2.2 Зубчатые передачи

2.2.1 Общие сведения

Зубчатая передача относится к передачам зацеплением с непосредственным контактом пары зубчатых колес, как показано на рис. 2.3. Меньшее из колес передачи принято называть шестерней, а большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» является общим. Зубчатая передача предназначена в основном для передачи вращательного движения.

Зубчатые передачи – это самый распространенный вид механических передач в машиностроении и приборостроении. Их применяют для передачи мощностей от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с и передаточных числах до нескольких сотен и даже тысяч, с диаметром колес от долей миллиметра до 6 м и более.

Достоинства: высокая нагрузочная способность; малые габариты; большая надежность и долговечность (40 000 ч); постоянство передаточного числа; высокий КПД (до 0,97... 0,98 в одной ступени); простота в эксплуатации. *Недостатки*: повышенные требования к точности изготовления и монтажа; шум при больших скоростях; необходимость высокой точности изготовления и монтажа; высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

Классификация. По взаимному расположению геометрических осей валов различают передачи, показанные на рисунке 2.5: с параллельными осями – цилиндрические (*а ... г*); с пересекающимися осями – конические *(д, е);* со скрещивающимися осями – цилиндрические винтовые *(ж),* конические гипоидные *(з)* и червячные. В некоторых механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот) применяется реечная передача *(и).* Она является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как одно из колес с бесконечно большим числом зубьев.

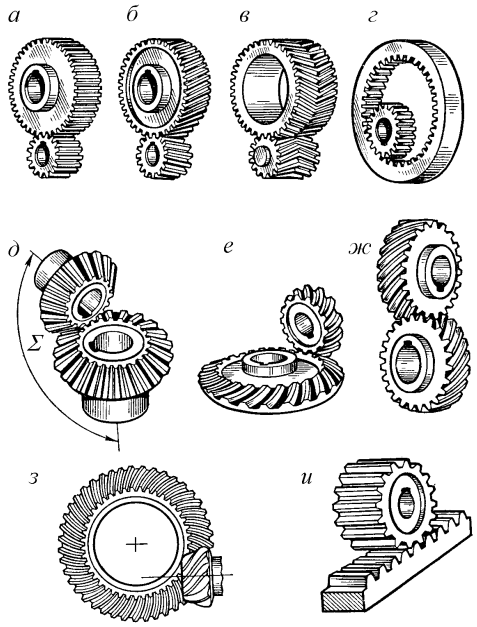


Рисунок 2.5 – Зубчатые передачи

В зависимости от взаимного расположения зубчатых колес различают зубчатые передачи с внешним *(а, б, в)* и внутренним *(г)* зацеплением. В первом случае колеса передачи вращаются в противоположных направлениях, во втором - направления вращения колес совпадают. Наиболее распространены передачи внешнего зацепления.

По расположению зубьев на поверхности колес различают передачи: прямозубые (*а, г, д*), косозубые (*б*), шевронные (*в*) и с круговым зубом (*е*).

По форме профиля зуба различают передачи эвольвентные, с зацеплением М.Л. Новикова, циклоидальные.

По окружной скорости различают передачи: тихоходные ($v \leq 3$ м/с), среднескоростные (v =3... 15 м/с), скоростные (v = 15... 40 м/с), быстроходные ($v > 40$ м/с).

По конструктивному исполнению передачи могут быть открытые (не защищены от влияния внешней среды) и закрытые (изолированные от внешней среды).

2.2.2 Материалы, конструкция цилиндрических колес и методы образования зубьев

Материалы для изготовления зубчатых колес в машиностроении – стали, чугуны и пластмассы; в приборостроении зубчатые колеса изготовляют также из латуни, алюминиевых сплавов и др. Выбор материала определяется назначением передачи, условиями ее работы, габаритами колес и даже типом производства и технологическими соображениями.

Общая современная тенденция в машиностроении – стремление к снижению материалоемкости конструкций, увеличению мощности, быстроходности и долговечности машины. Эти требования приводят к необходимости уменьшения массы, габаритов и повышения нагрузочной способности силовых зубчатых передач. Поэтому основные материалы для изготовления зубчатых колес – термообработанные углеродистые и легированные стали, обеспечивающие высокую объемную прочность зубьев, а также высокую твердость и износостойкость их активных поверхностей.

В зависимости от твердости активных поверхностей стальных зубьев колеса делятся на две группы, а именно: колеса с твердостью ≤350НВ, зубья которые хорошо прирабатываются; колеса с твердостью >350 НВ, зубья которых прирабатываются плохо, а при твердости активных поверхностей обоих колес ≥45 HRC полагаются не прирабатывающимися.

