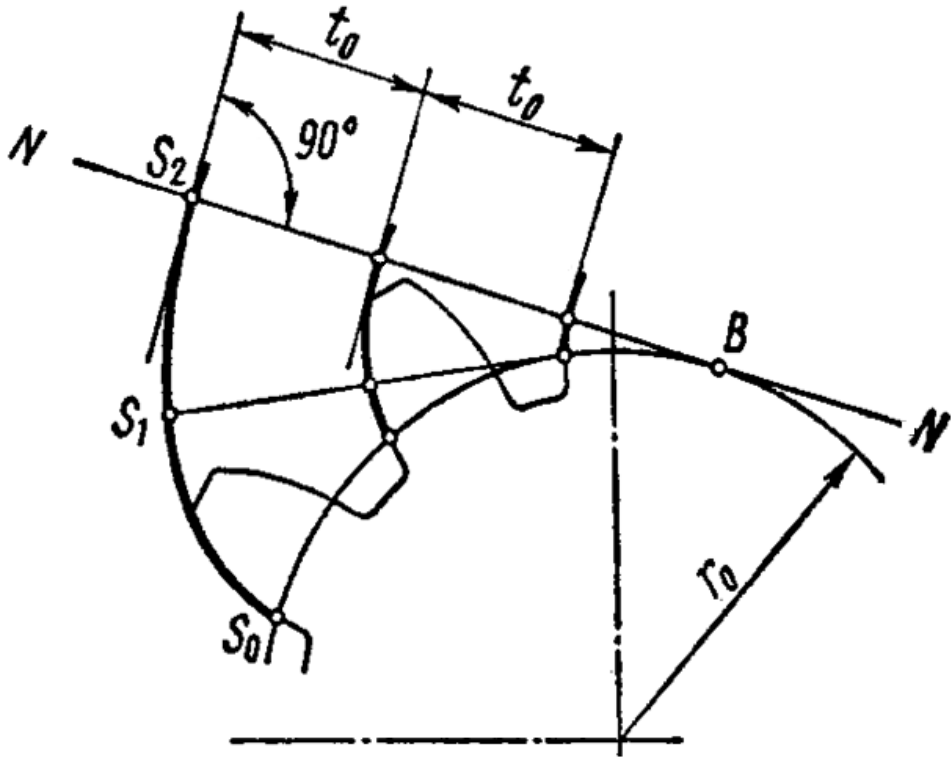
Из подобия треугольников afS и CSO_2 $v_2' / v_2 = O_2C / O_2S$, откуда $v_2' = v_2 \cdot O_2C / O_2S = \omega_2 \cdot O_2C$.

Но $v_1' = v_2'$, следовательно, $\omega_1 \cdot O_1B = \omega_2 \cdot O_2C$. Отсюда передаточное отношение

$$i = \omega_1 / \omega_2 = O_2C / O_1B.$$

Нормаль NN пересекает линию центров O_1O_2 в точке P , называемой **полюсом зацепления**. Из подобия треугольников O_2PC и O_1PB $O_2C / O_1B = O_2P / O_1P = r_2 / r_1$.

Сравнивая отношения, получаем: $i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = \text{const}$



Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности, которая позволяет сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания

Эвольвентой окружности называют кривую, которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиуса r_0 .

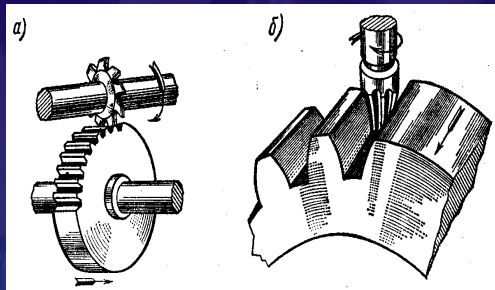
Эта окружность называется эволютой.

В зубчатом колесе эволюта названа основной окружностью, а перекатываемая прямая NN — производящей прямой.

Характер эвольвентного зубчатого зацепления определяется свойствами эвольвенты:

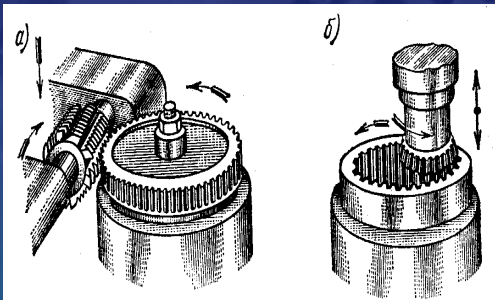
1. Производящая прямая NN является одновременно касательной к основной окружности и нормалью ко всем производимым ею эвольвентам.
2. Две эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистантны.
3. С увеличением радиуса r_0 основной окружности эвольвента становится более полой и при $r_0 \rightarrow \infty$ обращается в прямую.
4. Радиус кривизны эвольвенты в точке S_2 равен длине дуги S_0B основной окружности. Центр кривизны эвольвенты в данной точке находится на основной окружности.

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

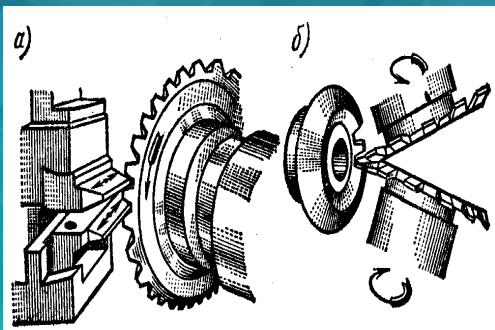
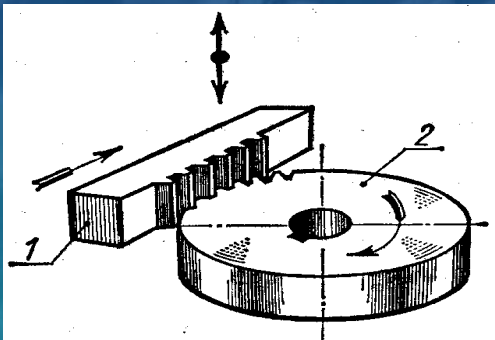


Нарезание зубьев. Существуют два метода нарезания зубьев: копирование и обкатка.

Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами: дисковыми или пальцевыми. Это малопроизводительный и неточный метод, применяется преимущественно в ремонтном деле.

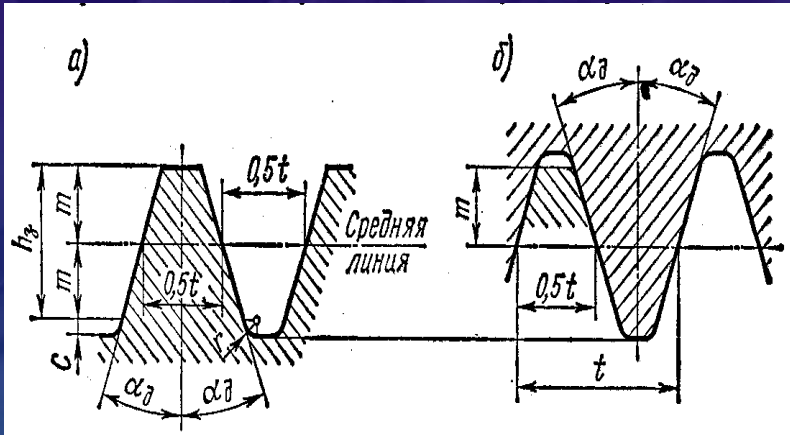


Нарезание зубьев **методом обкатки** основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — червячная фреза, дисковый долбяк или реечный долбяк — гребенка. Для нарезания колес с внутренним расположением зубьев применяют дисковые долбяки. Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится строганием или **фрезерованием** инструментом с прямобочным профилем.



Отделка зубьев. Зубья точных зубчатых колес после нарезания подвергают отделке шевингованием, шлифованию, притиркой или обкаткой.

ИСХОДНЫЙ КОНТУР ЗУБЧАТОЙ РЕЙКИ



При увеличении до бесконечности числа зубьев нормального (некорригированного) колеса получается *основная рейка*, профиль которой соответствует исходному контуру, регламентированному ГОСТ 13755-68 для цилиндрических и ГОСТ 13754-68 для прямозубых конических колес

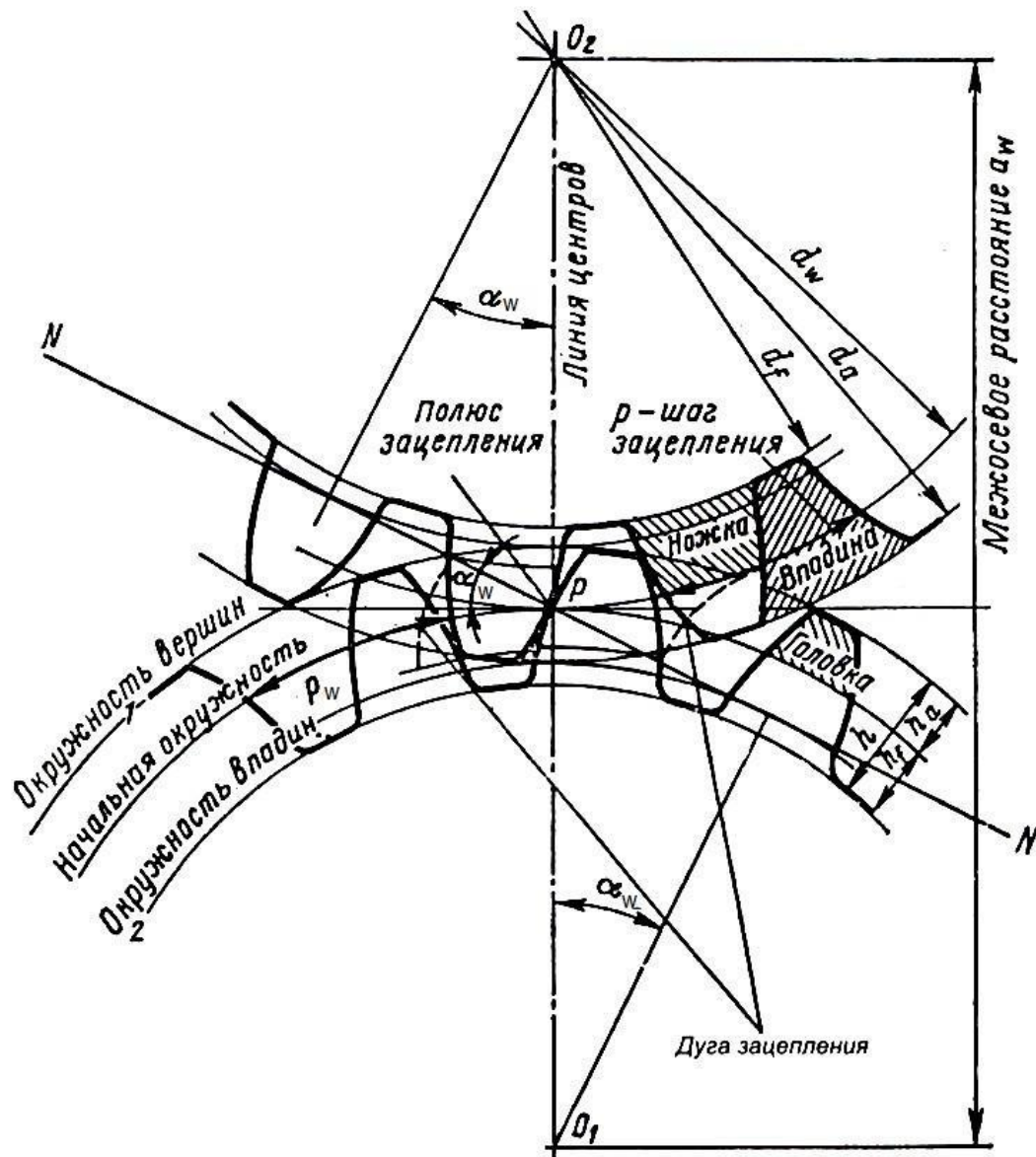
Исходный контур характеризуется углом профиля $\alpha = 20^\circ$, глубиной захода h_3 , радиальным зазором C , радиусом закругления r у корня зуба.

Для цилиндрических колес $h_3 = 2m$; $C = 0,25m$; $r = 0,40m$. Для конических колес $h_3 = 2m$; $C = 0,20m$; $r = 0,20m$, где m - модуль зацепления (см. далее). Основная рейка полностью определяет профили зубьев всех колес нормального зацепления и обеспечивает возможность их любого сочетания при одинаковом модуле.

Исходный контур *инструментальной рейки* отличается от контура основной рейки увеличенной на C высотой головки зуба, необходимой для образования большей глубины впадины, обеспечивающей радиальный зазор C в зацеплении сопряженных колес.

Избыточная высота зуба инструментальной рейки не участвует в формировании эвольвентной части профиля зуба нарезаемого колеса.

