

Тема: ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

ОБРАЗОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

ОБРАЗОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С РЕЙКОЙ

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

ИСХОДНЫЙ КОНТУР ЗУБЧАТОЙ РЕЙКИ

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

СКОЛЬЖЕНИЕ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЗУБЬЕВ

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ НА ФОРМУ И ПРОЧНОСТЬ ЗУБА

ПОНЯТИЕ О КОРРИГИРОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

К.П.Д. ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

А. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

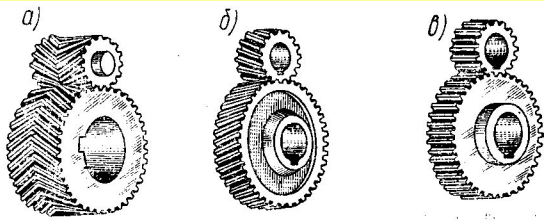
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБУХ ПЕРЕДАЧ И

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ИХ НА ПРОЧНОСТЬ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБУХ ПЕРЕДАЧ И

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ИХ НА ПРОЧНОСТЬ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ



В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес

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.

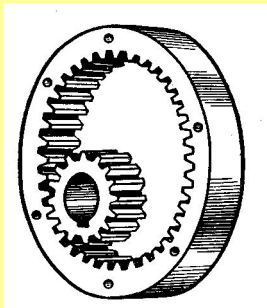
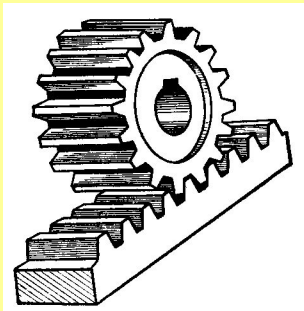
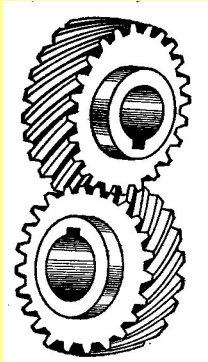
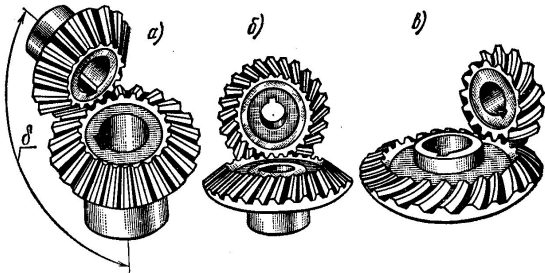
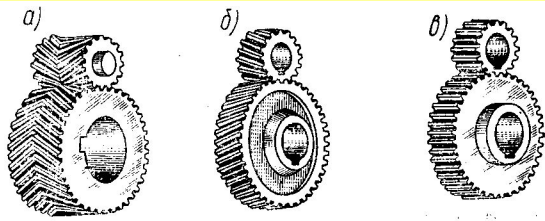
Достоинства:

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 числа.
7. Простота обслуживания.

Недостатки:

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

Параметрам ШЕСТЕРНИ приписывают индекс 1, ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА — 2.



В зависимости от взаимного расположения осей валов ЗП бывают: цилиндрические — при параллельных осях (рис. 1); конические — при пересекающихся осях (рис. 2); винтовые — при скрещивающихся осях (рис. 3). Винтовые зубчатые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяется реечная передача (рис. 4), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи.

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес различают (см. рис. 1) передачи: прямозубые (в), косозубые (б), шевронные (а) и с круговым зубом (рис. 2, в).

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают:

1. Эвольвентные ШИРОКО ПРИМЕНЯЕМЫЕ В МАШИНО-СТРОЕНИИ (предложено Л. Эйлером в 1760г.).
2. С зацеплением Новикова (1954 г.- профиль зуба очерчен дугами окружностей и только для косых зубьев), циклоидальные. Благодаря высокой несущей способности зацепление М. Л. Новикова весьма перспективно.
3. Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранило свое применение в приборах и часах.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего (см. рис. 6.1) и внутреннего (рис. 6.5) зацепления.

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

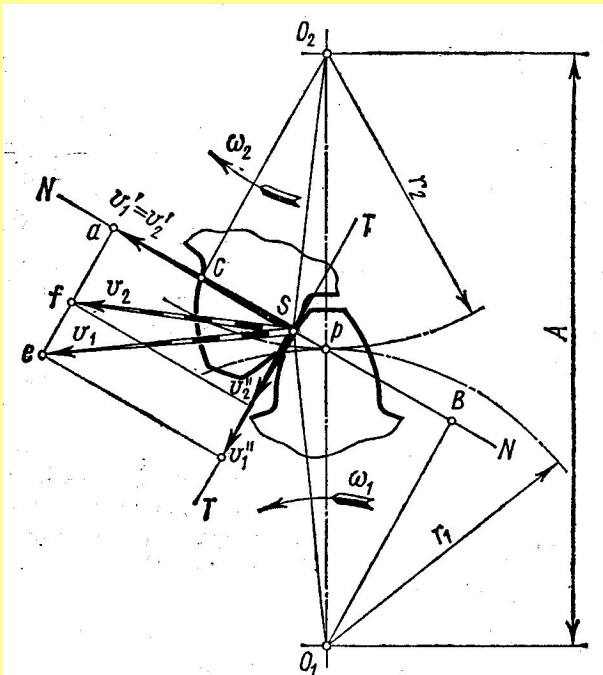
ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

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 числа, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

Основная теорема зацепления формулируется следующим образом: *для обеспечения постоянного передаточного числа 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 части, обратно пропорциональные угловым скоростям.*

Основная теорема зацепления.



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 число

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

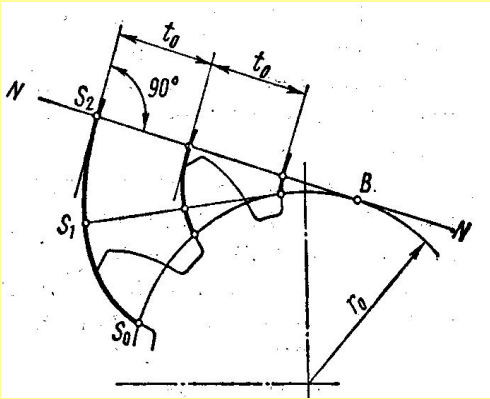
Нормаль NN пересекает линию центров O_1O_2 в точке p , называемой *полюсом зацепления*. Из подобия треугольников O_2pC и O_1pB

$$O_2C / O_1B = O_2p / O_1p = r_2 / r_1.$$

Сравнивая отношения, получаем:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = \text{const}$$

Эвольвентное зацепление



Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности, которая:

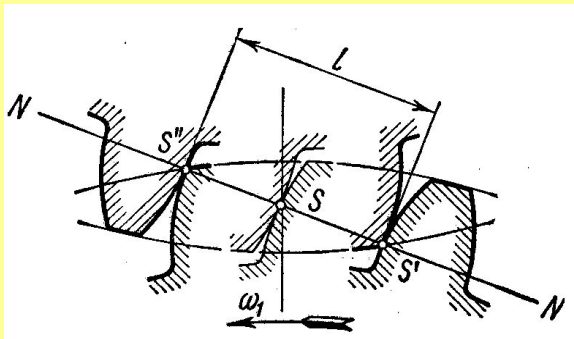
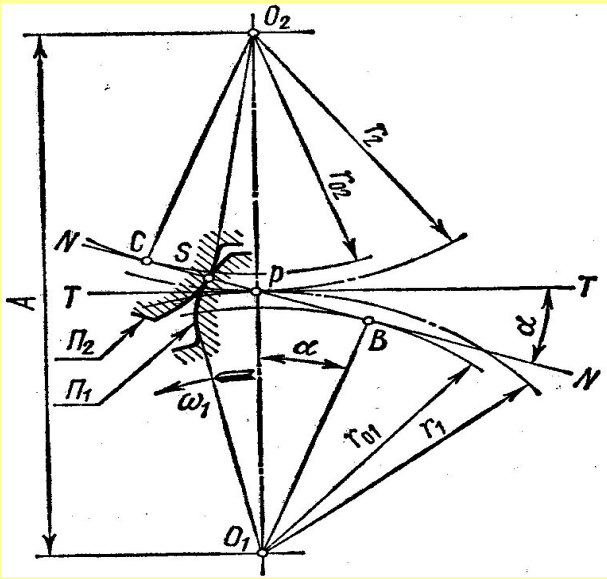
- позволяет сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания;
- без нарушения правильности зацепления допускает некоторое изменение межосевого расстояния A (неточно изготовлено и собрано).

Эвольвентой окружности называют кривую, которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиуса r_0 . Эта окружность называется *эволютой*, или *основной окружностью*, а перекатываемая прямая NN — *производящей прямой*. Характер эвольвентного зубчатого зацепления определяется свойствами эвольвенты:

- Производящая прямая NN является одновременно касательной к основной окружности и нормалью ко всем производимым ею эвольвентам.
- Две эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистантны. Эквидистантными (равноудаленными) называются две кривые, расстояние между которыми в направлении нормали везде одинаковое.
- С увеличением радиуса r_0 основной окружности эвольвента становится более полой и при $r_0 \rightarrow \infty$ обращается в прямую.
- Радиус кривизны эвольвенты в точке S_2 равен длине дуги S_0B основной окружности. Центр кривизны эвольвенты в данной точке находится на основной окружности.