Колеса 1 группы, изготовляемые из средне- и высокоуглеродистых сталей, подвергаются нормализации или улучшению; чистовое нарезание зубьев производят после термообработки и применения отделочных операций не требуется.

Колеса 2 группы изготовляются из легированных сталей, подвергаемых различным видам термической и химико-термической обработки (цементация, объемная или поверхностная закалка, азотирование, цианирование, нитроцементация).

Зубья колес 2 группы нарезают до термической обработки, при которой происходит коробление зубьев и снижение точности зубчатого венца. Для исправления формы зубьев требуются дорогостоящие отделочные операции (шлифовка, обкатка, притирка зубьев), поэтому колеса с зубьями высокой твердости применяют в изделиях крупносерийного и массового производства.

Для изготовления тихоходных, преимущественно открытых передач, работающих с окружной скоростью до 3 м/с, применяют серые, модифицированые и высокопрочные чугуны, обладающие хорошими литейными свойствами, низкой стоимостью при минимальных отходах материала в стирку.

Для изготовления шестерни и колеса 1 группы целесообразно использовать сталь одной марки, а разность твердости шестерни и колеса (≥20) $НВ_1$-$НВ_2$≥20 обеспечивать за счет термообработки.

Конструкция цилиндрических колес зависит от их материала, размеров и способа изготовления.

Стальные зубчатые колеса диаметром до 150 мм изготовляют из прутков или поковок и выполняют в виде стальных дисков с двухсторонней (рис. 2.6, *а*), односторонней (рис. 2.6, *б*) ступицей либо без нее (рис. 2.6, *в*). Стальные колеса диаметром до 500 мм чаще всего изготовляют коваными или штампованными; они имеют обод и ступицу, соединенные диском с отверстиями (рис. 2.6, *г*). Шестерни, диаметр впадин которых меньше 3м от диаметра вала изготовляют как одно целое с валом и называют вал-шестерня (рис. 2.6, *д*).

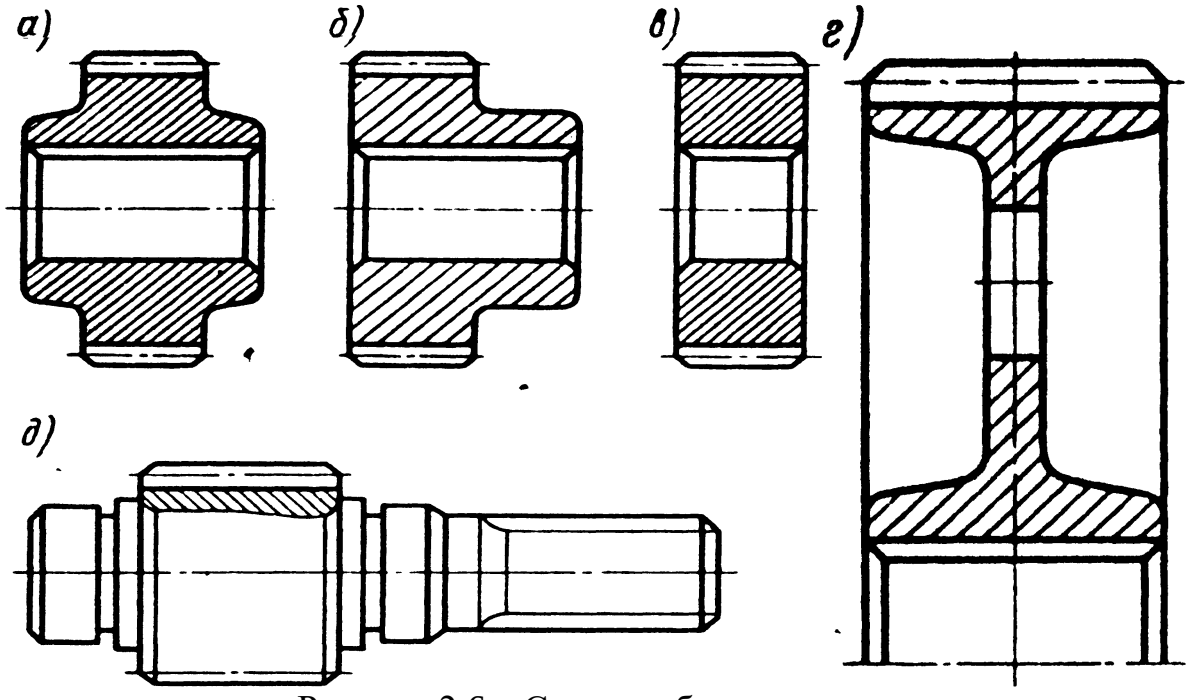


Рисунок 2.6 – Схемы зубчатых колес

Чугунные зубчатые колеса независимо от их размеров изготовляют с последующей механической обработкой.