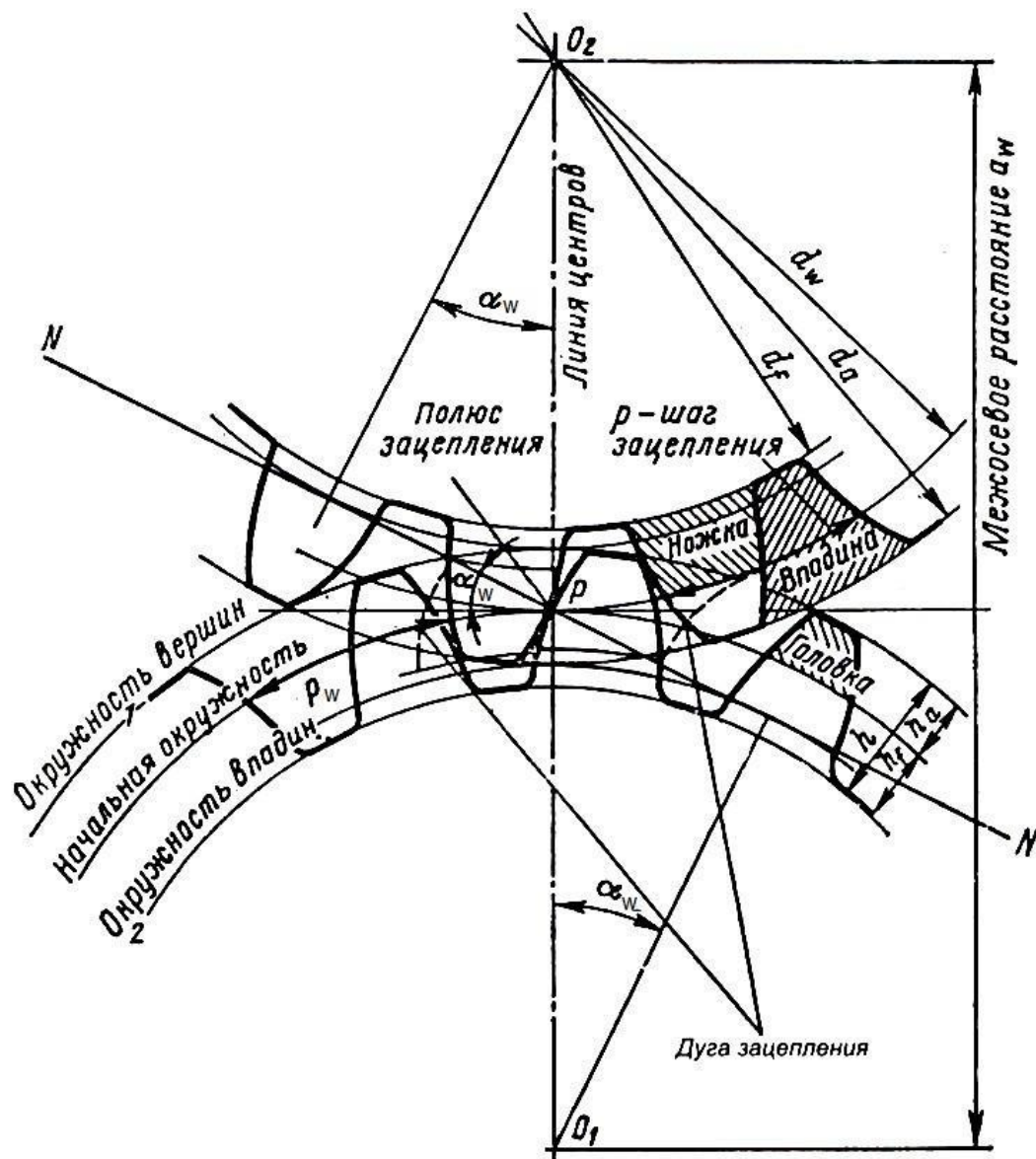
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ



Начальные окружности. Проведем из центров O_1 и O_2 через полюс P две окружности, которые в процессе зацепления перекатываются одна по другой без скольжения. Эти окружности называют **начальными**. При изменении межосевого расстояния a_w меняются и диаметры начальных окружностей шестерни и колеса. Следовательно, у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей. У отдельно взятого колеса начальной окружности не существует.

Диаметры начальных окружностей обозначают d_{w1} и d_{w2}

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ



Начальная окружность зубчатого колеса делит зуб по высоте на две неравные части: верхнюю, называемую начальной головкой зуба, и нижнюю, называемую начальной ножкой зуба.

Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге начальной окружности, называется *начальным шагом*.

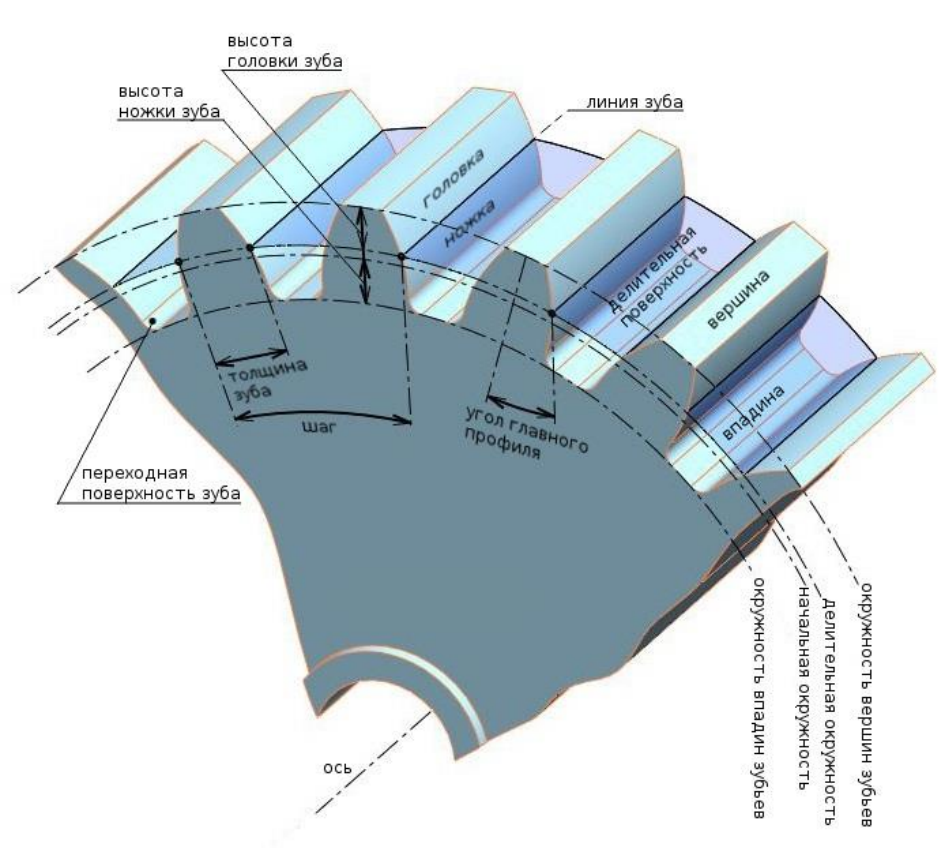
Обозначается p_w .

Отрезок общей нормали NN , являющийся траекторией общей точки контакта зубьев, называется линией зацепления зубчатой передачи.

Острый **угол** в главном сечении эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии был назван **углом зацепления**

 α_w

Делительная окружность



Окружность, на которой шаг p и угол зацепления α_w соответственно равны шагу t и углу профиля α инструментальной рейки, называется **делительной**.

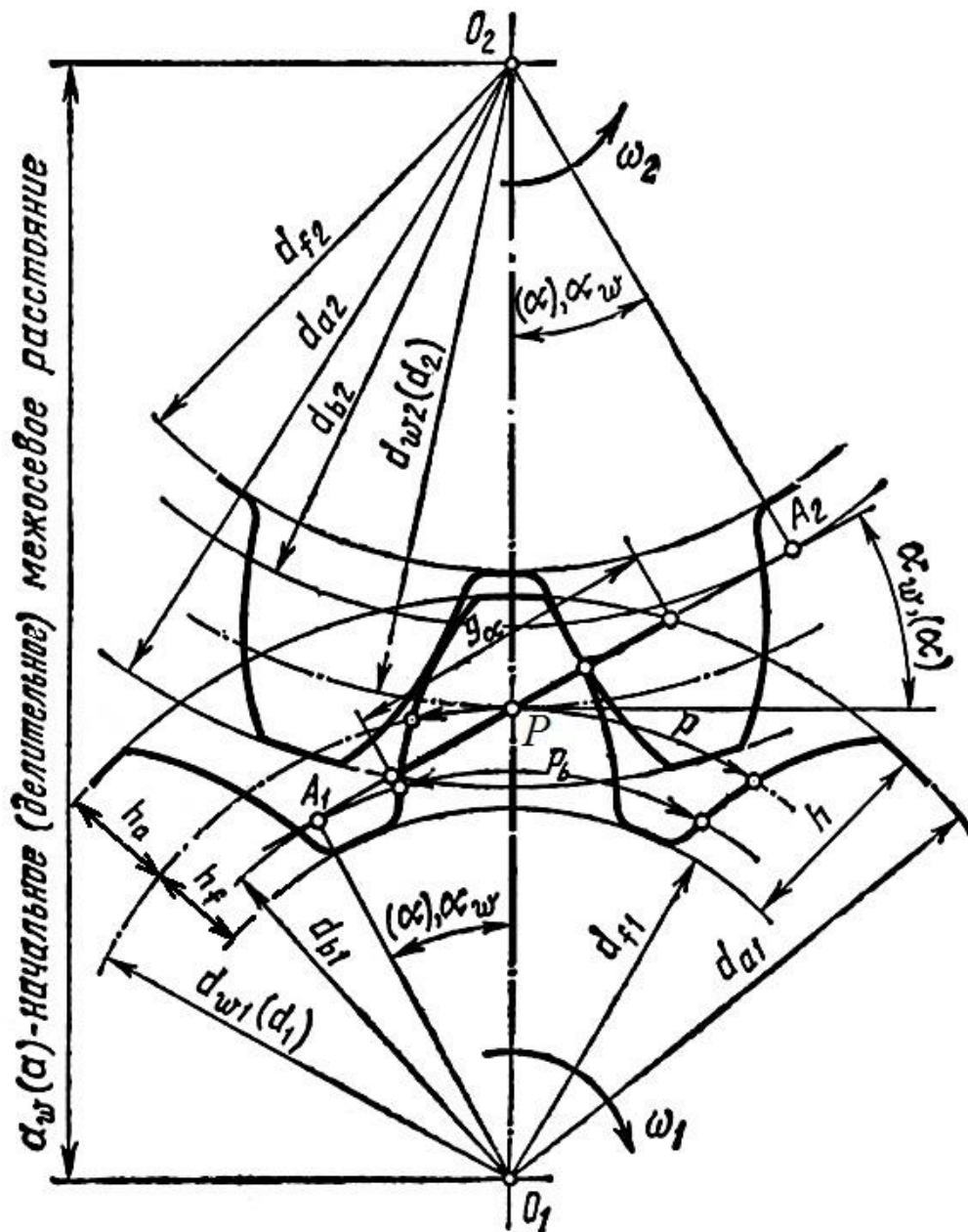
Эта окружность может быть определена для отдельно взятого колеса.

При изменении межосевого расстояния диаметр делительной окружности d остается неизменным.

Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое расстояние a_w пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей

$$a_w = d_1/2 + d_2/2$$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ



Шаг зацепления - расстояние между двумя одноименными точками двух соседних зубьев, взятое по делительной окружности шестерни или колеса. Обозначается p .

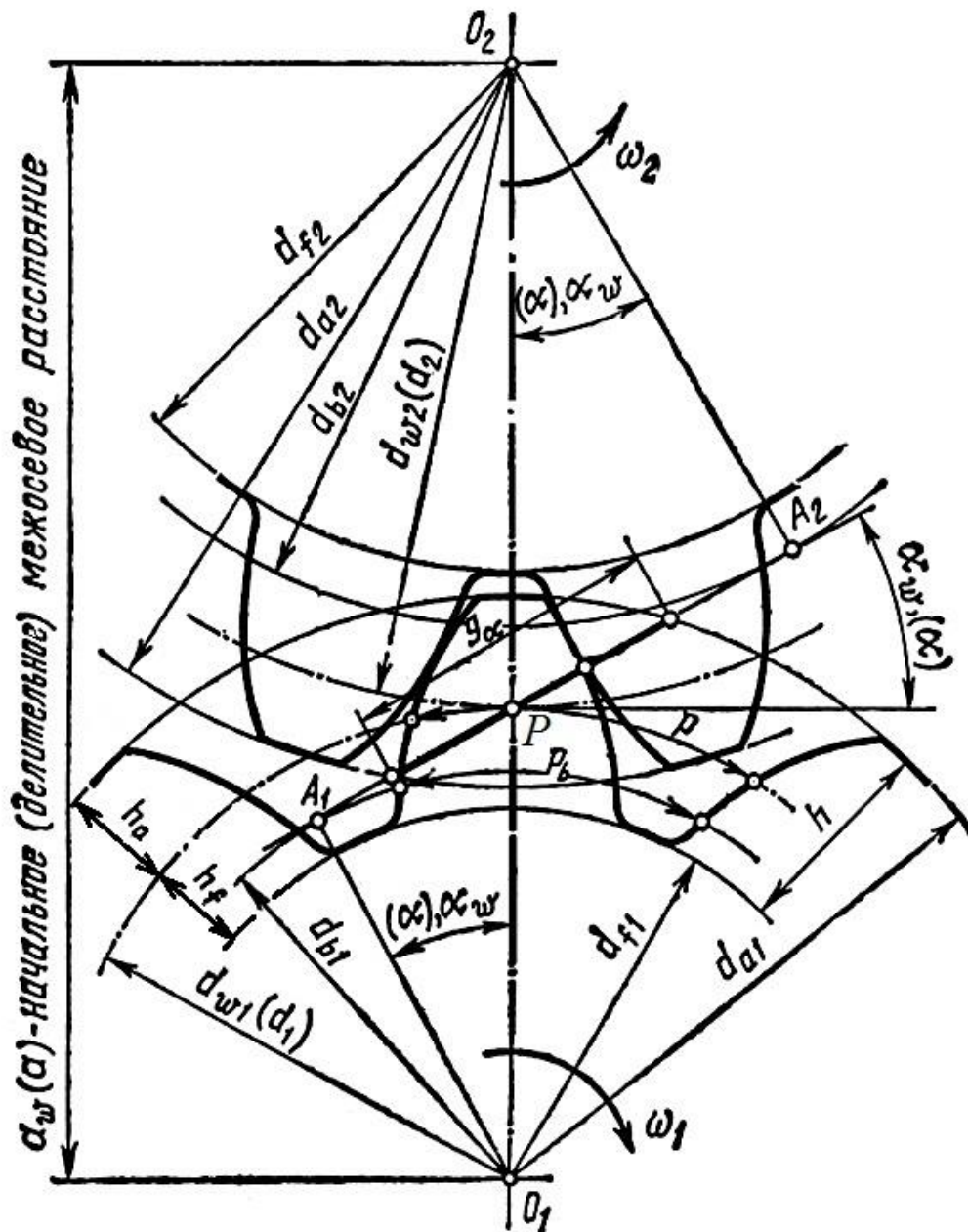
Шаг равен сумме толщины зуба s и ширины впадины e :

$$p = s + e.$$

Для пары сцепляющихся колес шаг должен быть одинаковым.