Образование эвольвентного зацепления

7



Пусть заданы A и передаточное число i ЗП (Рис.1)

$$A=r_1+r_2 \quad \text{и} \quad i=r_2/r_1$$

$r_1=A/(1+i)$ и $r_2=ir_1$ радиусы начальных окружностей

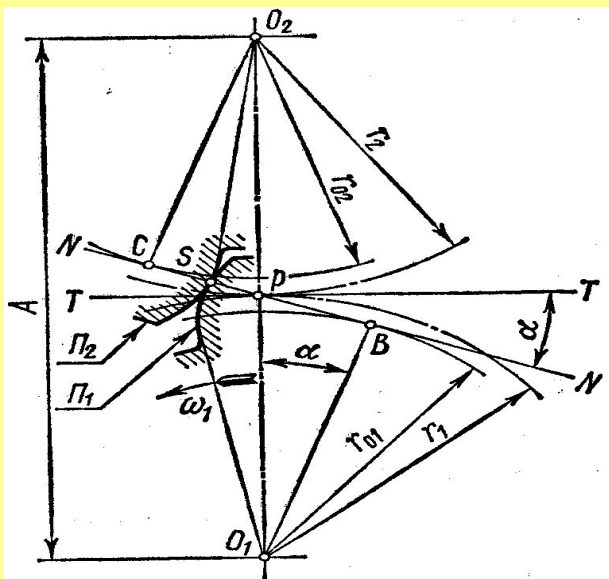
Отметим на линии центров O_1O_2 полюс зацепления p .

Из центра O_1 опишем некоторым радиусом r_{01} основную окружность и произведем ее развертку. Получим эвольвентный профиль Π_1 зуба шестерни. На основании основной теоремы зацепления и первого свойства эвольвенты проведем через p нормаль NN , которая определит точку зацепления S сопряженных профилей.

Опустим из центра O_2 перпендикуляр O_2C на нормаль NN и радиусом $r_{02} = O_2C$ опишем основную окружность, развертка которой даст эвольвентный профиль Π_2 зуба колеса. Построенные профили являются сопряженными, так как, в точке S , они имеют общую нормаль NN , которая касаясь окружностей является производящей прямой эвольвент обоих профилей.

При вращении колес точка зацепления S эвольвентных профилей перемещается по общей нормали NN (рис. 2), которая является геометрическим местом точек зацепления сопряженных профилей и называется *линией зацепления*. Линия зацепления NN является одновременно линией давления, так как сила давления профиля зуба шестерни на профиль зуба колеса будет действовать по общей нормали NN к обоим профилям.

Угол α , образованный линией зацепления NN и общей касательной TT к начальным окружностям, называется *углом зацепления*



Из подобия треугольников O_2Cp и O_1Bp (см. рис. 1)
 $O_2p / O_1p = O_2C / O_1B$ или $r_2 / r_1 = r_{02} / r_{01}$.

Из формулы основной теоремы зацепления следует

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = r_{02} / r_{01} = \text{const}$$

т. е. *отношение угловых скоростей двух сопряженных эвольвентных профилей обратно пропорционально радиусам их основных окружностей и не зависит от расстояния A между центрами этих окружностей.*

Независимость передаточного числа i от изменения межосевого расстояния A можно проследить на следующем примере.

На рис. 2, а изображено зацепление при заданном расстоянии A и передаточном числе i .

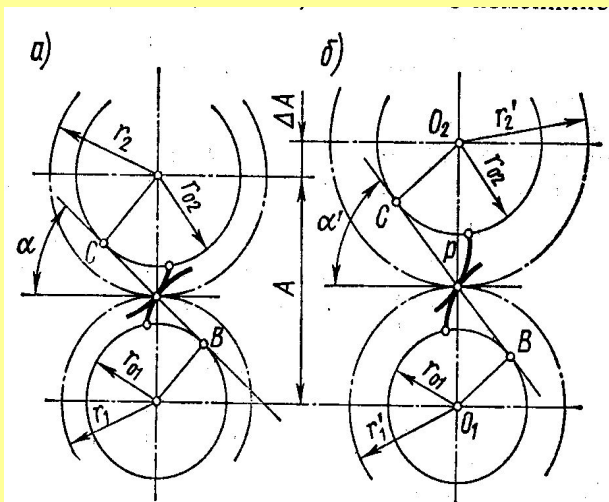
Изменим межосевое расстояние этого зацепления до $A + \Delta A$ (рис. 2, б).

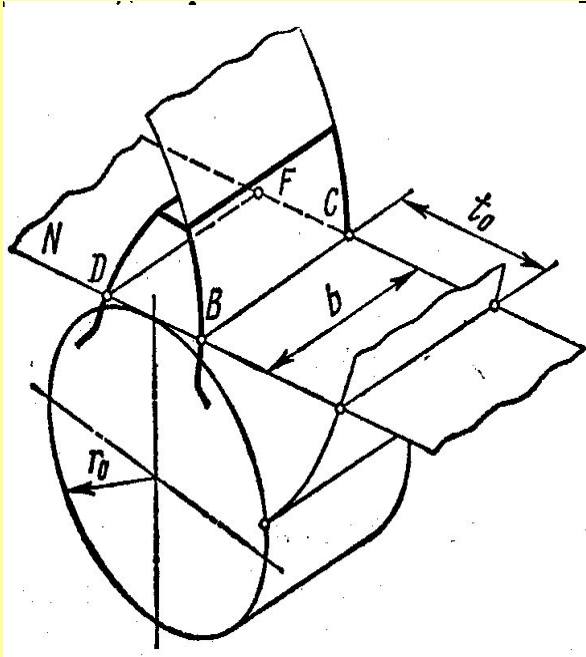
Сопоставляя рисунки, видим, что в зацеплении с расстоянием $A + \Delta A$ возникли новые начальные окружности с радиусами r_1' и r_2' . Радиусы основных окружностей не изменились, так как не изменились профили зубьев, они остались очерченными теми же эвольвентами. Из подобия треугольников O_2Cp и O_1Bp (см. рис. 6.11, б)

$$r_2' / r_1' = r_{02} / r_{01} = \text{const}$$

Таким образом, *правильность эвольвентного зацепления не нарушится при изменении величины межосевого расстояния A; такое нарушение может возникнуть в результате износа или неточностей изготовления и сборки.*

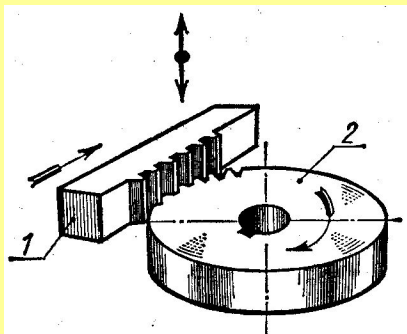
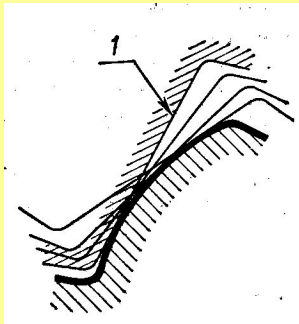
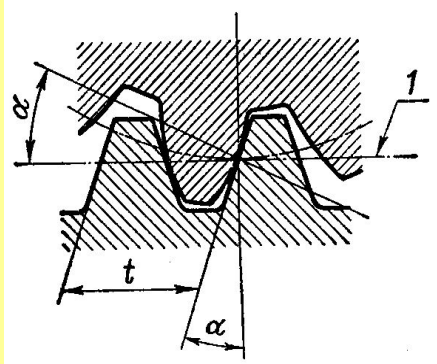
Это важное преимущество эвольвентного зацепления перед циклоидальным, весьма чувствительным к изменению расстояния A.





Реальные 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.

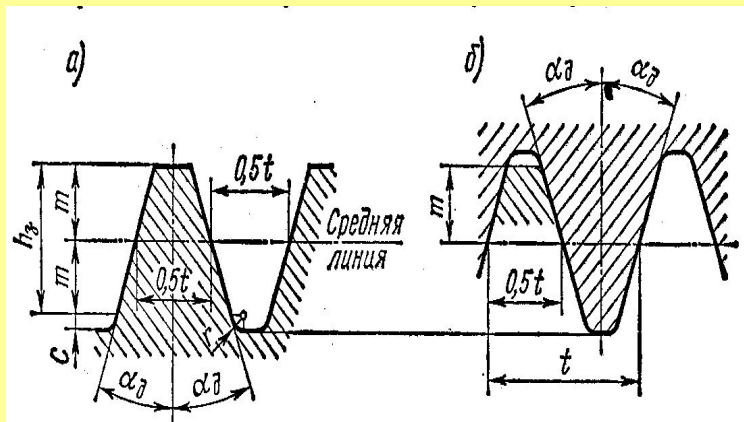
На рис. изображен основной цилиндр радиуса r_0 и касательная к нему плоскость N , на поверхности которой на определенных расстояниях нанесены прямые BC , DF , ..., параллельные образующей цилиндра. При перекатывании справа налево плоскости N прямая BC опишет в пространстве правую эвольвентную поверхность зуба. Левую поверхность образует прямая DE при перекатывании плоскости N в обратном направлении. Образовав аналогичным приемом боковые поверхности остальных зубьев и ограничив их высоту цилиндрами выступов и впадин, получим обод эвольвентного цилиндрического прямозубого колеса.