2.2.3 Методы образования зубьев

Можно разделить на две основные группы: накатывание и нарезание (кроме того, иногда изготовляют колеса с литыми зубьями).

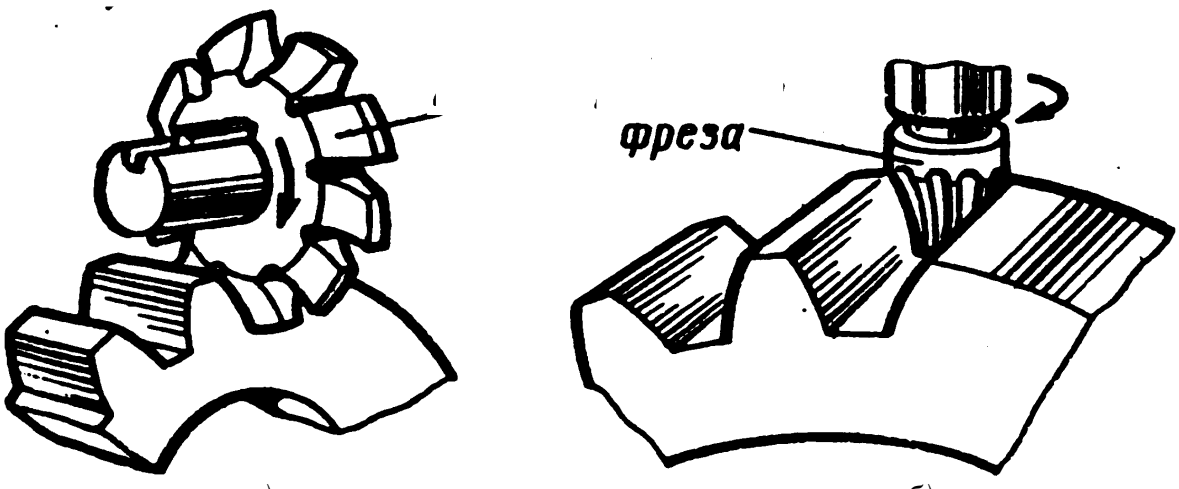
Накатывание зубьев стальных колес производится накатным инструментом путем пластической деформации венца колеса. Накатывание зубьев с модулем до 1 мм производится в холодном состоянии; при большем модуле венец нагревается токами высокой частоты.

Зубонакатывание применяется в массовом производстве и является высокопроизводительным методом, обеспечивающим минимальные отходы металла в стружку и повышение прочности зубьев, так как волокна металла в заготовке не перерезаются, а изгибаются.

Нарезание зубьев выполняют методом копирования и методом обкатки.

Метод копирования заключается в том, что впадины зубчатого венца прорезаются инструментом, профиль режущей части которого точно или приблизительно соответствует очертаниям впадин. На рисунке 2.7 показано фрезерование зубьев цилиндрического колеса модульными фрезами: дисковой (*а*) и концевой (*б*). После прорезания одной впадины заготовка возвращается в исходное положение, поворачивается на величину углового шага и процесс повторяется.

Так как с изменением числа зубьев колеса меняется и форма впадины, то для каждого модуля и числа зубьев нужно иметь свою фрезу, что практически невозможно. Поэтому фрезой одного модуля прорезают впадины в определенном диапазоне чисел зубьев (например, фрезой для 30 зубьев обрабатывают колеса с числом от 24 до 36), в результате чего зубья не всегда будут иметь точный профиль. Фрезерование зубьев методом копирования является простым, но недостаточно точным и весьма малопроизводительным методом, применяющемся в основном в единичном производстве.



а) *б)*

Рисунок 2.7 – Методы получения зубьев

К методу копирования можно отнести способы образования зубьев колес протягиванием, холодной или горячей штамповкой, а также прессованием и литьем под давлением.

Метод обкатки (огибания) является весьма точным, высокопроизводительным, универсальным и наиболее распространенным способом образования зубьев. Рассмотренный ранее процесс накатывания зубьев можно отнести к методу обкатки.