Толщина зуба s и ширина впадины e по дуге делительной окружности нормального колеса теоретически равны.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

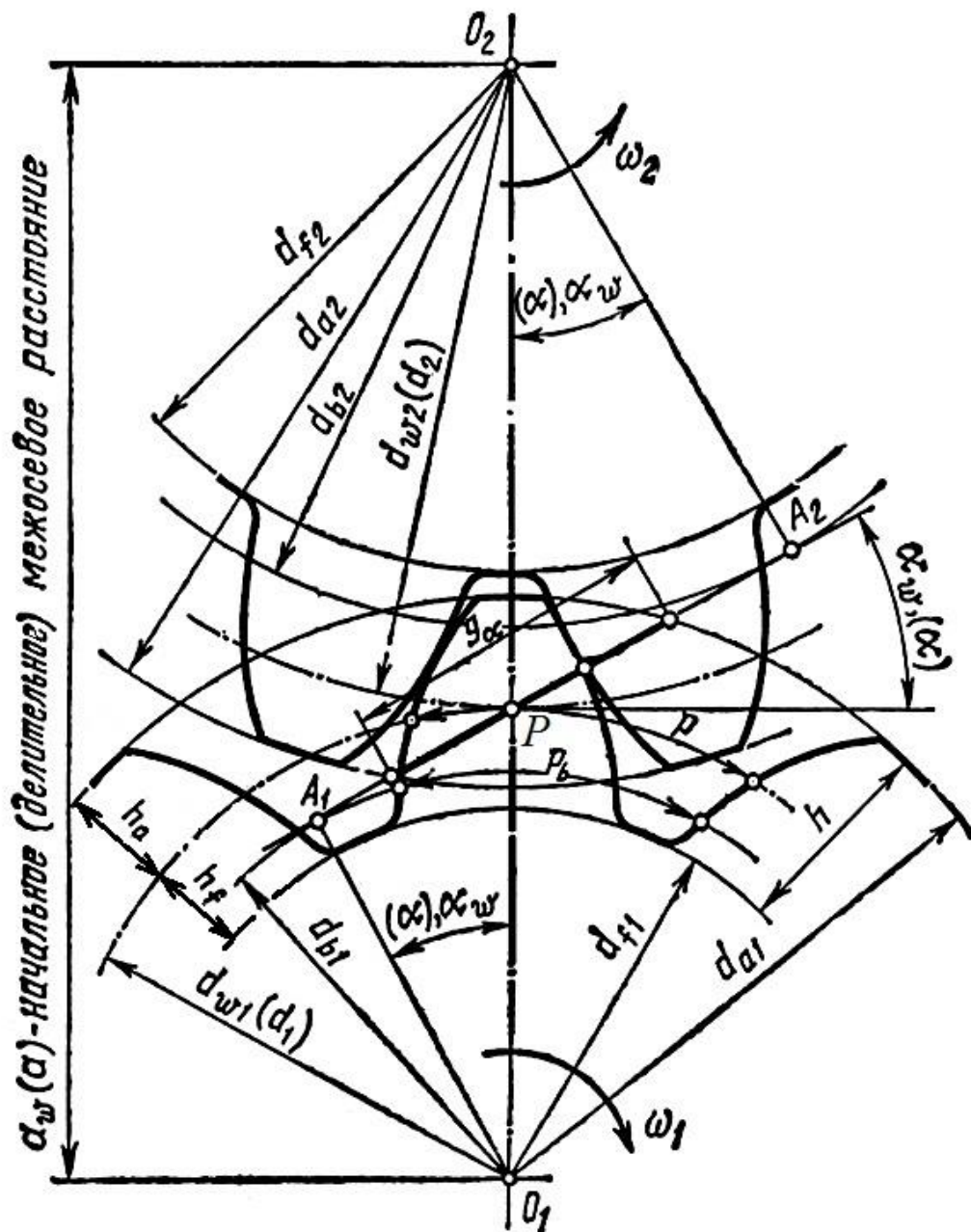


Модуль зацепления называется линейная величина в π раз меньшая окружного шага p , то есть модуль - часть диаметра делительной окружности приходящаяся на один зуб

$$m = p/\pi = \pi d / (z\pi) = d/z$$

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ



Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса

$$d_1 = mz_1$$

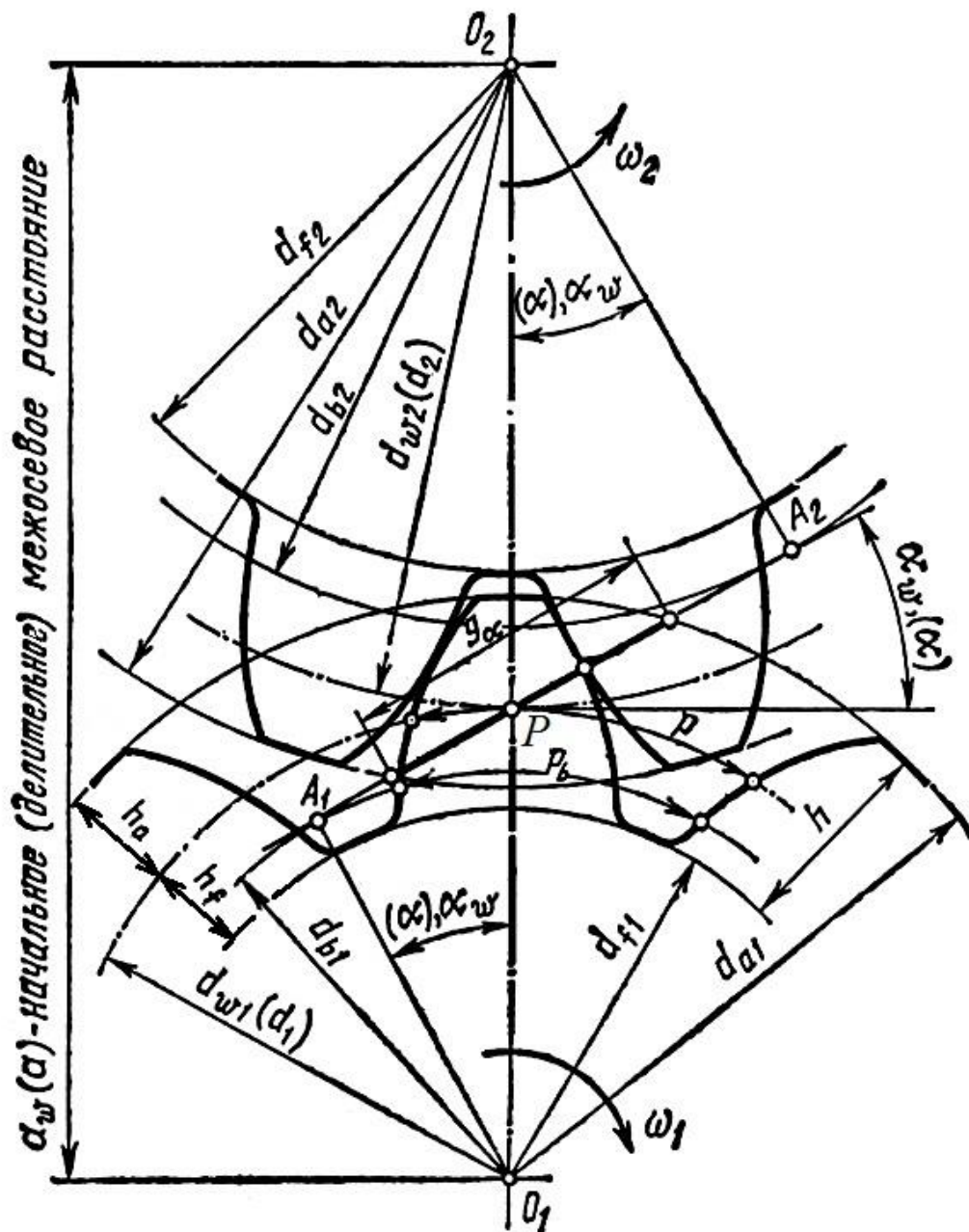
$$d_2 = mz_2$$

Диаметры основных окружностей шестерни и колеса

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha$$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

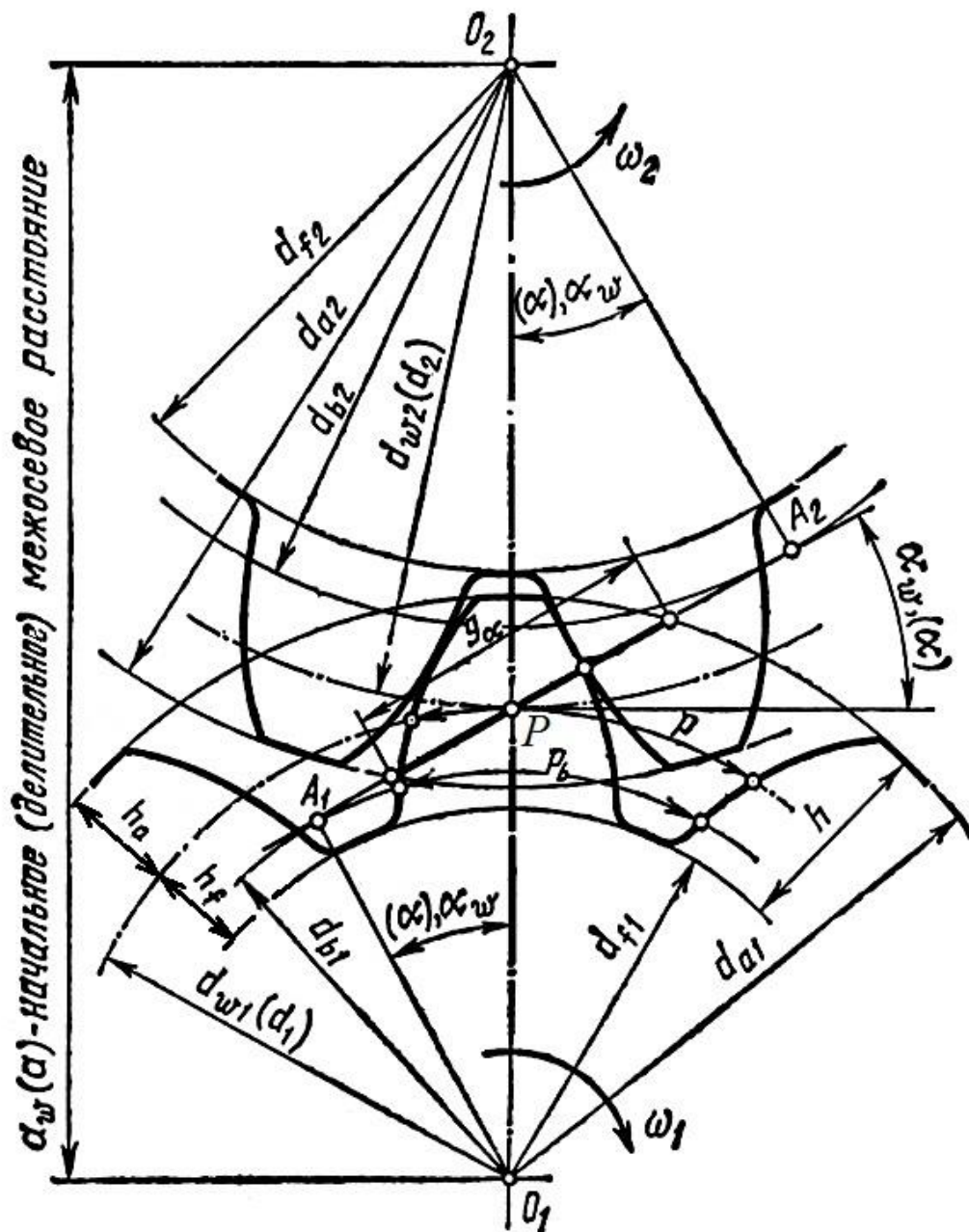


Высота головки зуба (h_a) – расстояние между делительной окружностью и окружностью выступов, измеренное по радиусу (обычно $h_a = m$).

Высота ножки зуба (h_f) – расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин, измеренное по радиусу (обычно $h_f = 1,25 \cdot m$ для цилиндрических колес и $h_f = 1,20 \cdot m$ для конических колес).

Высота зуба (h) – расстояние между окружностью впадин и окружностью выступов, измеренное по радиусу, для цилиндрических колес $h = 2,25 \cdot m$, а для конических $h = 2,20 \cdot m$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ



Диаметры окружностей вершин

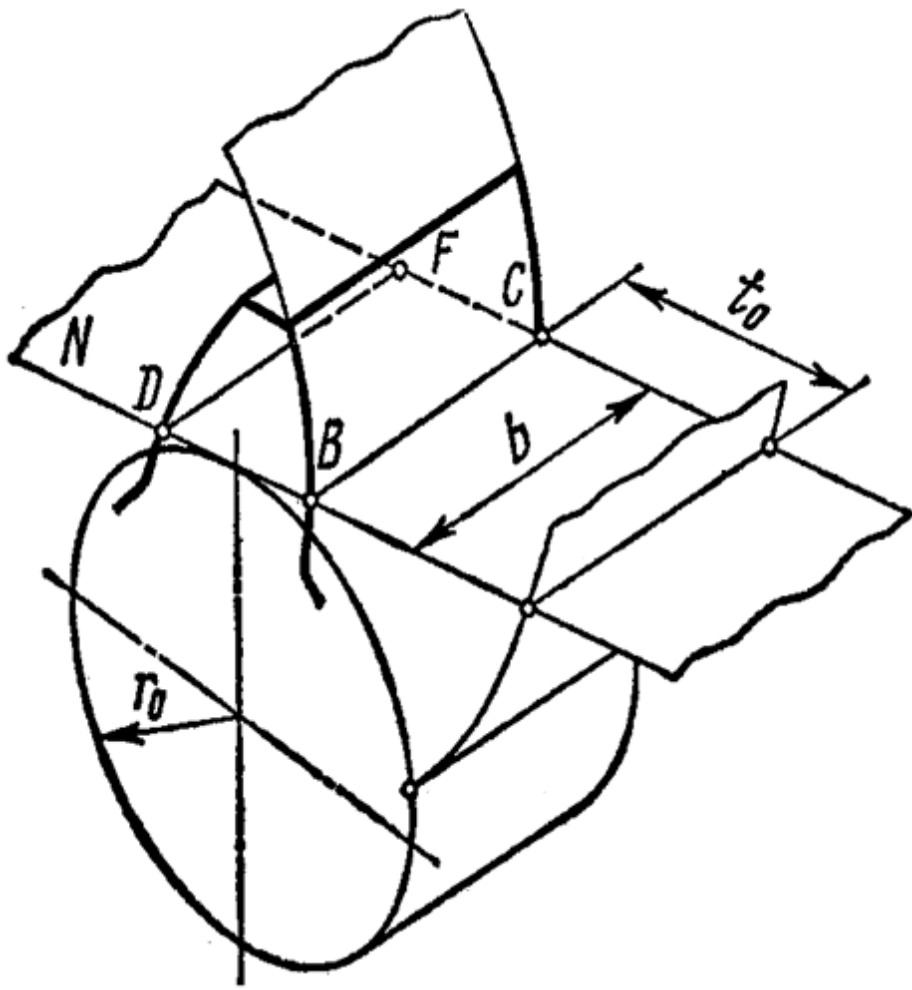
$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m$$



Реальные цилиндрические зубчатые колеса характеризуются шириной зубчатого обода. В зацеплении участвуют не профили, а поверхности зубьев, следовательно, касанию плоских профилей в точке соответствует касание поверхностей по линии контакта. Основным окружностям колес соответствуют основные цилиндры колес, начальным окружностям - начальные цилиндры, окружностям выступов - цилиндры выступов, окружностям впадин - цилиндры впадин. На рисунке изображен основной цилиндр радиуса r_0 и касательная к нему плоскость N , на поверхности которой на определенных расстояниях нанесены прямые BC и DF , параллельные образующей цилиндра.