Рейка представляет частный случай зубчатого колеса, у которого число зубьев обращается в бесконечность ($z \rightarrow \infty$), при этом начальная окружность колеса обращается в прямую линию, называемую начальной прямой. При работе реечной передачи начальная прямая рейки перекачивается без скольжения по начальной окружности колеса (рис. 1 — начальная прямая). Согласно третьему свойству эвольвенты профиль зуба рейки прямобочный, трапециевидной формы с углом заострения 2α .

Зацепление эвольвентного зубчатого колеса с рейкой положено в основу нарезания зубчатых колес методом обкатки; при этом рейка используется в качестве режущего инструмента. Чтобы прямолинейная режущая кромка зуба инструментальной рейки 1 (рис. 2) могла обрабатывать эвольвентный профиль зуба, нужно чтобы ее положение в отношении нарезаемого зуба все время изменялось. Такое движение называется движением обкатки, а процесс нарезания зуба — нарезанием по методу обкатки.

Начальная окружность нарезаемого колеса (см. рис. 1) делится шагом рейки (*шагом рейки называется расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по средней линии*) на z равных частей, благодаря чему она получила название **делительной окружности**. На делительной окружности шаг t и угол зацепления α нарезаемого колеса равны шагу и углу профиля α_0 инструментальной рейки.



При увеличении до бесконечности числа зубьев нормального (некорригированного — неизменной формы. зуба) колеса получается основная рейка, профиль которой соответствует исходному контуру, регламентированному ГОСТ 13755 — 68 для цилиндрических и ГОСТ 13754 — 68 для прямозубых конических колес (рис. а)

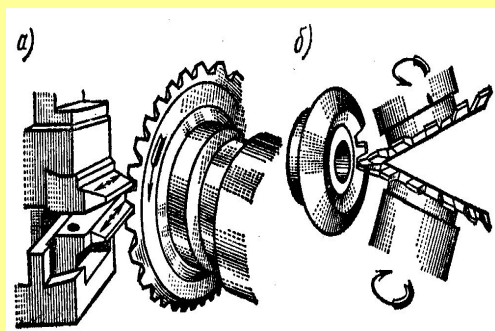
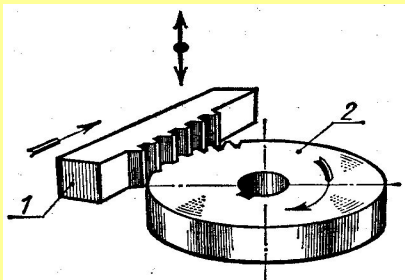
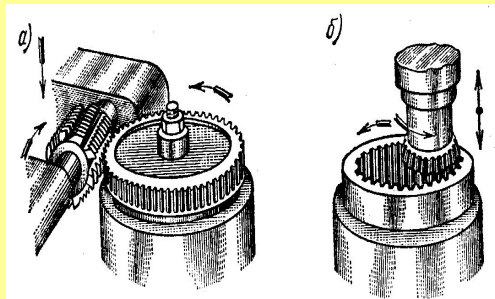
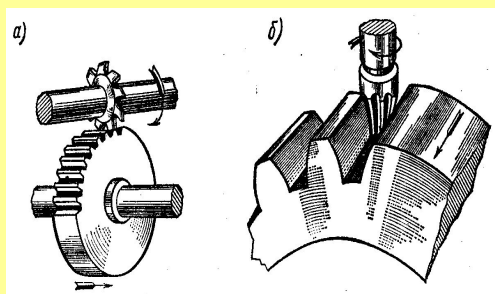
Исходный контур характеризуется углом профиля $\alpha_d = 20^\circ$, глубиной захода h_3 , радиальным зазором C , радиусом закругления r у корня зуба.

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 (рис. б) 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.



Заготовки ЗК получают литьем, штамповкой или ковкой. Зубья колес изготавливают накатыванием, нарезанием, реже литьем.

Накатывание зубьев. Предварительное формообразование зубьев колес производится горячим накатыванием. Венец стальной заготовки нагревают ТВЧ температуры 1200°С, а затем обкатывают между колесами-накатниками. При этом на венце выдавливаются зубья. Для получения колес более высокой точности производится последующая мехобработка зубьев или холодное обкатывание — калибровка. Зубонакатывание — высокопроизводительный метод изготовления колес, резко сокращающий отходы металла. Применяется в массовом производстве.

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

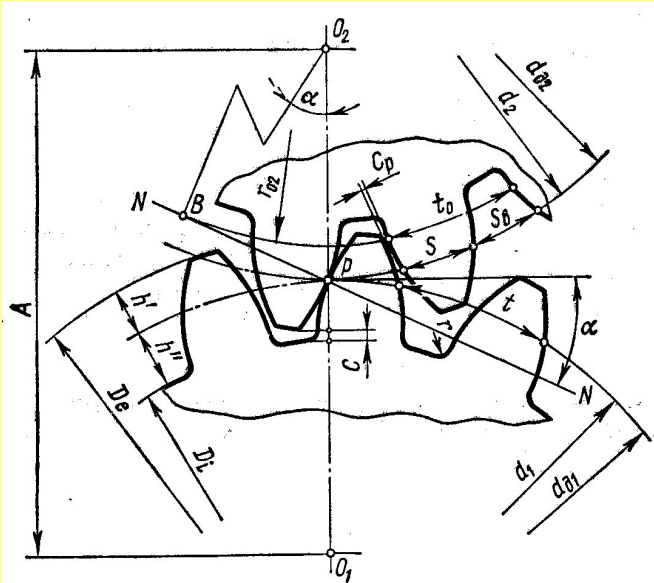
Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами: дисковыми (рис. 1,а) или пальцевыми (рис. 1 б). Это малопроизводительный и неточный метод, применяется преимущественно в ремонтном деле.

Нарезание зубьев **методом обкатки** основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — червячная фреза (рис. 2, а), дисковый долбяк (рис. 2, б) или реечный долбяк — гребенка. Для нарезания колес с внутренним расположением зубьев применяют дисковые долбяки.

Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится **строганием** (рис. 6.19,а) или **фрезерованием** (рис, 6,19, б) инструментом с прямобочным профилем.

Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится **строганием** (рис. 6.19,а) или **фрезерованием** (рис, 6,19, б) инструментом с прямобочным профилем.

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



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 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.

Межосевое расстояние

$$A = d_1/2 + d_2/2 = d_1(1+i)/2.$$

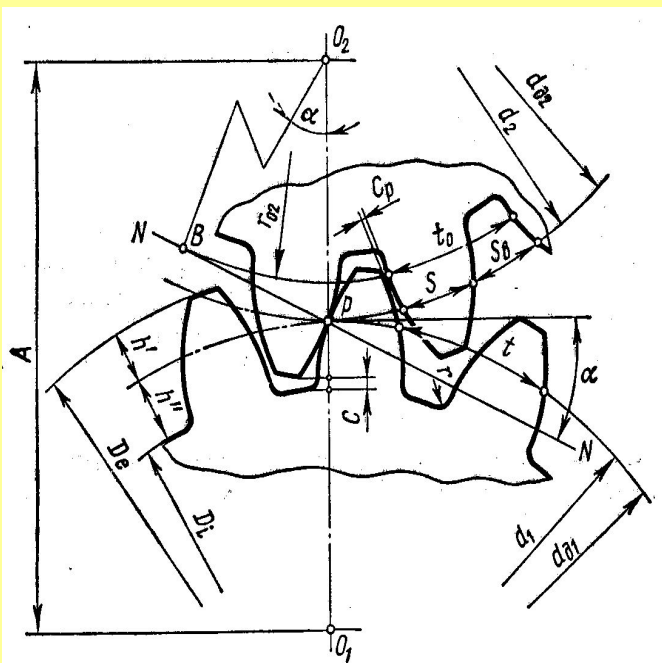
Делительная окружность (см. рис. 6.20). Окружность, на которой шаг t и угол зацепления α соответственно равны шагу t_d и углу профиля α_d инструментальной рейки, называется *делительной*. Эта окружность принадлежит отдельно взятому колесу.

При изменении межосевого расстояния диаметр делительной окружности d_d остается неизменным. Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое расстояние A пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей, т. е.

$$A = d_{d1}/2 + d_{d2}/2 = d_{d1}(1+i)/2$$

У подавляющего большинства зубчатых передач диаметры делительных и начальных окружностей совпадают, т. е. $d_{d1} = d_1$ и $d_{d2} = d_2$. Исключение составляют передачи с угловой коррекцией.

ШАГ И ТОЛЩИНА ЗУБА ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ 14



Шаг зацепления t (см. рис.). Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности, называется **шагом зацепления**. Шаг равен сумме толщины зуба и ширины впадины:

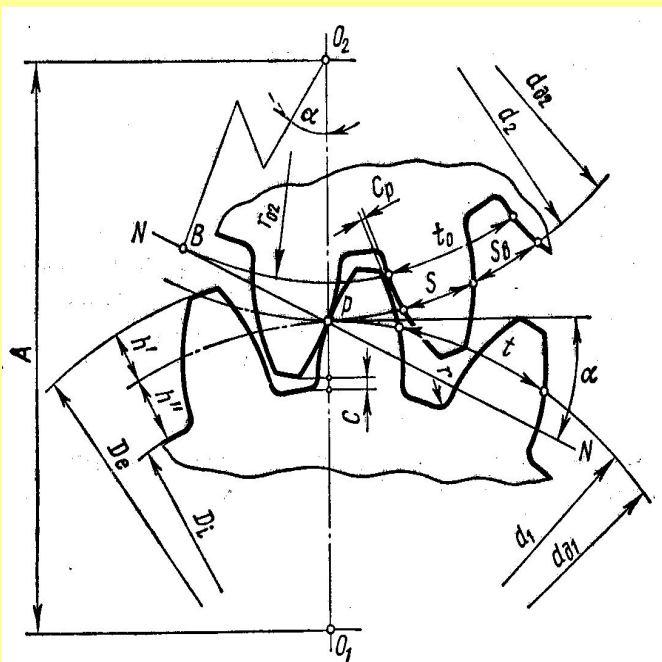
$$t = S + S_B.$$

Для пары сцепляющихся колес шаг должен быть одинаковым.