Процесс нарезания зубьев на зубообрабатывающих станках уподобляется процессу зацепления пары зубчатых колес или колеса с рейкой, когда одно из колес или рейка снабжены режущими элементами и превращены, таким образом, в режущий инструмент, называемый производящим колесом.

Зубчатое зацепление производящего колеса с обрабатываемым зубчатым колесом называется станочным зацеплением.

2.2.4 Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач

В процессе работы передачи на зуб действует нагрузка, передаваемая зацеплением и силы трения. Повторно-переменное воздействие этой нагрузки приводит к следующим видам повреждения зубьев:

- поломке зубьев;
- выкрашиванию рабочих поверхностей;
- износу;
- заеданию зубьев.

Поломка зубьев – наиболее опасный вид разрушения. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают наибольшие растягивающие напряжения. Прямые короткие зубья выламываются полностью, длинные, особенно косые, обламываются по косому сечению (рис. 2.8). Поломку предупреждают расчётом на прочность по напряжениям изгиба, применением корригирования, увеличением точности изготовления колёс и их монтажа.

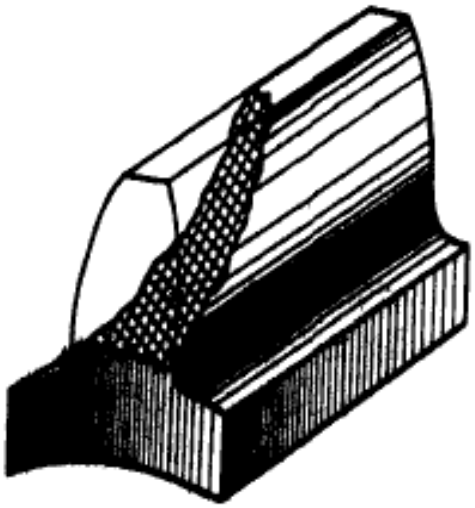


Рисунок 2.8 – Поломка зуба

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев является основным видом разрушения для большинства зубчатых передач. В результате действия повторно – переменных контактных напряжений в околополюсной зоне появляются микротрещины. Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазки, что приводит к образованию на поверхности зуба мелких ямок, переходящих далее в раковины (рис. 2.9, *а*). Усталостное выкрашивание предупреждают расчётом на контактную прочность, повышением твердости поверхности зуба, применением корригирования, повышением точности изготовления зубьев, выбором рационального сорта масла.

Износ зубьев – основной вид разрушения зубьев открытых передач. По мере износа зуб утончается (рис. 2.9, *б*), ослабляется его ножка, что, в конечном счёте, приводит к его поломке. Износ уменьшают защитой от пыли и грязи, повышением поверхностной твёрдости зубьев, понижением шероховатости зубьев, применением правильно выбранной смазки.

Заедание зубьев. 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 (рис. 2.9, *в*). Заедание зубьев предупреждают повышением твердости и понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев, применением корригирования, правильным подбором противозадирных масел.

Таким образом, для закрытых зубчатых передач основным, выполняемым в качестве проектного расчета, является расчёт на контактную прочность; расчёт на изгиб выполняют как проверочный. Для открытых передач наоборот.\

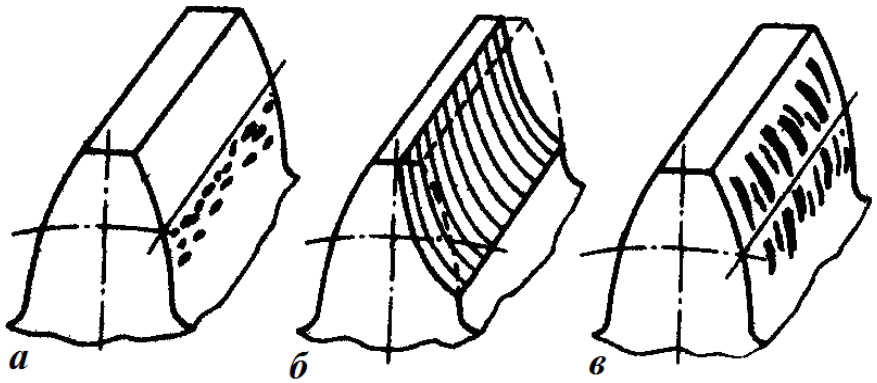


Рисунок 2.9 – Усталостное выкрашивание, износ и заедание

2.2.5 Эвольвентные передачи

Постоянство передаточного отношения зубчатой передачи достигается при определенной форме профилей зубьев. Для получения таких поверхностей профили зубьев нужно очертить сопряженными кривыми. Существует несколько таких кривых.