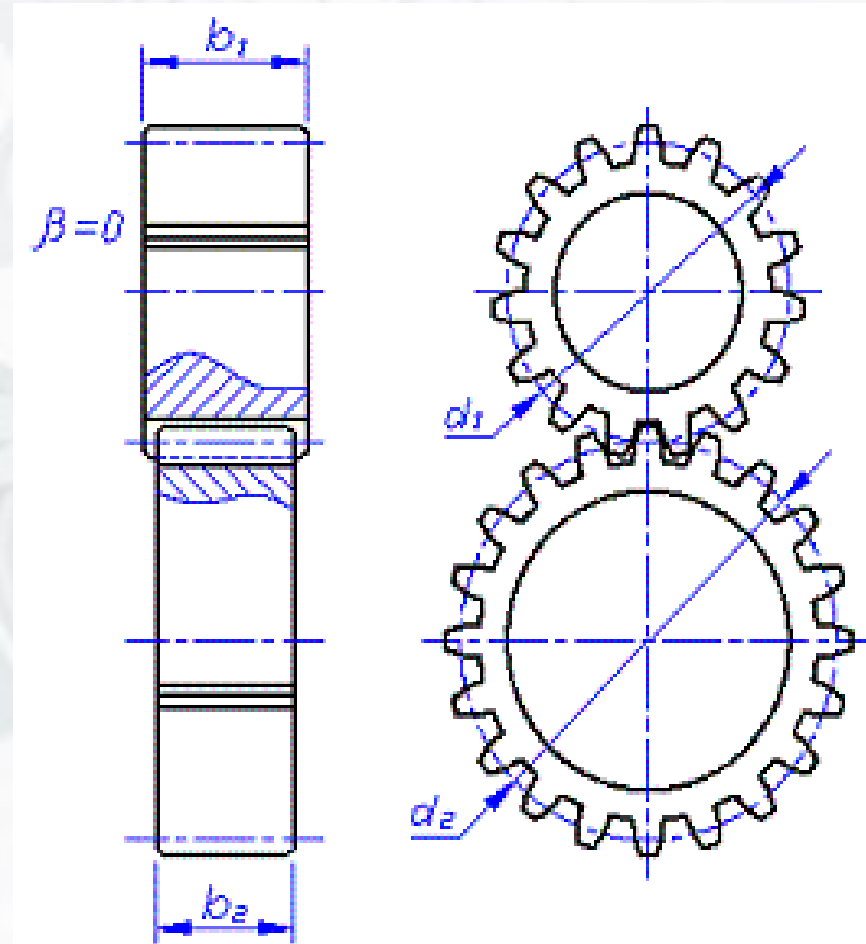
При перекачивании плоскости N против часовой стрелки прямая BC опишет в пространстве правую эвольвентную поверхность зуба. Левую поверхность образует прямая DF при перекачивании плоскости N в обратном направлении. Образовав аналогичным приемом боковые поверхности остальных зубьев и ограничив их высоту цилиндрами выступов и впадин, получим зубчатый венец цилиндрического прямозубого колеса.

Геометрические параметры цилиндрических передач

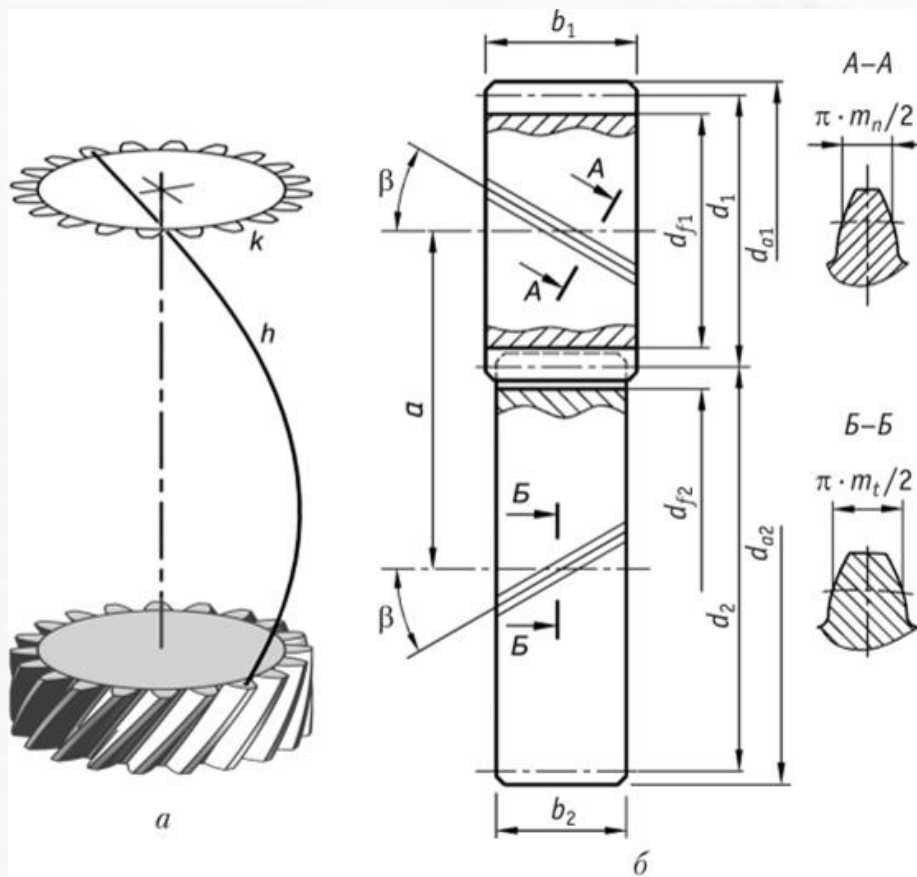
$b_2 = \psi_a a_w$ - ширина колеса;

$b_1 \approx b_2 + 5$ - ширина шестерни,
для компенсации неточности
сборки

ψ_a – коэффициент
ширины колеса по
межосевому
расстоянию,



Геометрические параметры цилиндрических косозубых передач



β — угол наклона зубьев — острый угол между пересекающимися в данной точке линией зуба и линией пересечения соосной поверхности зубчатого колеса, которой принадлежит эта линия зуба, с плоскостью, проходящей через его ось

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 $\beta = 8...18^\circ$

Геометрические параметры цилиндрических косозубых передач

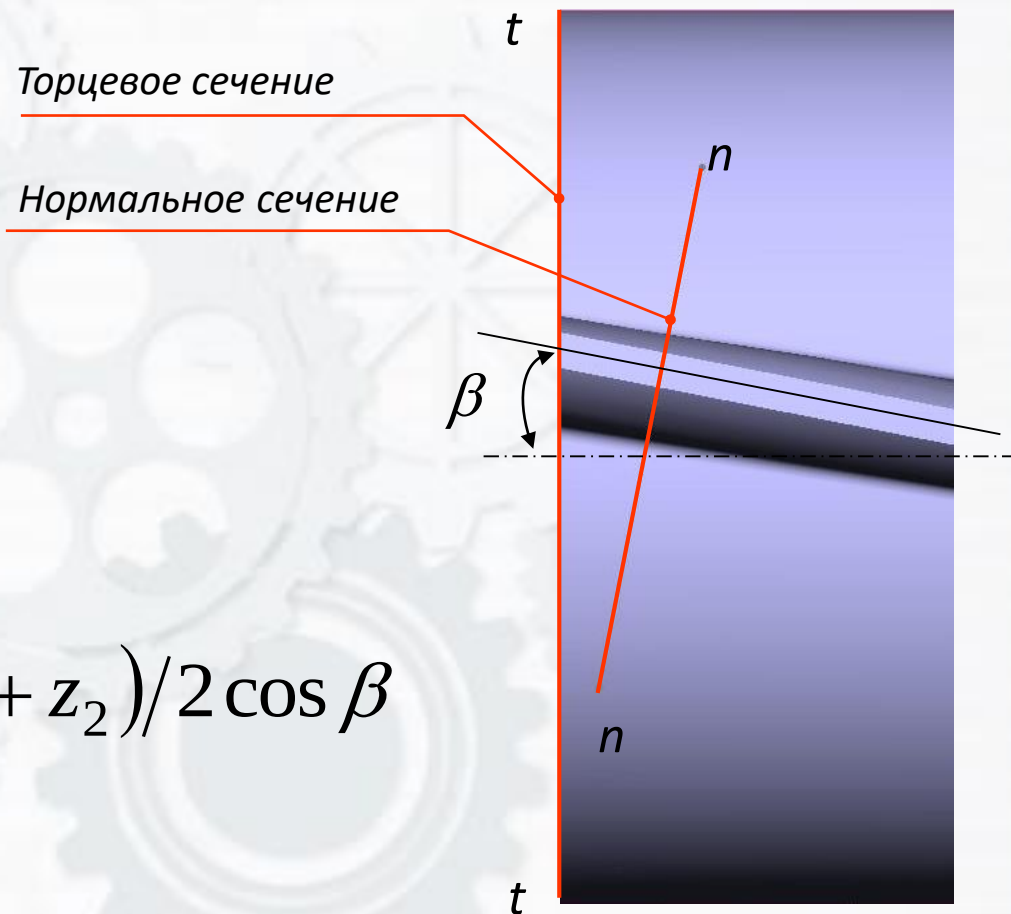
Размеры зубьев косозубого колеса определяются по нормальному модулю

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

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

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

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



Шевронная передача

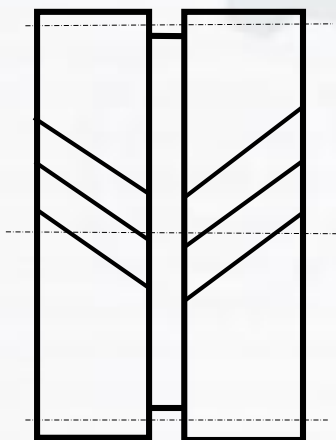
- Цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями, называется шевронным
- Часть венца с зубьями одинакового направления называется полушевроном