Основной шаг t_0 измеряется по основной окружности. На основании второго и четвертого свойств эвольвенты расстояние по нормали между одноименными сторонами двух соседних зубьев равно основному шагу t_0 .

Из треугольника O_2Bp (см. рис.) диаметр основной окружности $d_{02} = 2r_{02} = d_{02} \cos \alpha$, откуда $t_0 = t \cos \alpha$.

Толщина зуба S и ширина впадины S_B по дуге делительной окружности нормального колеса теоретически равны. Однако при изготовлении колес на теоретический размер S назначают такое расположение поля допуска, при котором зуб получается тоньше, вследствие чего гарантируется боковой зазор C_p , необходимый для нормального зацепления. *По делительной окружности всегда $S + S_B = t$.*



Модуль зацепления. Из определения шага следует, что длина делительной окружности зубчатого колеса $\pi d_\delta = tz$, где z — число зубьев.

Следовательно, $d_\delta = tz/\pi$
или $t = \pi d_\delta / z.$

Шаг зацепления t так же, как и длина окружности, включает в себя трансцендентное число π , а потому шаг — также число трансцендентное. Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес в качестве основного расчетного параметра принято рациональное число t/π , которое называют **модулем зацепления m** и измеряют в мм: .

$m = t/\pi$ тогда $d_\delta = mz$ или $m = d_\delta / z$

Модулем зацепления m называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб. Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

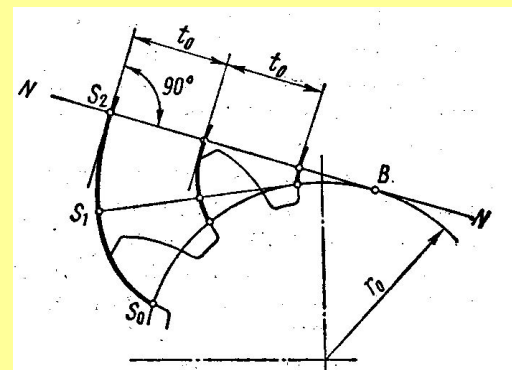
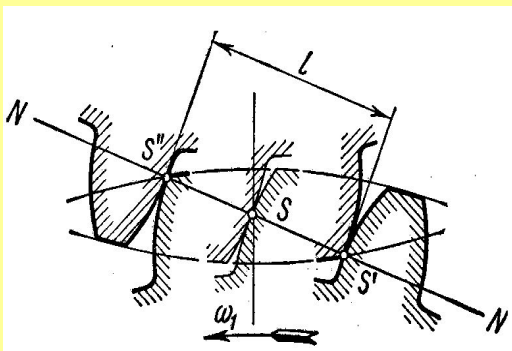
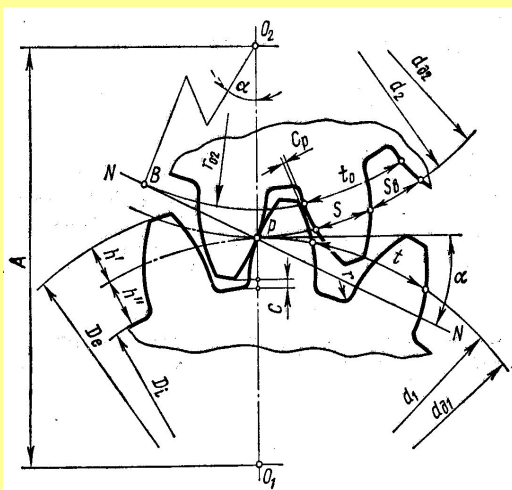
Унификации зуборезного инструмента значения m регламентированы ГОСТ 9563 — 60.

В странах с дюймовой системой мер вместо модуля применяется **питч** — p . **Питчем** называется число зубьев, приходящееся на один дюйм делительной окружности: $p = z/d_\delta$ (в дюймах).

Модуль и питч связаны зависимостью $mp = 25,4$ мм.

Принят следующий ряд значений питча: **1; 5/4; 6/4; 7/4; 2; 9/4; 10/4; 11/4; 3** и т.д.

ВЫСОТА ЗУБА И КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ 16

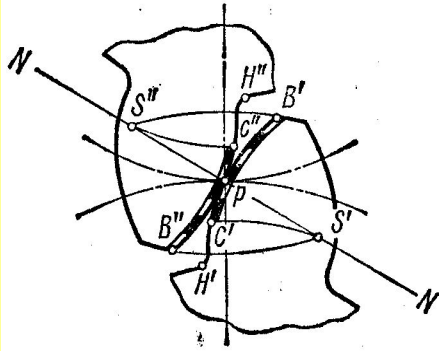


Высота головки и ножки зуба. Начальная окружность пересекает зуб по высоте на головку h' и ножку h'' . Для создания радиального зазора C (см. рис.1) $h'' = h' + C$ где C — радиальный зазор. Для нормального (некорригированного) зацепления $h' = m$.

Длина зацепления. При вращении зубчатых колес точка зацепления S (см. рис. 2) пары зубьев перемещается по линии зацепления NN . Отрезок $S'S''$ линии зацепления называется длиной зацепления и обозначается буквой l . Длину l легко определить графически, для чего радиусами окружностей выступов обоих колес отсекают на линии зацепления NN отрезок $S'S''$ и измеряют l .

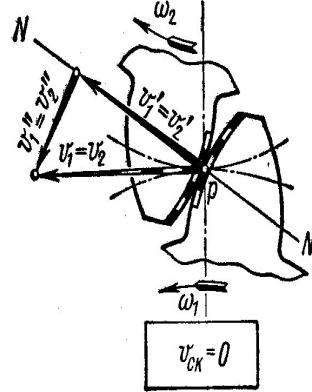
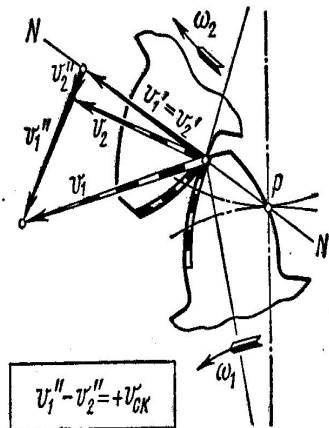
Коэффициент перекрытия. Непрерывность работы зубчатой передачи возможна при условии, когда последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей, т. е. когда обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой. Чем больше пар зубьев одновременно находится в зацеплении, тем выше плавность передачи. За период работы пары зубьев точка их зацепления проходит путь, равный длине l (см. рис. 2), а расстояние между профилями соседних зубьев по линии зацепления равно основному шагу t_0 (см. рис. 3). При $l > t_0$ обеспечивается необходимое перекрытие работы зубьев.

Коэффициентом перекрытия ϵ называется отношение длины зацепления к основному шагу: $\epsilon = l/t_0$. Коэффициент перекрытия характеризует плавность передачи. Он показывает среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Минимально допустимое значение $\epsilon = 1,15$. Рекомендуется $\epsilon \geq 1,4$. Величина ϵ возрастает с увеличением суммы чисел зубьев z_1 и z_2 . В прямозубой передаче ϵ всегда меньше двух.



При работе колес зацепление двух зубьев происходит по рабочим участкам профилей BpC (рис.1), которые определяют графически путем переноса конечных точек S' и S'' линии зацепления на профили зубьев. Нерабочая часть ножки CH называется *корнем зуба*.

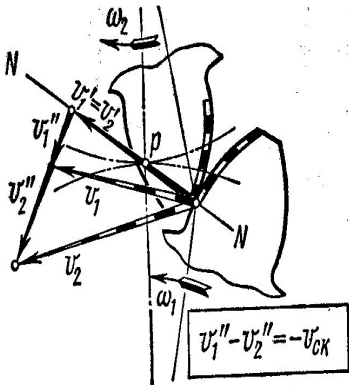
В процессе зацепления рабочие участки профилей зубьев одновременно катятся и скользят друг по другу вследствие разности участков головок Bp и соответствующих участков ножек pC .



При доказательстве основной теоремы зацепления не рассматривались касательные составляющие v_1'' и v_2'' окружных скоростей профилей зубьев в точке зацепления S . Неравенство v_1'' и v_2'' не нарушает правильности зацепления, но создает относительное скольжение профилей.

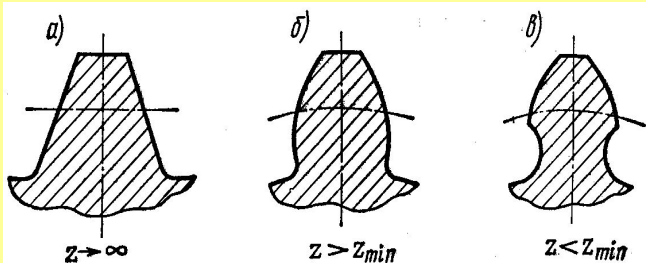
Скорость скольжения зуба шестерни по зубу колеса

$$v_{СК} = v_1'' - v_2''.$$

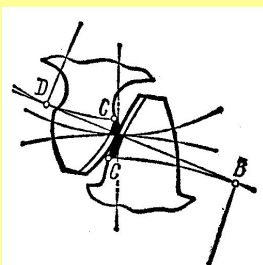


Согласно рис.2 в крайних точках зацепления $v_{СК}$ имеет максимальные значения. В полюсе зацепления $v_{СК} = 0$. При переходе через полюс $v_{СК}$ меняет знак.

Точки профилей головок имеют большие касательные скорости, чем точки ножек, следовательно, поверхности головок являются опережающими. Большему износу подвержена ножка, меньшему — головка, что приводит к искажению профиля зуба, особенно в открытых передачах. **Неравномерное скольжение зубьев является крупным недостатком эвольвентного зацепления.**

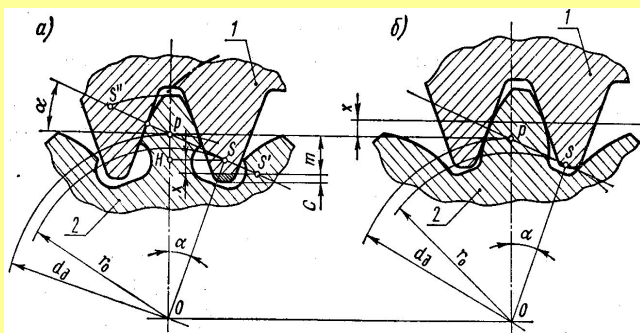


Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба. У рейки, когда $z \rightarrow \infty$, зуб прямоблочный (рис.1а). С уменьшением z увеличивается кривизна эвольвентного профиля, а толщина зуба у основания и у вершины уменьшается (рис. 1б).



При дальнейшем уменьшении z ниже предельного появляется подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, в результате чего прочность зуба резко снижается (рис.1в). Из-за среза части эвольвенты у ножки зуба (рис.2) уменьшается длина рабочего участка профиля, в результате чего понижается коэффициент перекрытия ϵ и возрастает износ.

Чтобы исключить явление подрезания при малом z , необходимо инструментальной рейке сообщить смещение x (часть зуба инструмент. рейки высотой C не участвует в нарезании зуба рис.3а)



При этом смещении x вершина ее зуба выйдет из зацепления с зубом колеса в точке S и эвольвента профиля получится полной, не подрезанной (рис.3б).

Величина x называется **абсолютным смещением** рейки, величина $x/m = \xi$ - **относительным смещением рейки**, или **коэффициентом смещения**. Согласно рис. 3а $x = m - p_H$.

Из треугольников SpH и OpS

$$p_H = p_S \sin \alpha = Op \sin 2\alpha = 0,5d\delta \sin 2\alpha = 0,5mz \sin 2\alpha.$$

Следовательно, $x = m(1 - 0,5z \sin 2\alpha).$

откуда $\xi = 1 - 0,5z \sin 2\alpha.$

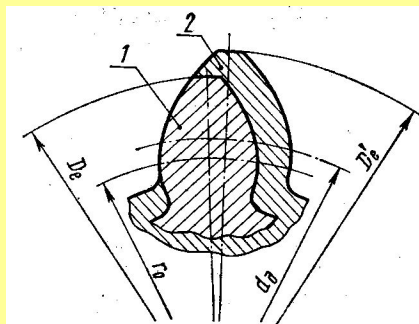
Когда $\xi = 0$ $z_{\min} = 2 / \sin 2\alpha$ При $\alpha = 20^\circ$ $z_{\min} = 17.$

Явление подреза зубьев возникает только при $z < z_{\min}.$

Для уменьшения шума число зубьев шестерни z_1 назначают тем больше, чем выше окружная скорость. Для редукторов принимают

$$z_1 = 20 - 30.$$

С увеличением z_1 возрастает коэффициент перекрытия ϵ , повышается плавность передачи.



Корригированием называется улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты по сравнению с нормальным зацеплением (см рис. 1-зуб некорригированного колеса; 2-зуб корригированного колеса).
Корригирование применяется:

- а) для устранения подрезания зубьев шестерни при $z < z_{\min}$;
- б) для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;
- в) для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в полюсе зацепления;
- г) для получения заданного межосевого расстояния передачи Корригирование осуществляется смещением инструментальной рейки на величину x при нарезании зубьев.

Положительным называется смещение рейки от центра зубчатого колеса, отрицательным — к центру.

При положительном смещении увеличивается толщина зуба у основания (см. рис. 6.26), что повышает его прочность на изгиб. Диаметр выступов D_e возрастает. Профиль зуба переходит на участок эвольвенты, более удаленной от основной окружности r_0 что приводит к увеличению радиусов кривизны и, следовательно, к повышению контактной прочности. При отрицательном смещении рейки происходит обратное явление. У корригированных колес по делительной окружности толщина зуба и ширина впадины не одинаковы, но в сумме остаются равными шагу t . В зависимости от сочетания смещений при нарезании зубьев парных зубчатых колес коррекция может быть **высотной или угловой**.

При изготовлении зубчатых передач неизбежны погрешности, которые выражаются в отклонениях шага, биении колес, в отклонениях от теоретического профиля зубьев, не параллельности зубьев, в отклонениях межосевого расстояния и др. Все эти погрешности приводят к повышенному шуму во время работы и к преждевременному разрушению передачи. Точность зубчатых передач регламентируется стандартами (ГОСТ 1643 — 56 для цилиндрических и ГОСТ 1758 — 56 — для конических передач), в которых предусмотрено 12 степеней точности с обозначением степеней в порядке убывания точности. Наибольшее распространение имеют 6, 7, 8 и 9-я степени точности (табл. 6.2). 6-я степень точности соответствует высокоточным скоростным передачам, 7-я — точным передачам, 8-я — передачам средней точности, 9-я — тихоходным передачам пониженной точности.

Т а б л и ц а 6.2

Степень точности передачи в зависимости от окружной скорости колес

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость v , м/сек			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	3
	Косые	30	15	10	6
Коническая	Прямые	9	6	4	2,5

Потери мощности в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на размешивание и разбрызгивание масла (закрытые передачи). Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи, они зависят от точности изготовления, способа смазки и числа зубьев колес. С увеличением числа зубьев к.п.д. передачи возрастает. При передаче неполной мощности к.п.д. передачи снижается. Для выполнения расчетов можно использовать табл. 6.3.

Потерянная мощность в передаче переходит в тепло, которое при недостаточном охлаждении может вызвать перегрев передачи. Тепловой расчет зубчатых передач ведется аналогично расчету червячных передач.

Таблица 6.3

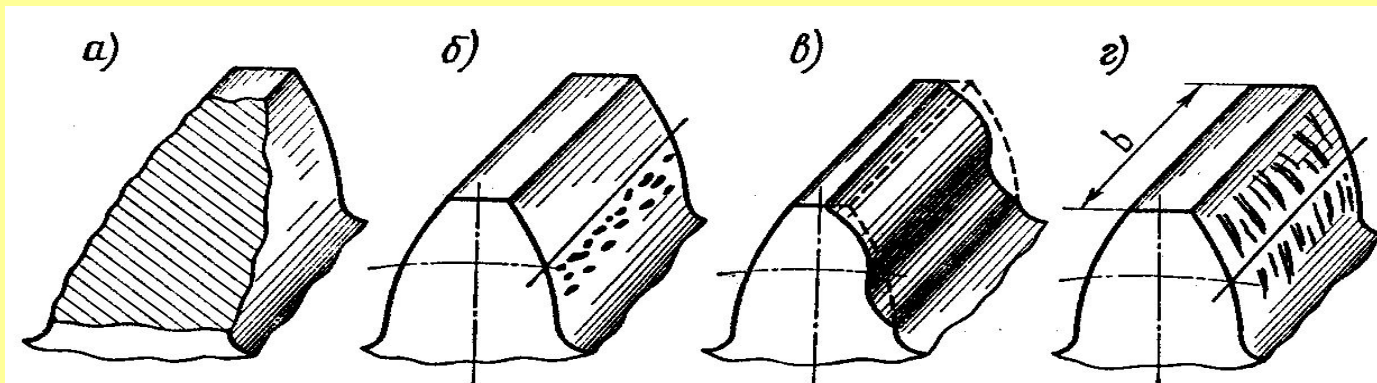
Средние значения к. п. д. одной пары зубчатых колес на подшипниках качения при передаче полной мощности

Вид передачи	Закрытая передача		Открытая передача
	Степень точности		
	6-я и 7-я	8-я	9-я
	к. п. д.		
Цилиндрическая	0,99—0,98	0,97	0,96
Коническая	0,98—0,97	0,96	0,94

В процессе зацепления на зуб действует нагрузка, передаваемая зацеплением, и силы трения. Циклическое изменение напряжений является причиной **поломки зубьев** и **усталостного выкрашивания поверхностей**, а трение в зацеплении вызывает **износ** и **заедание** зубьев.