Угол наклона зуба для шевронных колес $\beta = 25...40^\circ$

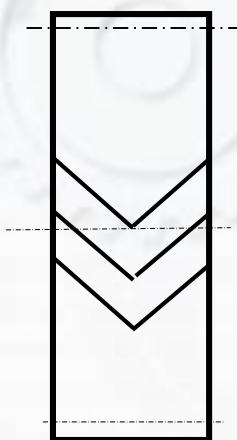


Типы шевронных колес

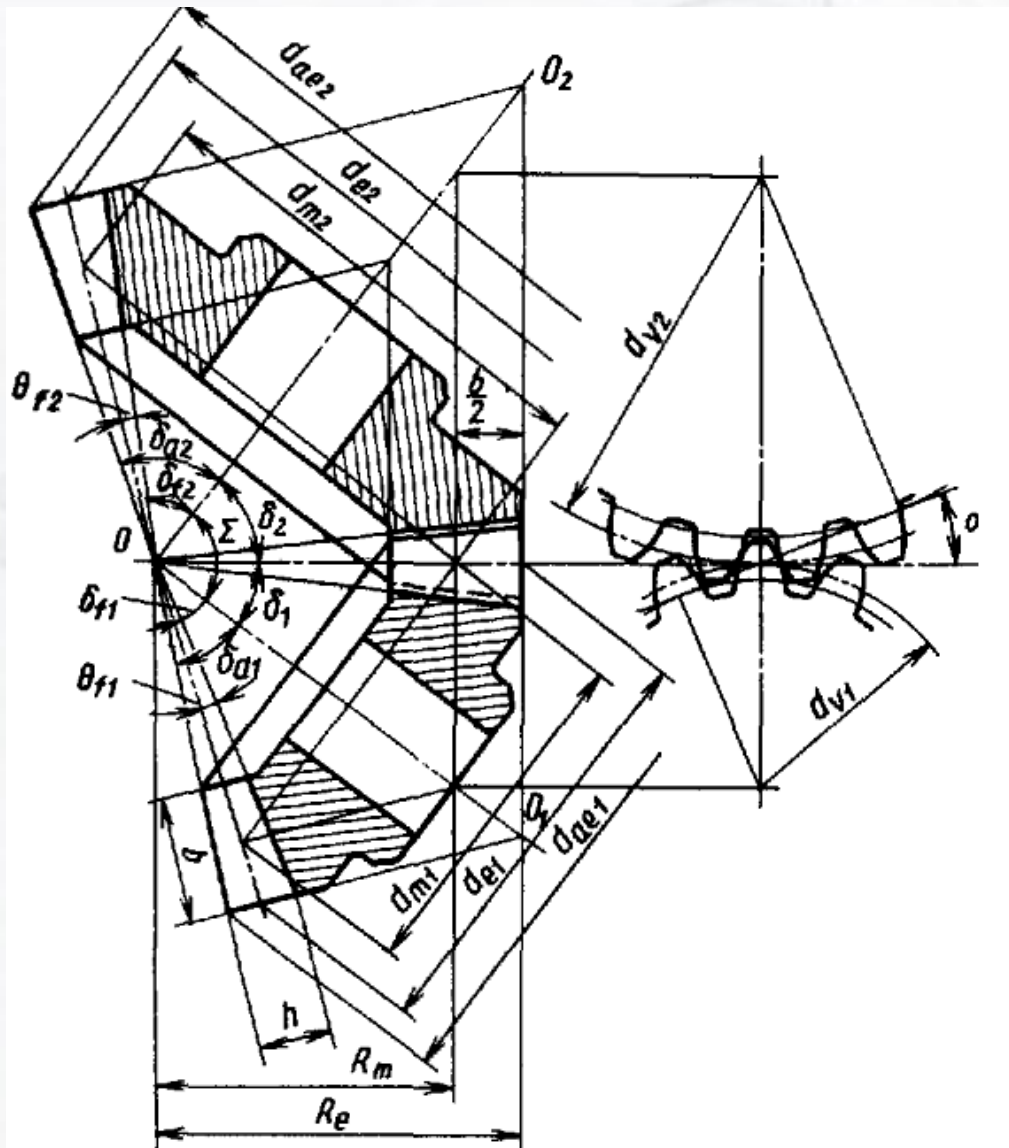
с дорожкой



без дорожки

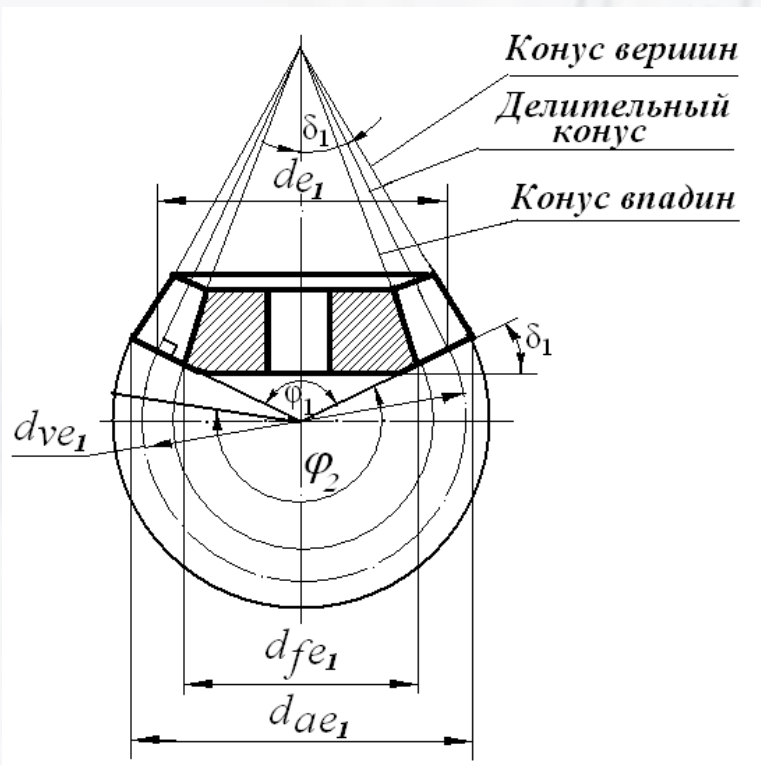


Геометрия конической прямозубой передачи



Основное применение
получили передачи
ортогональные с
суммарным углом
между осями 90°

Геометрия конической прямозубой передачи

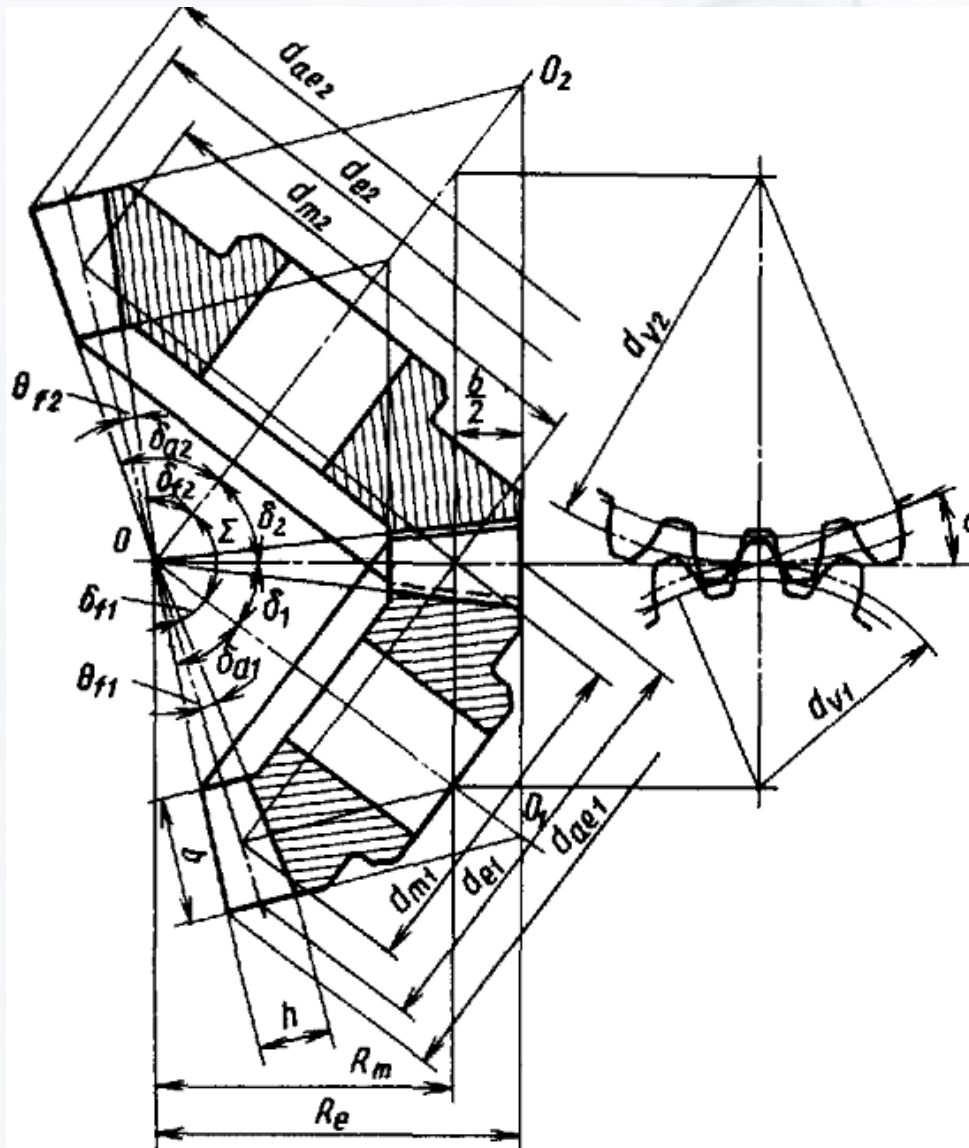


Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 .

Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называются дополнительными конусами (конус с углом φ_1).

Сечение зубьев дополнительным конусом называют *торцевым сечением*.

Геометрия конической прямозубой передачи

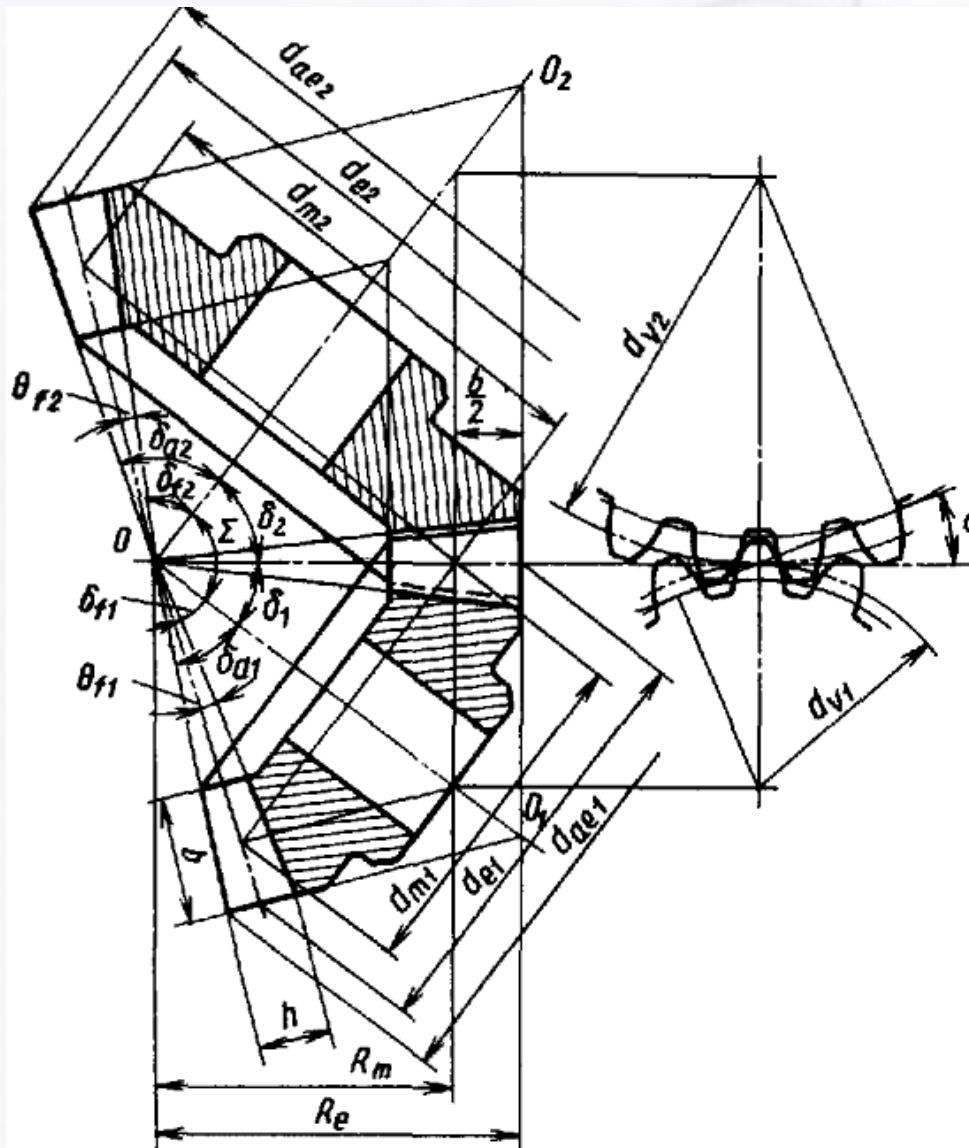


Различают *внешнее, внутреннее и среднее торцевые сечения*.

Размеры, относящиеся к внешнему торцевому сечению, обозначают индексом *e*: d_{e1} , d_{e2} , R_e .

Размеры в среднем сечении обозначаются индексом *m*: d_{m1} , d_{m2} , R_m .

Геометрия конической прямозубой передачи



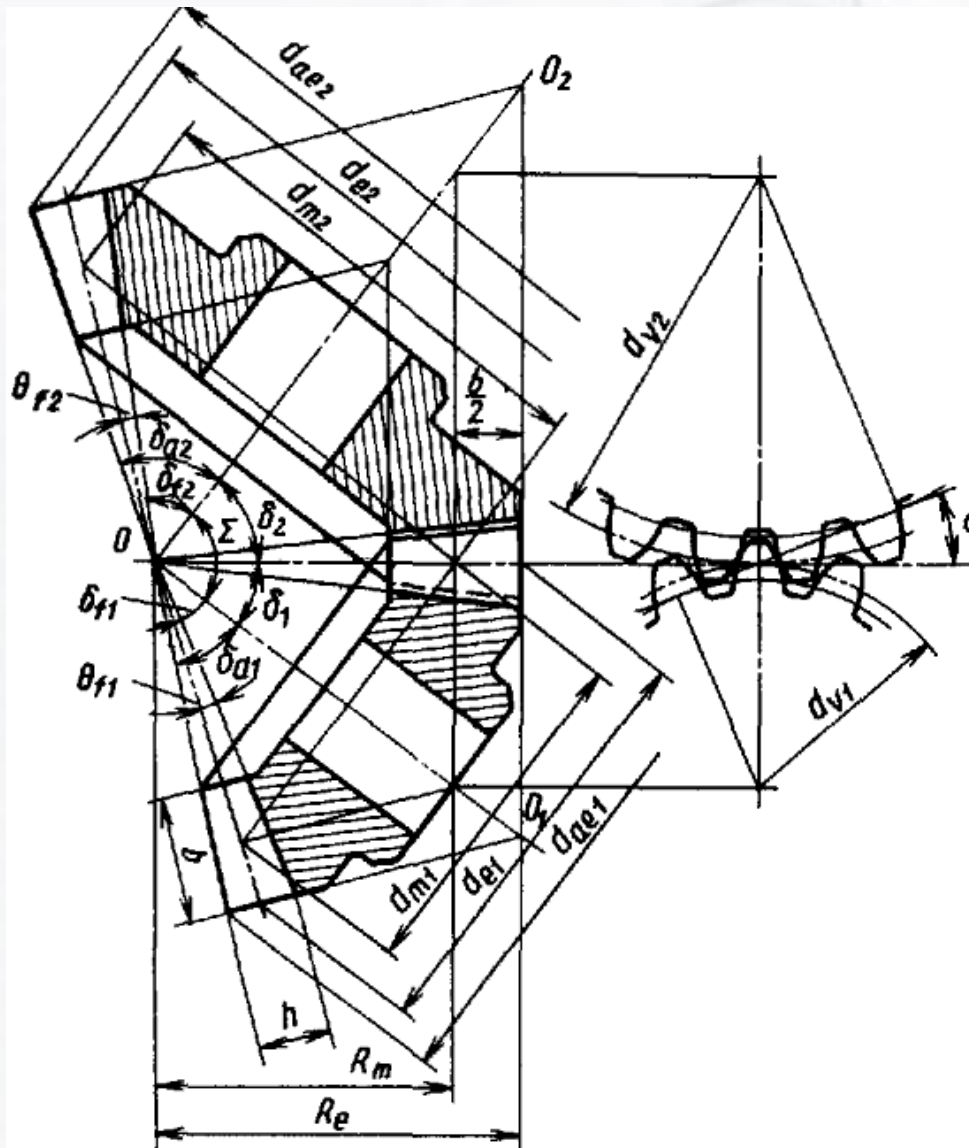
Угол между осью начального конуса и его образующей называют углом начального конуса (обозначают δ_1 – угол начального конуса ведущего колеса; δ_2 – угол начального конуса ведомого колеса). В некорригированных передачах начальные и делительные конусы совпадают.

Углы делительных конусов

- шестерни $\delta_1 = \text{arcctg } u$

- колеса $\delta_2 = 90 - \delta_1$

Геометрия конической прямозубой передачи



Для конических зубчатых колес с прямыми зубьями в качестве стандартного расчетного модуля принимают внешний окружной делительный модуль: $m_{te} = m_e$

Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$

Внешняя высота ножки зуба $h_{fe} = 1,2m_e$

Внешние делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_{e1} = m_e z_1$$

$$d_{e2} = m_e z_2$$

Внешние диаметры окружностей выступов

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1;$$

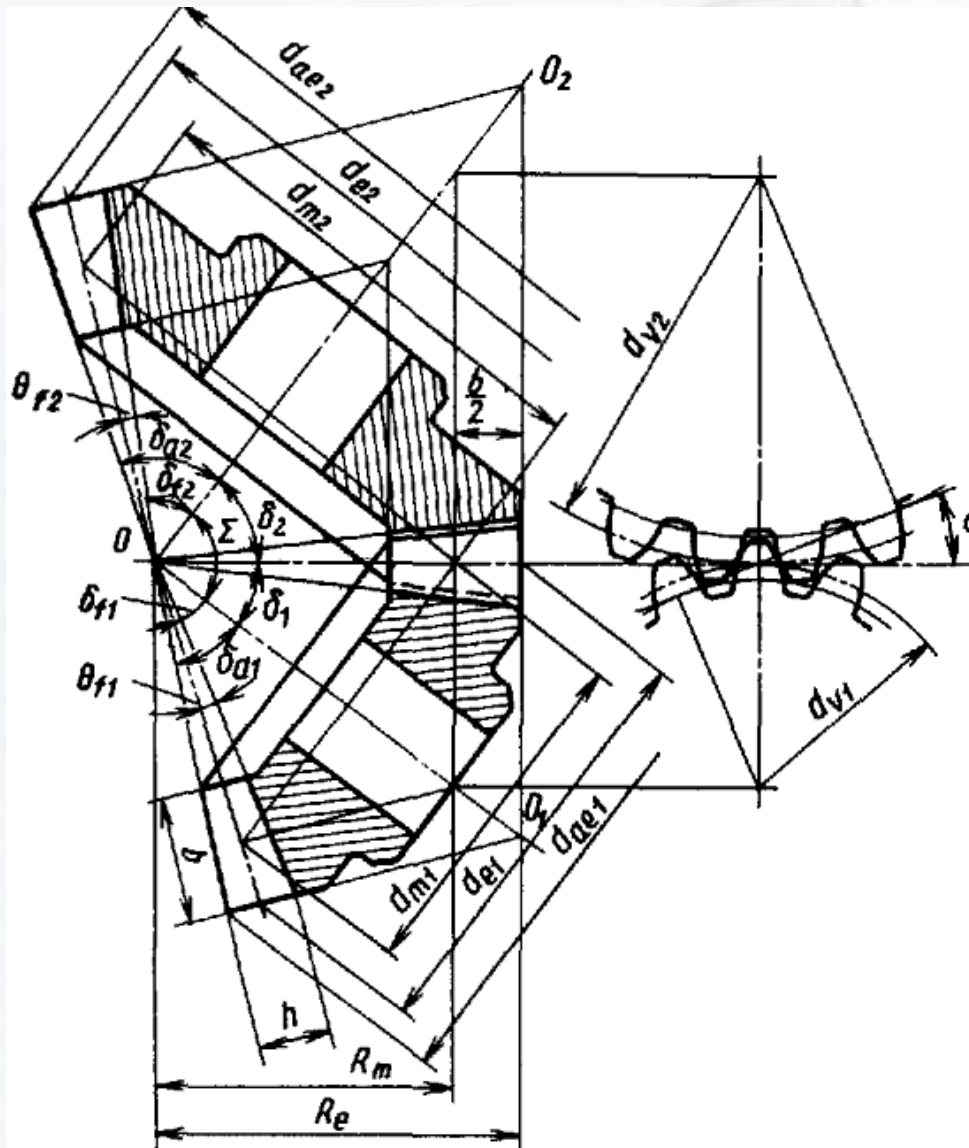
$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2$$

Внешние диаметры окружностей впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1;$$

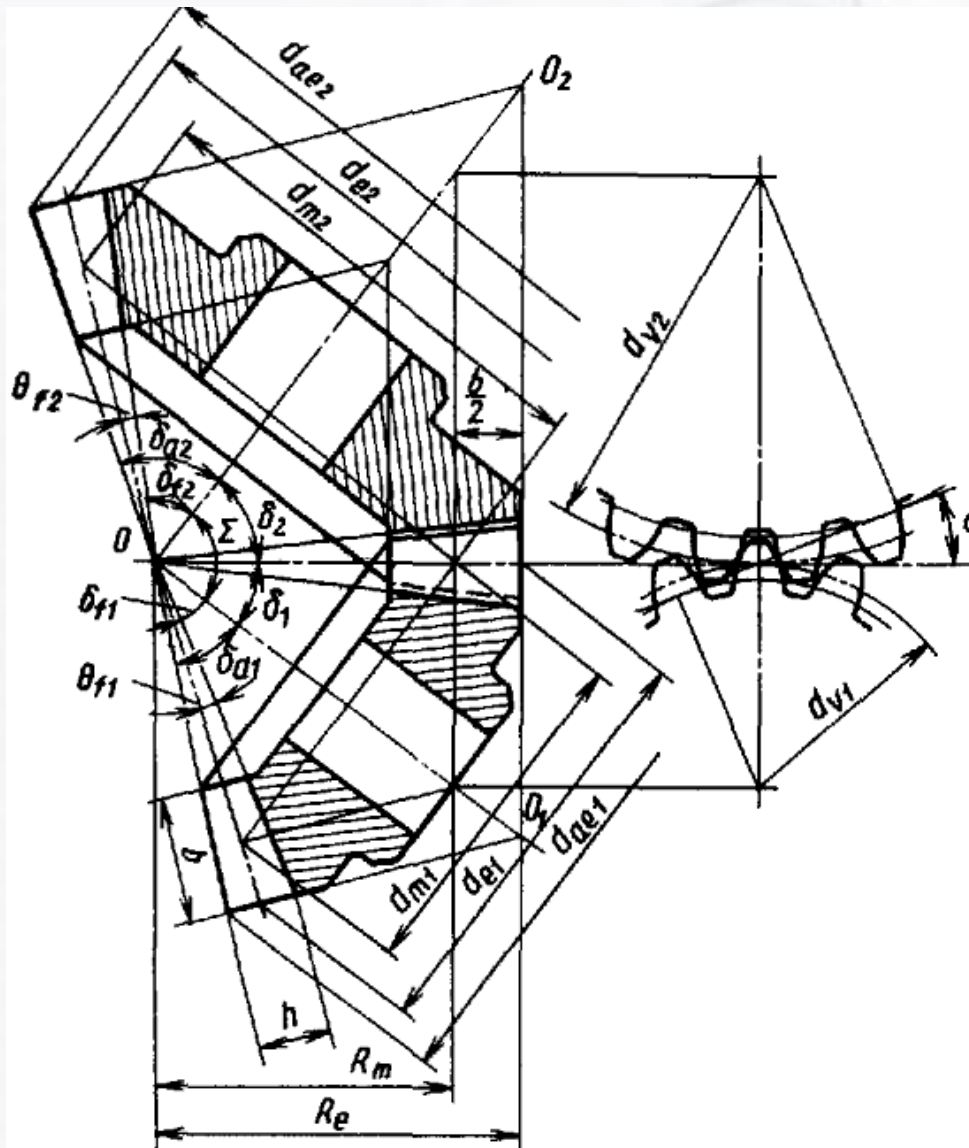
$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2.$$

Геометрия конической прямозубой передачи



Расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей внешнего дополнительного конуса называют внешним конусным расстоянием (R_e), а расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей среднего дополнительного конуса называют средним конусным расстоянием (R_m).

Геометрия конической прямозубой передачи



Внешнее конусное расстояние,
мм:

$$R_e = \frac{0,5d_{e2}}{\cos \delta_1}$$

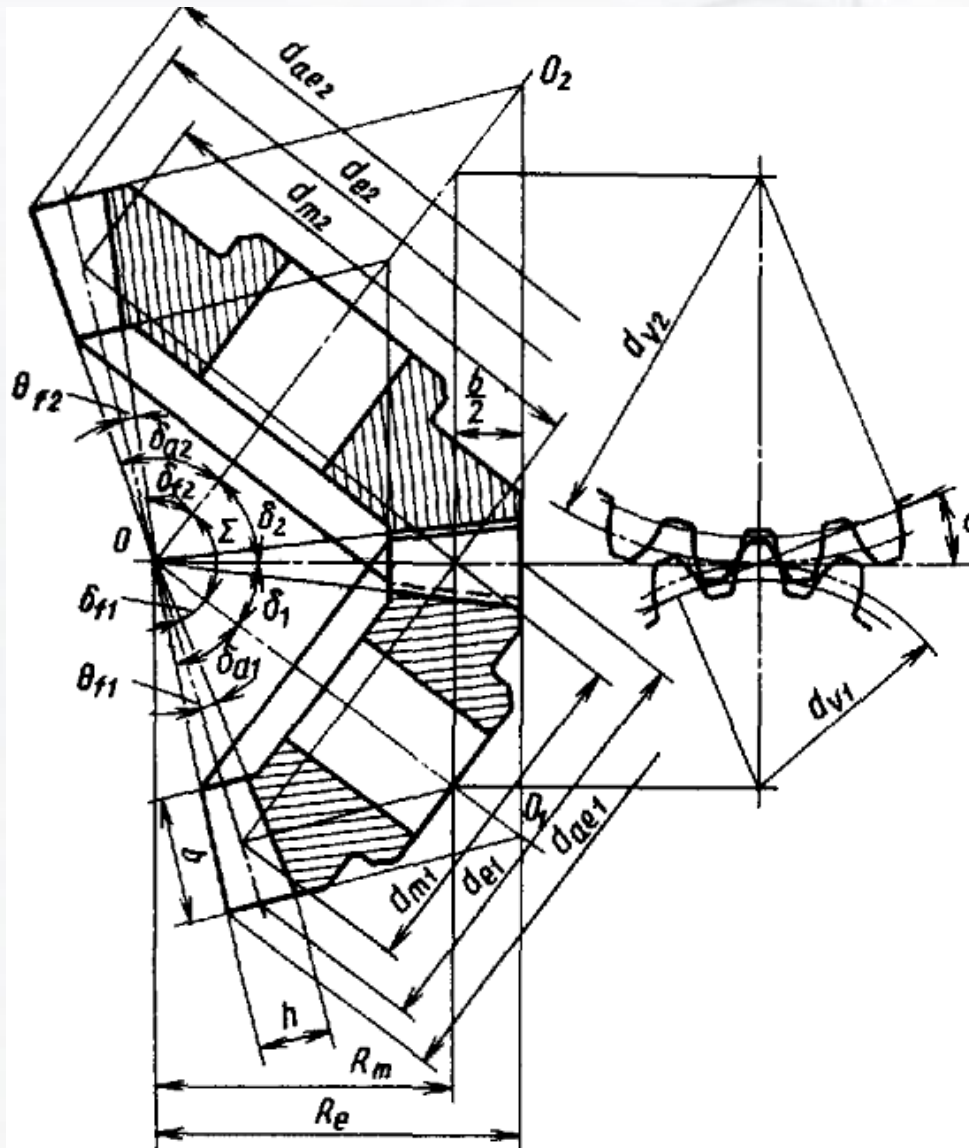
Ширина зубчатых колес, мм:

$$b = \psi_{bRe} R_e$$

Среднее конусное расстояние,
мм:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$$

Геометрия конической прямозубой передачи



Диаметры средних делительных окружностей, мм:

шестерни

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1;$$

и колеса

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2$$

Кинематика зубчатых передач

Основной кинематической характеристикой зубчатой передачи является **передаточное отношение**

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Передаточное число понижающей зубчатой передачи равно значению передаточного отношения, взятому по модулю

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Окружная скорость зубчатой передачи

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}$$

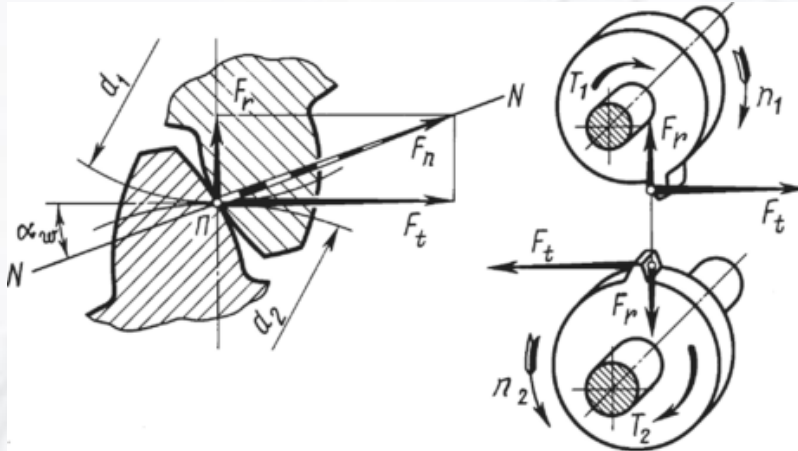
Для конической передачи

$$u = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

через углы делительных конусов $u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$

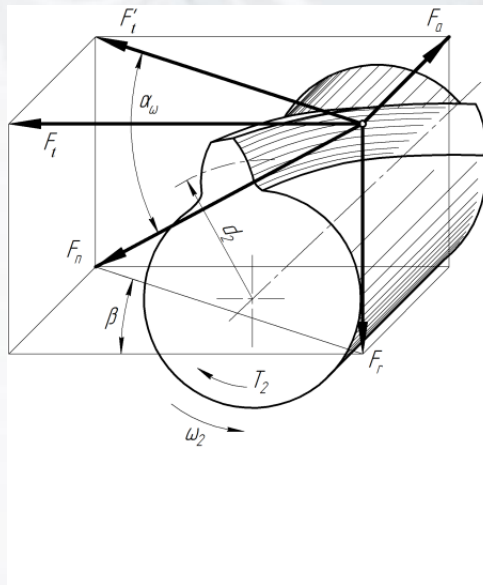
при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ $u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$