Поломка зубьев. Вследствие своей внезапности это наиболее опасный вид разрушения. Излом зубьев является следствием возникающих в зубьях повторно-переменных напряжений изгиба. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают наибольшие напряжения растяжения. Прямые короткие зубья выламываются полностью, а длинные, особенно косые, обламываются по косому сечению (рис. а); Усталостную поломку предупреждают расчетом на прочность по напряжениям изгиба $[\sigma]_н$, применением коррекции, а также увеличением точности изготовления и монтажа передачи.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. Является основным видом разрушения зубьев закрытых передач. Возникает вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений σ_k . Процесс разрушения начинается на ножке зуба в околополюсной зоне, где развивается наибольшая сила трения, способствующая пластическому течению металла и образованию микротрещин. Развитие микротрещин приводит к выкрашиванию частиц поверхности, образованию вначале мелких ямок (см. рис. б), переходящих далее в раковины.

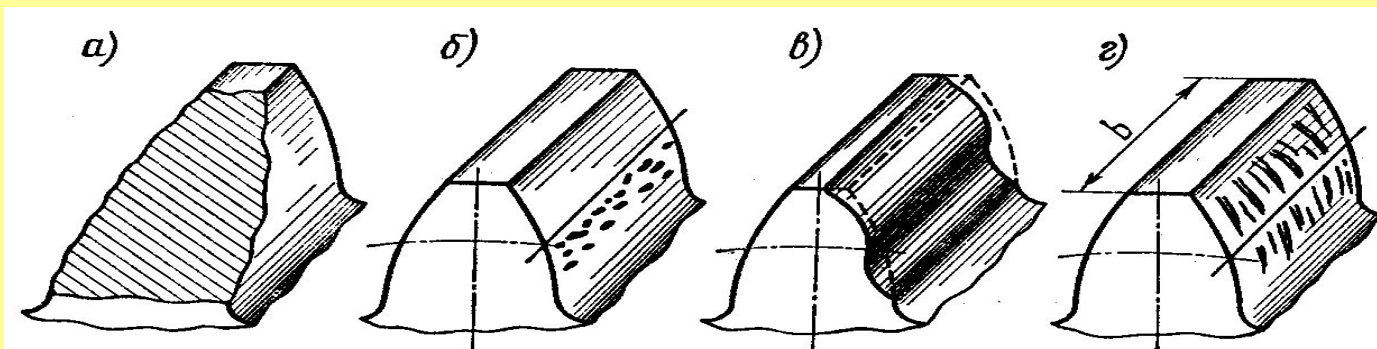


Усталостное выкрашивание зубьев предупреждают расчетом на прочность по контактным напряжениям σ_k , повышением твердости поверхности зубьев, применением коррекции, повышением степени точности, правильным выбором сорта масла.

В открытых передачах выкрашивание не наблюдается, так как процесс износа поверхности зубьев опережает процесс развития усталостных трещин.

Износ зубьев. Является основным видом разрушения зубьев открытых передач. По мере износа зуб утоняется (см. рис. в), ослабляется его ножка, увеличиваются зазоры в зацеплении, что в конечном итоге приводит к поломке зубьев. Разрушению зубьев предшествует возникновение повышенного шума при работе передачи. Износ можно уменьшить защитой от попадания абразивных частиц, повышением твердости и класса чистоты рабочих поверхностей зубьев, уменьшением скольжения зубьев путем коррекции.

Заедание зубьев. (См. «Задир поверхностей фрикционных передач») Заключается в приваривании частиц одного зуба к другому вследствие местного повышения температур в зоне зацепления. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности других зубьев, бороздя их в направлении скольжения. (см. рис. г). Заедание зубьев предупреждают повышением твердости и класса чистоты рабочих поверхностей зубьев, применением коррекции, правильным подбором противозадирных масел.



В качестве материалов зубчатых колес применяют: стали, чугуны и пластмассы.

Стали. Основными материалами для зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали. Термообработка производится для повышения твердости, от которой зависит контактная прочность, износостойкость и противозадирные свойства.

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делятся на две группы:

Первая группа — колеса с твердостью $\leq \text{HB } 350$. **Применяются в мало- и средненагруженных передачах.** Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. Для равномерного износа зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни должна быть на (25 ... 50) HB больше твердости колеса.

Вторая группа — колеса с твердостью $> \text{HB } 350$ (При твердости $> \text{HB } 350$ твердость материала измеряется по шкале Роквелла $10\text{HB} \approx 1\text{HRC}$). **Применяются в тяжело нагруженных передачах.** Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, азотированием, цианированием. При цементации используют стали: 15, 20, 15Х, 20Х и др. Для азотируемых колес применяют сталь 38ХМЮА и др. Колеса с твердостью $> \text{HB } 350$ нарезают до термообработки.

В передачах общего назначения экономически целесообразно применять колеса с твердостью $\text{HB} < 350$. Рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Рекомендуемые сочетания некоторых марок сталей для шестерни и колеса

Твердость	Марки сталей						
	$\leq \text{HB } 350$	Шестерни	45	50	55	50Г	35Х, 40Х
Колеса		35, 40Л	35, 45Л	45, 55Л	45, 50	50, 55	35Х, 40Х

МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Стальное литье. Применяется при изготовлении крупных зубчатых колес ($D_e \geq 500$ мм), работающих в паре с кованой шестерней. Употребляются стали от 35Л до 55Л. Литые колеса подвергаются нормализации.

Чугуны. Применяются при изготовлении крупных зубчатых колес тихоходных открытых передач. Рекомендуются чугуны от СЧ 18-36 до СЧ 35-56. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются, но имеют пониженную прочность на изгиб.

Пластмассы. Применяются в быстроходных малонагруженных передачах для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. Наибольшее распространение имеют текстолит, лигнофоль, капрон и др.

Для закрытых зубчатых передач основным, выполняемым в качестве проектного расчета, является **расчет на контактную прочность**; расчет на изгиб выполняется как проверочный. Открытые передачи рассчитывают только на изгиб.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_k$. Экспериментом установлено, что контактная прочность рабочих поверхностей зубьев определяется в основном твердостью этих поверхностей,

Для стальных колес при твердости $\leq \text{HB } 350$

$$[\sigma]_k = 2,75 \text{HB}_{\min} k_{pk} \text{ н/мм}^2$$

Для стальных колес, подвергнутых поверхностной закалке при твердости $> \text{HB } 350$,

$$[\sigma]_k = 24,1 \text{HRC}_{\min} k_{pk} \text{ н/мм}^2$$

где HB_{\min} и HRC_{\min} — минимальное значение твердости материала (см. табл.);

k_{pk} — коэффициент режима нагрузки при расчете зубьев на контактную прочность, учитывающий влияние рабочего числа циклов нагружения зубьев $N_{ц}$ (срока службы) на величину $[\sigma]_k$.

$$k_{pk} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{ц}}}$$

Число циклов нагружения зубьев за весь срок службы $N_{ц} = 572,4 \cdot \omega \cdot T$,

где ω — угловая скорость в рад/сек;

T — срок службы передачи в часах.

Для сталей с твердостью $\leq \text{HB } 350$ $k_{pk \min} = 1$, для сталей с твердостью $> \text{HB } 350$ и для чугунов $k_{pk \min} = 0,585$. Расчет прямозубых передач ведут по меньшему значению $[\sigma]_k$ из полученных для шестерни и колеса.

Допускаемые предельные контактные напряжения $[\sigma]_{к\text{ пред.}}$
 $\leq \text{HB350}$ $[\sigma]_{к\text{ пред.}} = 2,5[\sigma]_{к}$; при твердости $> \text{HB350}$ $[\sigma]_{к\text{ пред.}} = 2[\sigma]_{к}$.

Для стали: при твердости

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{и}$.

При работе зубьев одной стороной (отнулевой цикл напряжений)

$$[\sigma_0]_{и} = \frac{(1,4 \dots 1,6)\sigma_{-1}}{k_{\sigma}[n]} k_{ри}$$

При работе зубьев обеими сторонами (симметричный цикл напряжений)

$$[\sigma_{-1}]_{и} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma}[n]} k_{ри}$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле;

k_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений у основания зуба. Для стальных нормализованных или улучшенных колес $k_{\sigma} = 1,8$; для стальных колес с поверхностной закалкой и для чугунных колес $k_{\sigma} = 1,2$;

$[n]$ — требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности. Для кованных нормализованных или улучшенных колес $[n] = 1,5$; для кованных закаленных колес $[n] = 2,2$; для литых нормализованных или улучшенных колес $[n] = 1,8$;

$k_{ри}$ — коэффициент режима нагрузки при расчете зубьев на изгиб

$$k_{ри} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_{ц}}}$$

Минимальное значение $k_{ри\text{ min}} = 1$, максимальное — $k_{ри\text{ max}} = 1,65$.

Допускаемое предельное напряжение изгиба $[\sigma]_{и\text{ пред.}}$

Для стальных колес: при твердости $\leq \text{HB350}$

$$[\sigma]_{и\text{ пред.}} = 0,8\sigma_T;$$

при твердости $> \text{HB350}$

$$[\sigma]_{и\text{ пред.}} = 0,36\sigma_B / k_{\sigma};$$

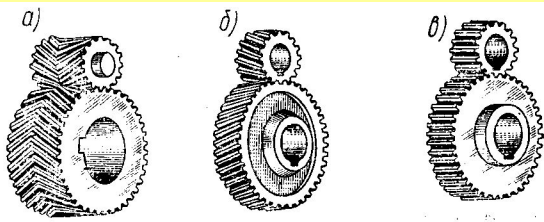
для чугуна

$$[\sigma]_{и\text{ пред.}} = 0,6\sigma_B P;$$

σ_T — предел текучести материала (растягивающее напряжение, при котором деформация начинает расти без увеличения нагрузки);

σ_B — предел прочности при растяжении (временное сопротивление разрыву) есть условное напряжение получаемое давлением максимальной нагрузки $R_{мах}$ на площадь поперечного сечения F .