Силы в зацеплении цилиндрической передачи



$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad - \text{окружная сила}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \quad - \text{радиальная сила}$$

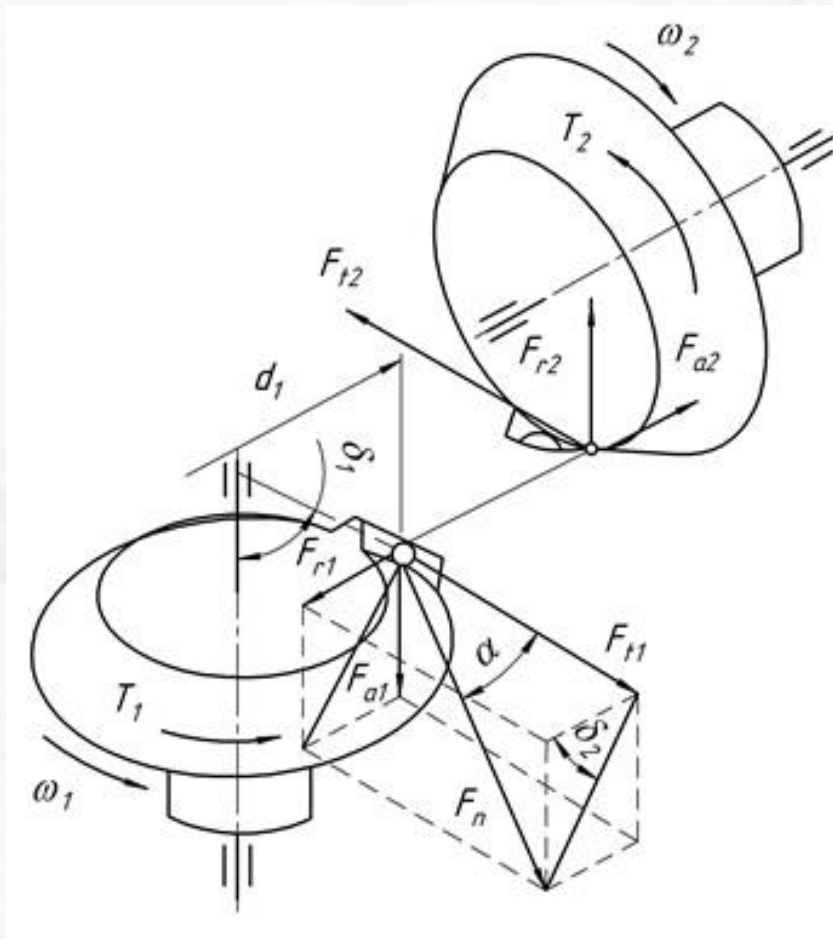


$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad - \text{окружная сила}$$

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} \quad - \text{радиальная сила}$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta \quad - \text{осевая сила}$$

Силы в зацеплении конической прямозубой передачи



$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \text{ - окружная сила}$$

Радиальная для шестерни, равная осевой для колеса

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1$$

Осевая для шестерни, равная радиальной для колеса

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1$$

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

В машиностроении: термообработанные углеродистые и легированные стали , чугуны, пластмассы

В приборостроении: стали, пластмассы, латунь, алюминиевые сплавы

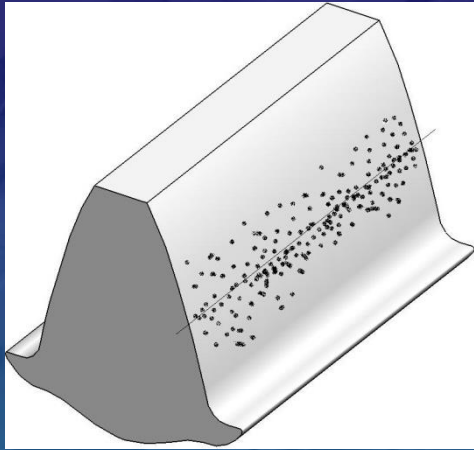
Выбор материала определяется назначением передачи, условиями ее работы, габаритами колес, типом производства (единичное, серийное, массовое), технологическими соображениями

Материалы и термообработка зубчатых колес

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

Виды разрушений зубьев

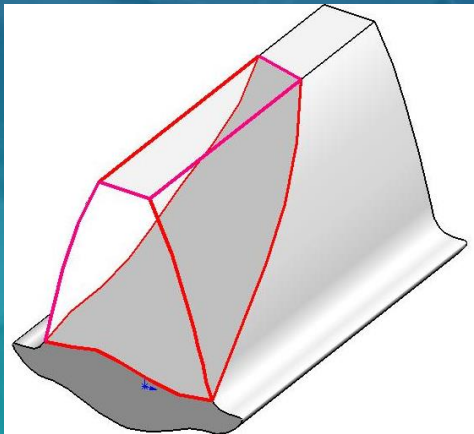
Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев



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.

Усталостная поломка зубьев



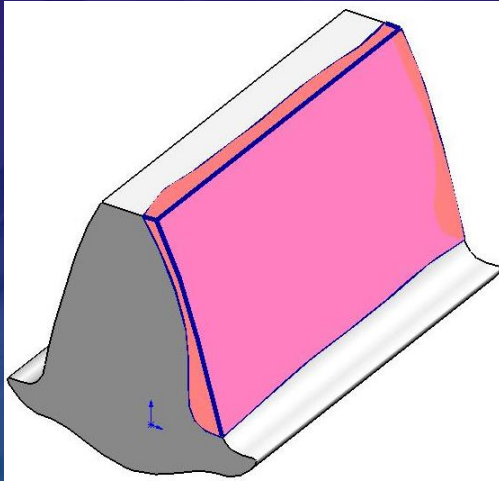
Наиболее опасный вид разрушения зубчатых передач.

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 длинные зубья косозубых и шевронных передач по наклонному (косому) сечению.

Абразивное изнашивание рабочих поверхностей зубьев

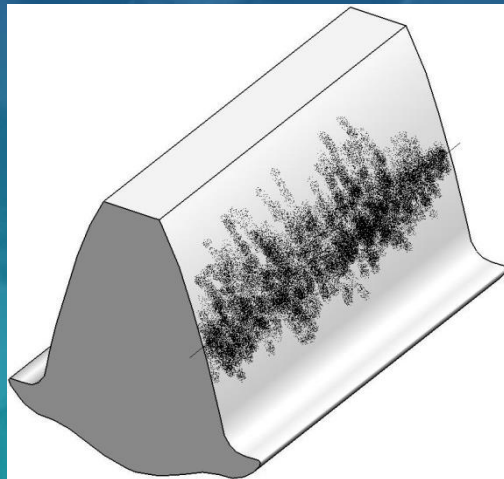


Представляет собой процесс истирания рабочих поверхностей зубьев абразивными частицами.

В открытых передачах является основным видом потери работоспособности.

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

Заедание зубьев



Этот вид потери работоспособности 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 условиям:

1 - контактной выносливости зубьев

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

Условие предусматривает предотвращение усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев и косвенно предупреждает заедание передачи

2 - изгибной выносливости зубьев

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

Условие направлено на предотвращение усталостной поломки зубьев

3 - износостойкости зубьев

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

Определение допускаемых напряжений

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{S}$$

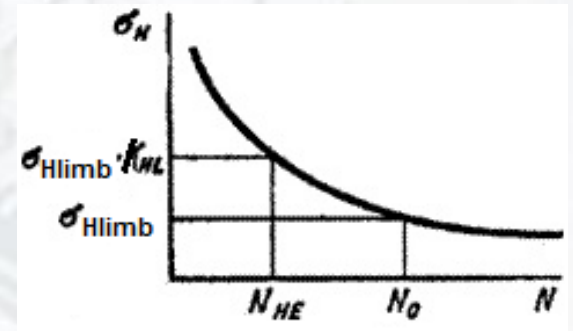
Допускаемые напряжения при расчете зубьев на контактную выносливость

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

$\sigma_{H\limb}$ - предел контактной выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов

S_H - коэффициент безопасности

K_{HL} - коэффициент долговечности



Допускаемое контактное напряжение для шестерни $[\sigma_{H1}]$ и для колеса $[\sigma_{H2}]$ рассчитывают отдельно.

Для прямозубых передач в качестве расчетного значения принимают меньшее из них

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$$

Для косозубых передач

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на усталостную изгибную прочность

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FL} K_{FC}$$

σ_{Flimb} - предел выносливости зубьев при изгибном нагружении, МПа

S_F - коэффициент безопасности

K_{FL} - коэффициент долговечности

K_{FC} - коэффициент реверсивности

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности закрытых передач является контактная прочность поверхностного слоя зубьев. По этой причине основные размеры передачи определяют из расчета по контактным напряжениям, затем зубья проверяют на изгиб. При выводе расчетной формулы на контактную прочность рассматривают соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление; при этом контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров.

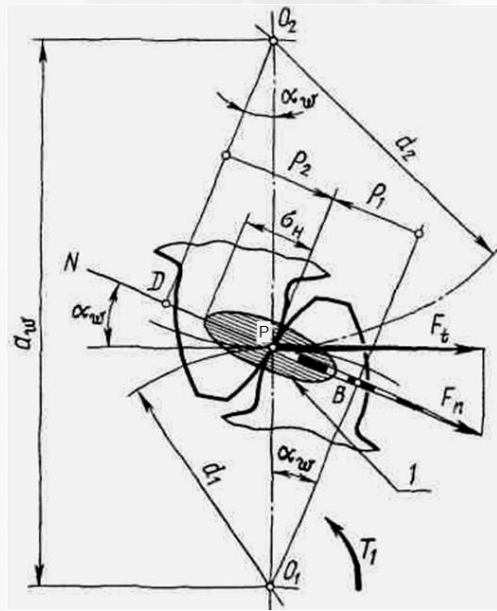
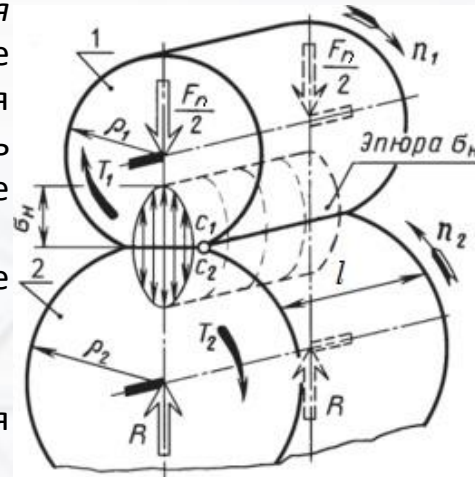
Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{HP}}{\rho_{HP}}}$$

где q нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба; для прямозубых колес длина контактных линий l равна ширине обода колеса b_2 :

$$q = \frac{F_n K}{l} = \frac{F_t K}{l \cos \alpha_w} = \frac{T_1 K (1+u)}{l a_w \cos \alpha_w}$$

K — коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий и дополнительные динамические нагрузки вследствие погрешностей изготовления и деформации деталей передачи;



$E_{пр} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости материалов шестерни и колеса,

$\rho_{пр} = 2\rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ — приведенный радиус кривизны, ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления.

Из треугольника BpO_1 $\rho_1 = (d_1 \sin \alpha_w) / 2 = (a_w \sin \alpha_w) / (1+u)$.

Из треугольника DpO_2 $\rho_2 = (d_2 \sin \alpha_w) / 2 = (a_w \cdot i \cdot \sin \alpha_w) / (1+u)$.

Для косозубой передачи

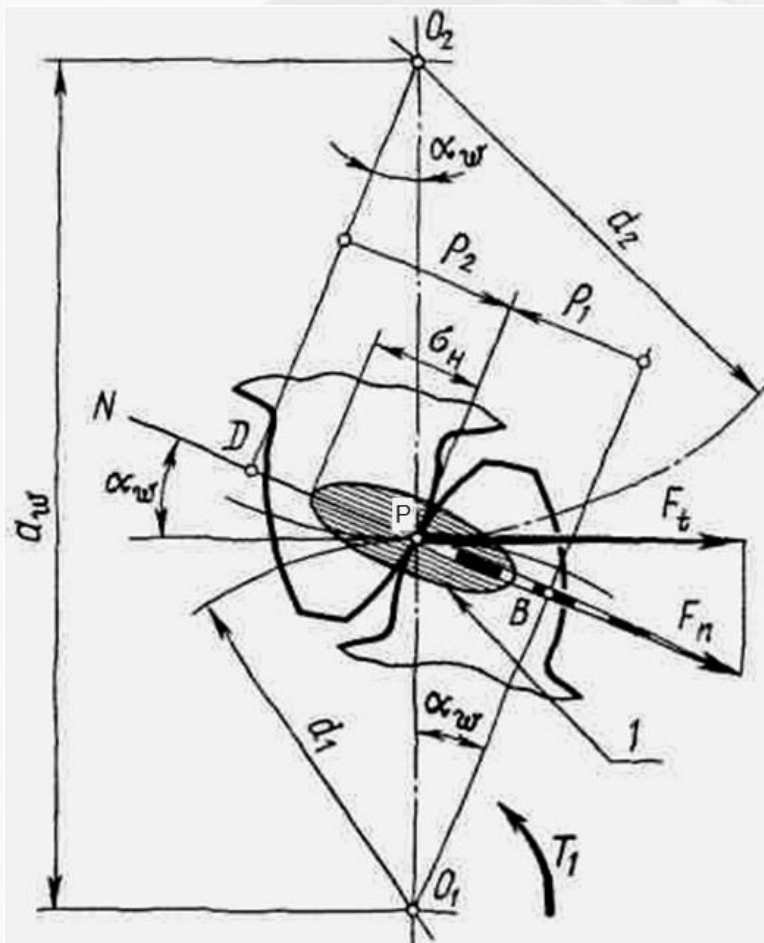
$$\rho_1 = (d_1 \sin \alpha_w) / (2 \cos^2 \beta)$$

$$\rho_2 = (d_2 \sin \alpha_w) / (2 \cos^2 \beta)$$

$$\text{Тогда } \rho_{пр} = (a_w \cdot i \cdot \sin \alpha_w) / (\cos^2 \beta (1+u)^2)$$

Расчет цилиндрической передачи на контактную выносливость зубьев

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



d_1 - диаметр делительной окружности шестерни

b_2 - ширина зубчатого венца колеса

u - передаточное число

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

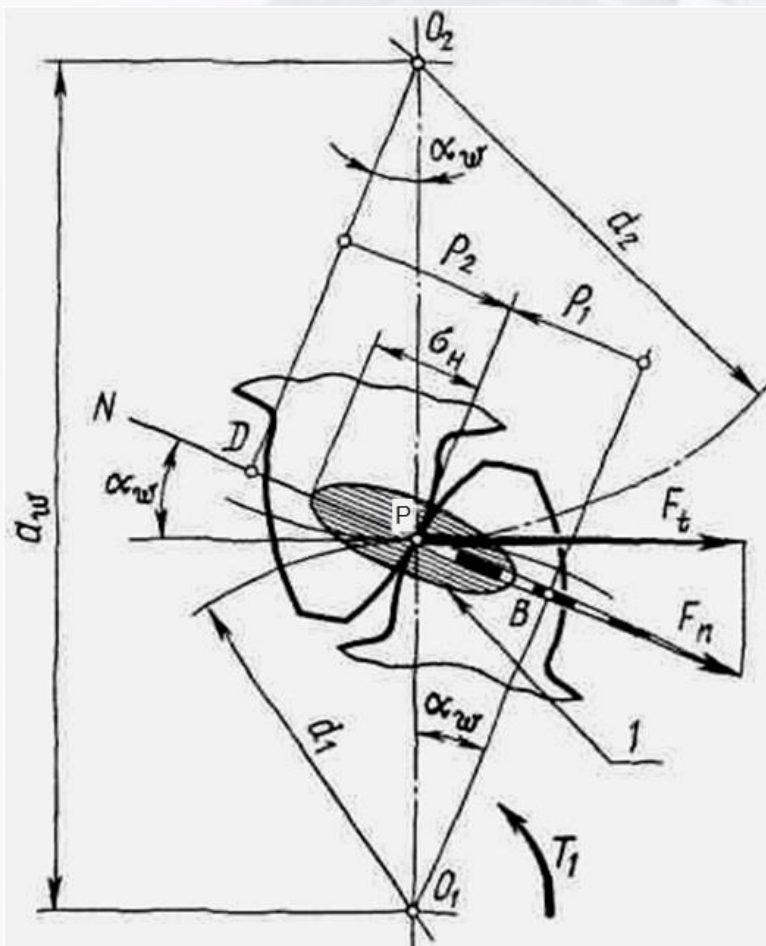
$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями

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

K_{Hv} - коэффициент динамической нагрузки

Расчет цилиндрической передачи на контактную выносливость зубьев

$$\sigma_H = \frac{Z}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]$$



T_2 - вращающий момент на колесе, Н·мм

b_2 - ширина зубчатого венца колеса

u - передаточное число

Z - коэффициент, принимаемый для
прямозубых передач 310, для косозубых 270

a_w - межосевое расстояние

Проектный расчет на контактную выносливость зубьев

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

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

T_2 - вращающий момент на валу колеса Н·мм

u - передаточное число

K_a - коэффициент, для прямозубых передач – 49,5, косозубых и шевронных – 43,0

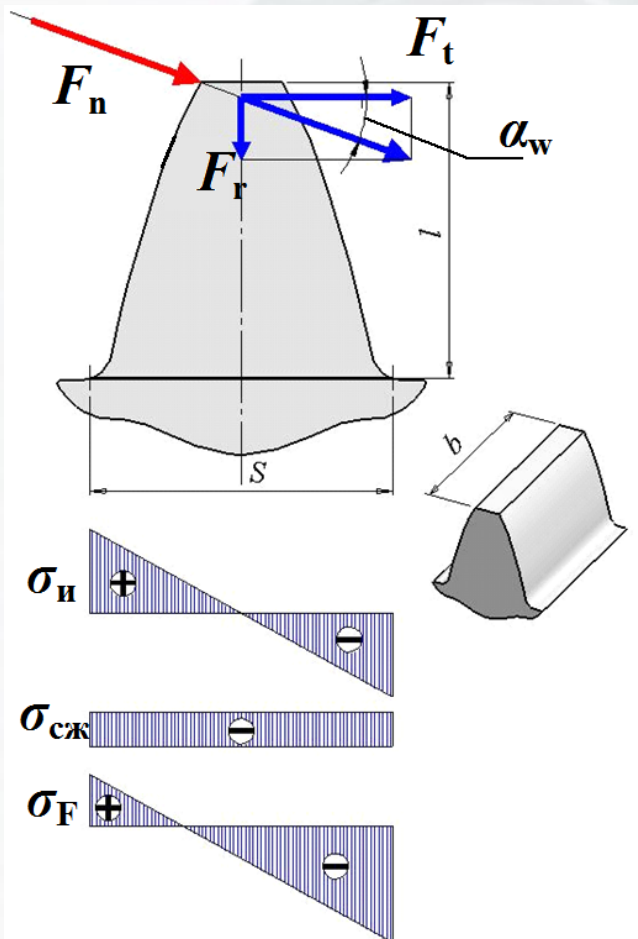
$[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение

ψ_{ba} - коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию

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

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

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

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

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 - осевой момент сопротивления опасного сечения зуба

Условие изгибной выносливости зубьев

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

F_t - окружное усилие

b - ширина зубчатого венца зубчатого 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

$$m_n = 1,4 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F] K_3}}$$

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

Порядок инженерного расчета цилиндрических 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

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

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

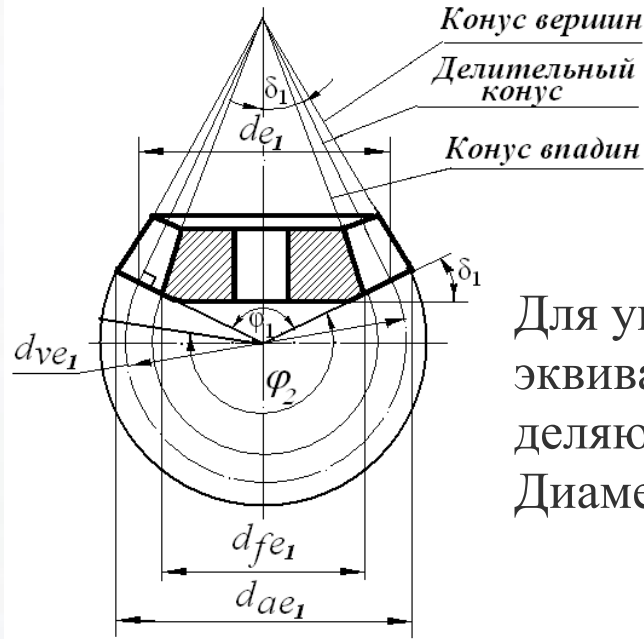
2. Проверочный расчет

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

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

3. Конструирование зубчатых колес

Особенности расчета конических передач на выносливость



Для упрощения расчетов коническую передачу заменяют эквивалентной цилиндрической, в которой размеры определяются по следующим зависимостям.

Диаметры эквивалентных колес:

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.$$

Выразим диаметры через z и m

$$z_{v1} \cdot m_e = \frac{z_1 \cdot m_e}{\cos \delta_1}.$$

Тогда число зубьев эквивалентных колес:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

По эквивалентному числу зубьев определяется коэффициент формы зуба Y_F .

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям

Для конического зацепления ρ_{np} определяется по диаметрам эквивалентных колес:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos \delta_1}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} + \frac{2 \cdot \cos \delta_2}{d_{m_2} \cdot \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Учитывая связь тригонометрических функций:

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}.$$

После подстановки и несложных преобразований:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_{m_1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)$$

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактными напряжениям

Удельная нагрузка по среднему сечению:

$$q = \frac{F_t \cdot K_H}{b \cdot \cos \alpha_w}.$$

Подставляя найденные параметры в формулу Герца получаем формулу для проверочного расчета прямозубых конических передач:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin 2\alpha} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H],$$

где $\theta_H = 0,85$ - опытный коэффициент, понижающий прочность конической передачи по сравнению с цилиндрической.

После некоторых упрощений

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{bu^2}} \leq [\sigma_H]$$

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям ψ

Для проектного расчета из предыдущих формул выражают :

$$d_{e2} = 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - \psi_{bRe}) \cdot \psi_{bRe}}},$$

где $\psi_{bRe} = \frac{b}{R_e}$ - коэффициент ширины зубчатого венца по внешнему конусному расстоянию. Рекомендуется принимать $\psi_{be} \leq 0,3$.

Наиболее распространено значение $\psi_{bRe} = 0,285$.

После некоторых преобразований:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}$$

В этой формуле момент T_2 в Н·мм, а коэффициент для прямозубых передач $K_d=99$

Проверочный расчет зубьев закрытой конической прямозубой передачи по напряжениям изгиба

По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей:

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b \cdot m_m} \leq [\sigma_F],$$

где $\theta_F \approx 0,85$ - опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической передачей; m_m - модуль в среднем сечении зуба.

Проектировочный расчет зубьев открытой конической прямозубой передачи по напряжениям изгиба

$$m_e = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} K Y_{FS}}{\theta_F \cdot [\sigma_F] \cdot u \sqrt{u^2 + 1} (1 - 0,5 \psi_{bRe})^2 \cdot \psi_{bRe}}}$$

T_2 - вращающий момент на валу колеса Н·мм

u - передаточное число

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца

K - коэффициент внешней динамической нагрузки

ψ_{bRe} - коэффициент ширины по внешнему конусному расстоянию

Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба

Порядок инженерного расчета конических прямозубых 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:

$$d_{e2}$$

1.2. Из условия изгибной выносливости зубьев определение:

$$m_e$$

1.3. Определение геометрических размеров передачи:

$$z_i, \delta_i, m_e, m, d_{ei}, d_{aei}, d_{fei}, d_{mi}, R_e, R, b_i$$

$$z_i, R_e, b_i, R, \delta_i, d_{ei}, d_{aei}, d_{fei}, m_m, d_{mi}$$

1.4. Определение силовых характеристик

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

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

2. Проверочный расчет

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

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

3. Конструирование зубчатых колес

Конструкции зубчатых колес

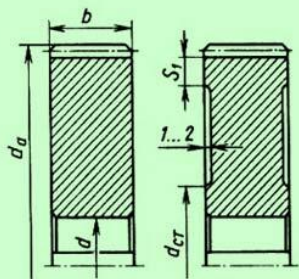


Рис. 1. Монолитные зубчатые колеса при $d_a \leq 150$ мм
 $S_1 = (2...3)m \geq 10$ мм; $d_{cr} = 1,6d$

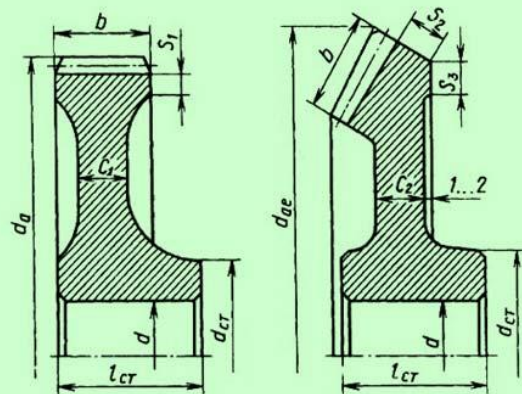


Рис. 2. Конструкции колес при $d \leq 500$ мм:
 $S_1 = (2...3)m \geq 10$ мм; $d_{cr} = (1,4...1,8)d$; $l_{cr} = (1,4...1,8)d$

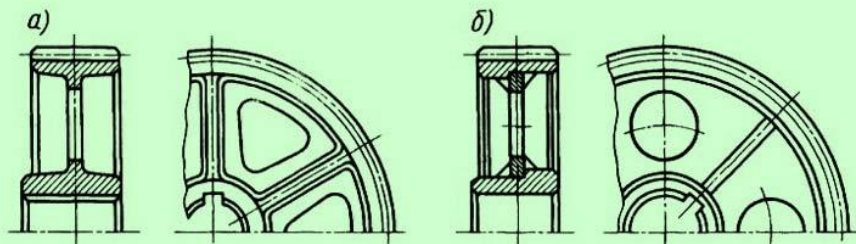


Рис. 3. Литые (а) и сварные (б) зубчатые колеса

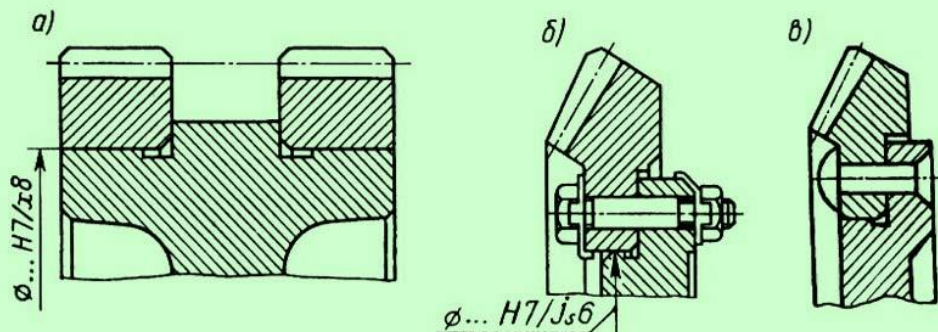
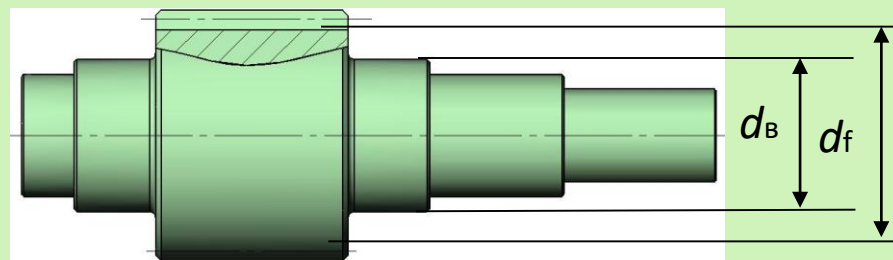


Рис. 4. Бандажированные (а), свертные (б) и клепаные (в) зубчатые колеса

Шестерня выполненная заодно с валом (вал – шестерня)



Прокат при $d_a < 200$ мм и $d_f < 2d_B$



СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