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА



ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Согласно основной теореме зацепления для понижающих передач

$$i = \omega_1 / \omega_2 = d_{d2} / d_{d1} = z_2 / z_1$$

Для пары цилиндрических зубчатых колес рекомендуется $i \leq 3 \dots 6$; наибольшее значение $i = 12,5$ (ГОСТ 2185~66).

В прямозубой передаче (см. рис. в) зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Из-за неточности изготовления передачи и ее износа процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления другой пары сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости v колес. Прямозубые передачи применяют при невысоких и средних окружных скоростях, в частности, открытые передачи, как правило, делают прямозубыми..

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Размеры зубчатого колеса выражают через модуль зацепления m и число зубьев z .

Диаметры делительной и начальной окружностей

$$d_\delta = d = mz.$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = d_\delta + 2h' = d_\delta + 2m.$$

Диаметр окружности впадин.

$$D_i = d_\delta - 2h'' = d_\delta - 2,5m.$$

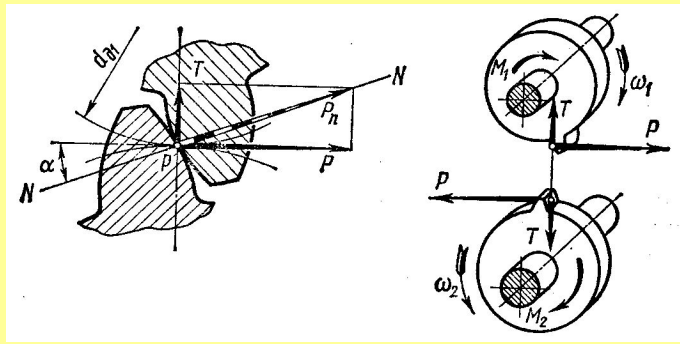
Межосевое (межцентровое) расстояние передачи

$$A = (d_{\delta 1} + d_{\delta 2}) / 2 = d_{\delta 1} \cdot (1+i) / 2 = m \cdot z_1 \cdot (1+i) / 2 = m \cdot z_c / 2,$$

где $z_c = z_1 + z_2$ — суммарное число зубьев.

Зная z_c определяют число зубьев шестерни $z_1 = z_c / (1+i)$. и колеса $z_2 = z_c - z_1$.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ



Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления p (см. рис.).

Распределенную по контактным линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей P_n , которая направлена по линии давления (зацепления) NN . Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они малы. Для расчета зубьев, валов и опор усилие P_n раскладывают на составляющие: окружное усилие

$P = P_n \cdot \cos \alpha = 2 \cdot M_1 / d_{o1} = M_1 \cdot (1 + i) / A$
радиальное усилие

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

где M_1 — вращающий момент на шестерне.

На ведомом колесе направление усилия P совпадает с направлением вращения, на ведущем и противоположно ему.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности открытых передач является прочность зубьев на изгиб. При выводе расчетной формулы принимают следующие допущения:

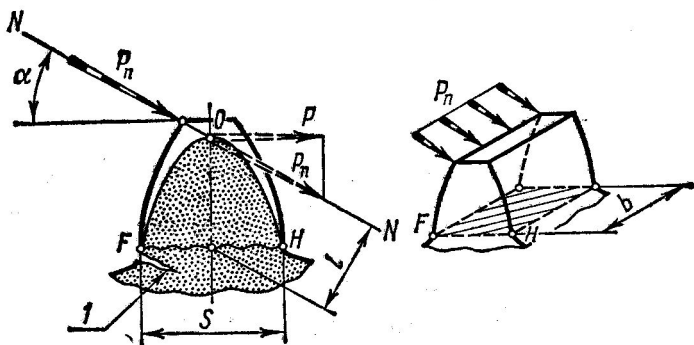
1. Вся нагрузка P_n зацепления передается одной парой зубьев (см. рис.).
2. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой P_n , приложенной к зубу в его вершине.

Эта сила, действующая под углом и к оси зуба, вызывает в его сечениях напряжения изгиба и сжатия. Силу P_n переносят по линии зацепления до оси зуба и полученную точку O принимают за вершину параболы, которая определяет контур балки равного сопротивления изгибу. Точки F и H касания ветвей параболы и профиля зуба определяют положение опасного сечения зуба на изгиб.

3. Сила трения в зацеплении и сжимающей действие силы P_n мало влияют на величину напряжения и поэтому не учитываются.

При этих допущениях напряжение изгиба в опасном сечении корня зуба FH (см. рис.)

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} = \frac{P_n \cdot l}{W} = \frac{P \cdot l}{\frac{bS^2}{6} \cos \alpha},$$



где $W = bS^2/6$ — осевой момент сопротивления опасного сечения корня зуба.

Плечо изгиба l и ширину зуба в опасном сечении S выражают через модуль зацепления:

$$l = \mu m; \quad S = \nu m,$$

где μ и ν — коэффициенты, учитывающие форму зуба.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Тогда
$$\sigma_{\text{И}} = \frac{P \mu m}{b v^2 m^2 \cos \alpha} = \frac{P}{b m y},$$
 где $y = \frac{v^2}{6 m} \cos \alpha$ — коэффициент формы зуба.

Заменив $P = 2M_1/d_{o1} = 2M_1/mz_1$, получим

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{2M_1}{b m^2 z_1 y}$$

Учитывая динамическое действие нагрузки и неравномерное распределение ее по длине зуба поправочным коэффициентом K , а износ зуба — поправочным коэффициентом γ , получим формулу для проверочного расчета открытых прямозубых передач:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{2M_1 K \gamma}{b m^2 z_1 y} = \frac{P K \gamma}{b m y} \leq [\sigma]_{\text{И}}$$

где $b = b_2$ — ширина обода колеса.

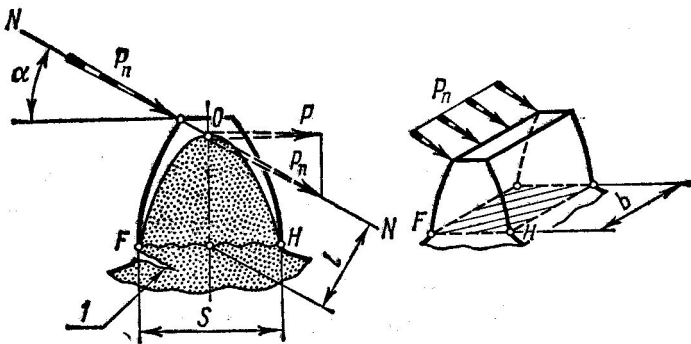
Выразив значение b_2 через m , т. е. $b_2 = \psi_m \cdot m$, получим формулу для проектного расчета открытых прямозубых передач:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1 K \gamma}{\psi_m z_1 y [\sigma]_{\text{И}}}}$$

где M_1 — вращающий момент на шестерне;

K — коэффициент нагрузки (см. ниже);

γ — коэффициент износа. В зависимости от допустимого износа зуба 10—30% соответственно принимают $\gamma = 1,25$ — 2; $\psi_m = b_2/m$ — коэффициент ширины обода колеса по отношению к модулю.



Для прямозубых передач общего назначения рекомендуется принимать $\psi_m = 10 \dots 20$, соблюдая при этом условие $b_2 \leq d_{o1}$. $[\sigma]_{\text{И}}$ — допустимое напряжение изгиба для материала шестерни или колеса.

Коэффициент формы зуба y — величина безразмерная, зависит от числа зубьев z , коэффициента смещения ξ , угла зацепления α , отношения высоты головки зуба h' к модулю зацепления m , т. е. $h'/m = f_0$ (опр. по таблице).

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Коэффициент нагрузки К. При работе зубчатых передач вследствие возможных неточностей изготовления и сборки в зацеплении возникают дополнительные динамические нагрузки. Кроме того, деформация валов, корпусов и самих зубчатых колес приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба, вызывая ее концентрацию.

Влияние указанных явлений при расчете передач на прочность учитывается коэффициентом нагрузки К. Вводя этот коэффициент, повышают расчетную нагрузку передачи, что приводит к увеличению ее размеров.

При *проектном расчете* зубчатых передач коэффициентом К предварительно задаются:

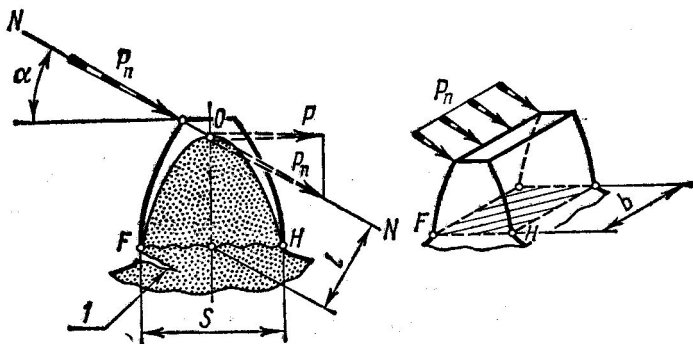
К = 1,3 — при симметричном расположении колес относительно подшипников;

К = 1,4 — 1,6 — при несимметричном или консольном расположении колес.

При *проверочном расчете* зубчатых передач коэффициент нагрузки уточняют: $K' = K_{\text{дин}} \cdot K_{\text{кц}}$ где $K_{\text{дин}}$ — *динамический коэффициент*, учитывающий дополнительные динамические нагрузки (табл.). $K_{\text{кц}}$ — *коэффициент концентрации нагрузки*, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине зуба, вследствие деформации зубчатых колес, валов и подшипников, а также погрешностей при изготовлении и сборке передачи (табл.).

Для колес с твердостью зубьев < HB350 при переменных нагрузках

$K_{\text{кц}} = (K'_{\text{кц}} + 1) / 2$ где $K'_{\text{кц}}$ — подставляют из табл. Для тех же колес при нагрузке близкой к постоянной $K_{\text{кц}} = 1$.



Проверку прочности зубьев на предотвращение пластической деформации или хрупкого разрушения при изгибе от действия пиковых нагрузок ведут по $[\sigma]_{\text{и пред}}$

$$\sigma_{\text{и пик}} = \sigma_{\text{и}} M_{1 \text{ пик}} / M_1$$

где $M_{1 \text{ пик}}$ момент действующий на шестерню в период пуска, торможения, буксования и т. д.;

$\sigma_{\text{и}}$ — расчетное напряжение изгиба от номинального момента M , на шестерне.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

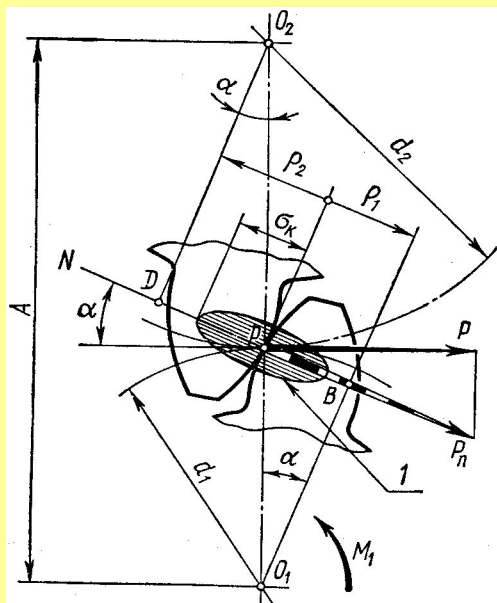
Основным критерием работоспособности закрытых передач является контактная прочность поверхностного слоя зубьев. По этой причине основные размеры передачи определяют из расчета по контактным напряжениям, затем зубья проверяют на изгиб. При выводе расчетной формулы на контактную прочность рассматривают соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление; при этом контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров (см. рис.). Расчет ведут по колесу, материал которого менее прочен. Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{\text{пр}}}{r_{\text{пр}}}}$$

где q нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба; для прямозубых колес $r_{\text{пр}}$ — длина контактных линий равна ширине обода колеса b_2 :

$$q = \frac{P_n K}{b_2} = \frac{PK}{b_2} = \frac{M_1 K (1+i)}{b_2 d_1 \cos \alpha}$$

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



$E_{\text{пр}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости материалов ш. и колеса,
 $r_{\text{пр}} = 2\rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ — приведенный радиус кривизны, ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления (см. рис. 6.31).

Из треугольника $B\rho O_1$ $\rho_1 = (d_1 \sin \alpha) / 2 = (A \sin \alpha) / (1+i)$.

Из треугольника $D\rho O_2$ $\rho_2 = (d_2 \sin \alpha) / 2 = (A \cdot i \cdot \sin \alpha) / (1+i)$.

Тогда $r_{\text{пр}} = (A \cdot i \cdot \sin \alpha) / (1+i)^2$.

Подставив значения q и $r_{\text{пр}}$ в формулу Герца, получим

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{M_1 K (1+i)}{b_2 A \cos \alpha} \cdot \frac{E_{\text{пр}} (1+i)^2}{A i \sin \alpha}}$$

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Приняв шестерню и колесо стальными с $E_{пр}=2,1 \cdot 10^5$ н/мм² и $\alpha=20^\circ$, получим формулу проверочного расчета закрытых цилиндрических прямозубых стальных передач:

$$\sigma_k = \frac{340}{A} \sqrt{\frac{M_1 K (1+i)^2}{b_2 i}} \leq [\sigma]_k$$

Выразив b_2 через A , т. е. $b_2 = \psi_A A$, получим формулу проектного расчета закрытых цилиндрических прямозубых стальных передач:

$$A \geq (1+i)^3 \sqrt{\left(\frac{340}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{M_1 K}{\psi_A i}}$$

где M_1 — вращающий момент на валу шестерни в н·мм;

$[\sigma]_k$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары зубчатых колес в н/мм;

ψ_A — коэффициент ширины обода колеса.

Для прямозубых передач общего назначения рекомендуется $\psi_A = 0,2 \dots 0,63$ (для стандартных редукторов по ГОСТ 2185 — $\psi_A = 0,1 \dots 1,25$.) при $b_2 \leq d_{01}$.

Численный коэффициент 340 справедлив только для пары стальных, зубчатых колес, причем в нем скрыты определенные единицы измерения. При переходе к другим материалам или к другим единицам измерения численный коэффициент необходимо пересчитать.

Из полученных формул следует, что *контактная прочность зубьев колес зависит от материала и габаритных размеров передачи и не зависит от модуля и числа зубьев в отдельности*. По условиям контактной прочности при данном A модуль зацепления и число зубьев могут иметь различные значения, лишь бы соблюдалось условие $m(z_1 + z_2)/2 = A$.

Прочность же зубьев на изгиб, при прочих равных условиях, зависит как от модуля, так и от числа зубьев в отдельности.

Проверку поверхности зубьев на предотвращение пластической деформации или хрупкого разрушения от действия кратковременных пиковых нагрузок ведут по $[\sigma]_{к пред}$ пред

$$\sigma_{к пик} = \sigma_k \sqrt{\frac{M_{1 пик}}{M_1}} \leq [\sigma]_{к пред}$$

где $\sigma_{к пик}$ — расчетное контактное напряжение при перегрузках от $M_{1 пик}$, действующего на шестерню в период пуска, торможения, буксования и т. д.;

σ_k — расчетное контактное напряжение.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Исходные данные: 1. Мощность на валу шестерни N_1 . 2. Угловые скорости шестерни ω_1 и колеса ω_2 . 3. Условия работы.

Последовательность расчета: 1. Определяют передаточное число передачи i .

2. Определяют вращающий момент на валу шестерни M_1 .

3. Выбирают материалы колес и назначают термообработку (табл.).

4. Определяют число циклов нагружения колес $N_{ц}$ и вычисляют коэффициенты режима нагрузки $k_{рк}$ и $k_{ри}$.

5. Определяют допускаемые напряжения:

а) контактные $[\sigma]_к$ и $[\sigma]_{к\text{ пред}}$ для материала колеса, как менее прочного;

б) изгиба $[\sigma]_и$ и $[\sigma]_{и\text{ пред}}$ для материалов шестерни и колеса.

6. Задаются расчетными коэффициентами: нагрузки K и ширины обода ψ_A .

7. Определяют минимальное межосевое расстояние A из условия контактной прочности. Для стандартных редукторов A округляют до ближайшего значения по ГОСТ 2185 — 66.

8. Задаются модулем зацепления $m=(0,01\dots0,02)\cdot A$ по ГОСТ 9563 — 60 (табл.).

Уменьшение модуля зацепления m и соответствующее увеличение z способствует уменьшению удельного скольжения, что увеличивает надежность против заедания. При малом m увеличивается коэффициент перекрытия ε , уменьшаются шум и трудоемкость нарезания колес, но прочность зубьев на изгиб понижается.

9. Определяют суммарное число зубьев z_c , а затем число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 .

10. Уточняют передаточное число i' .

11. Определяют геометрические размеры передачи. Диаметры делительных окружностей определяют с точностью до 0,01 мм.

12. Определяют окружную скорость колес v и назначают степень точности (табл.).

13. Уточняют коэффициент нагрузки K' .

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

14. Определяют расчетные контактные напряжения σ_k в зоне зацепления зубьев при уточненных значениях A' , i' , K' . Допускается недогрузка не более 10% и перегрузка до 5%. Если условие прочности не выполняется, то либо увеличивают степень точности изготовления колес, уменьшая тем самым коэффициент нагрузки K' , либо увеличивают ширину обода колеса b_2 не выходя за пределы рекомендуемых значений ψ_A . Если эти меры не дадут должного эффекта, то либо увеличивают межосевое расстояние, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку и расчет повторяют.

15. По табл. принимают коэффициенты формы зуба y_1 и y_2 и определяют расчетные напряжения изгиба $\sigma_{и}$ в основании зуба шестерни и колеса. Износом зубьев в закрытой передаче пренебрегают ($\gamma=1$). Если $\sigma_{и} > [\sigma]_{и}$, то задаются новым значением модуля m , соответственно изменяя z_1 , z_2 и повторяют проверочный расчет передачи на изгиб. При этом межосевое расстояние A не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

16. Определяют расчетные контактные $\sigma_{к\text{ пик}}$ и изгибные $\sigma_{и\text{ пик}}$ напряжения при перегрузках. Если условия прочности не выполняются, то назначают другие материалы или другие режимы термообработки и весь расчет повторяют.