По окружной скорости различают передачи: тихоходные ($v \leq 3$ м/с), среднескоростные (v =3... 15 м/с), скоростные (v = 15... 40 м/с), быстроходные ($v > 40$ м/с).

По конструктивному исполнению передачи могут быть открытые (не защищены от влияния внешней среды) и закрытые (изолированные от внешней среды).

Наибольшее распространение получил эвольвентный профиль зуба, предложенный Л. Эйлером в 1759 г. В 1954 г. М. Л. Новиков предложил принципиально новый профиль зуба - *круговой*.

Эвольвентой окружности называют кривую, описываемую точкой *А* прямой *АВ*, перекатывающейся по окружности без скольжения.

При перекатывании прямой по окружности, как показано на рисунке 2.10, точка *1* будет в точке *1'*, точка 2 – в точке *2'* и т. д. В точках *1' , 2', 3'* ,... проведем касательные к окружности перпендикулярно к ее радиусам. На касательных отложим отрезки $1'A_1$, $2'A_2$, $3'A_3$,..., равные соответственно отрезкам *Al, А2, А3*,... Соединив точки A_1 , A_2 , A_3,... плавной кривой, получим эвольвенту окружности.

Окружность, по которой перекатывается прямая при образовании эвольвенты, называется *основной окружностью*, а прямая - *образующей прямой*. Основным свойством эвольвенты является то, что образующая прямая всегда перпендикулярна к эвольвенте, а, следовательно, отрезки *1' А, 2' А,* ... являются мгновенными радиусами кривизны эвольвенты. Эвольвента начинается на основной окружности и всегда расположена вне ее. Это кривая без перегибов, форма эвольвенты зависит только от радиуса основной окружности.

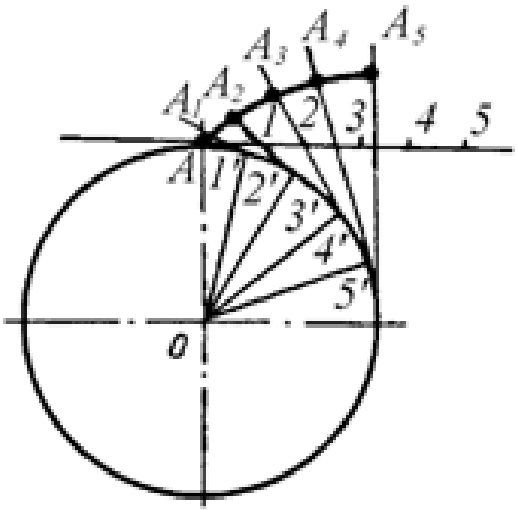


Рисунок 2.10 – Образование эвольвенты окружности

Эвольвентное зацепление получило преимущественное распространение благодаря своей технологичности. Зубья, профили которых образованы двумя симметричными эвольвентами, относительно легко, просто и точно могут быть изготовлены инструментом, имеющим прямые режущие кромки.

Эвольвентная система зацепления обеспечивает высокую прочность зубьев, простоту и удобство измерения элементов зацепления, взаимозаменяемость зубчатых колес при любых передаточных числах. Допускает изменение межцентрового расстояния.

Основные параметры цилиндрических колес приведены на рисунке 2.11.

Термины и обозначения эвольвентных зубчатых передач установлены ГОСТ 16530-83. В обозначениях параметров этих передач индексы указывают признаки: ω – начальной поверхности или начальной окружности; b - основной окружности зубьев; a – поверхностей или окружностей вершин и головок зубьев; f – поверхностей или окружностей впадин и ножек зубьев; n – нормали или нормального сечения; t – касательной или торцевого сечения; x – осевого сечения; *1* – шестерни; *2* – колеса; *0* – зуборезного инструмента.

Точка контакта П двух зубьев при вращении колес перемещается вдоль линии NN, которую называют *линией зацепления*. Угол α_ω указанный на рисунке 2.11, образуемый линией зацепления и общей касательной к делительным (начальным) окружностям шестерни и колеса, проведенной через полюс зацепления П, называется *углом зацепления*. Отрезок линии зацепления, ограниченный окружностями вершин зубьев шестерни и колеса, называется *активным участком линии зацепления* или *длиной зацепления*. Диаметр d_a окружности, ограничивающей высоту зубьев, называют диаметром окружности вершин зубьев, а диаметр d_f окружности, ограничивающей глубину впадин зубьев - диаметром окружности их впадин. Расстояние между окружностями выступов и впадин в радиальном направлении составляет высоту зуба h.

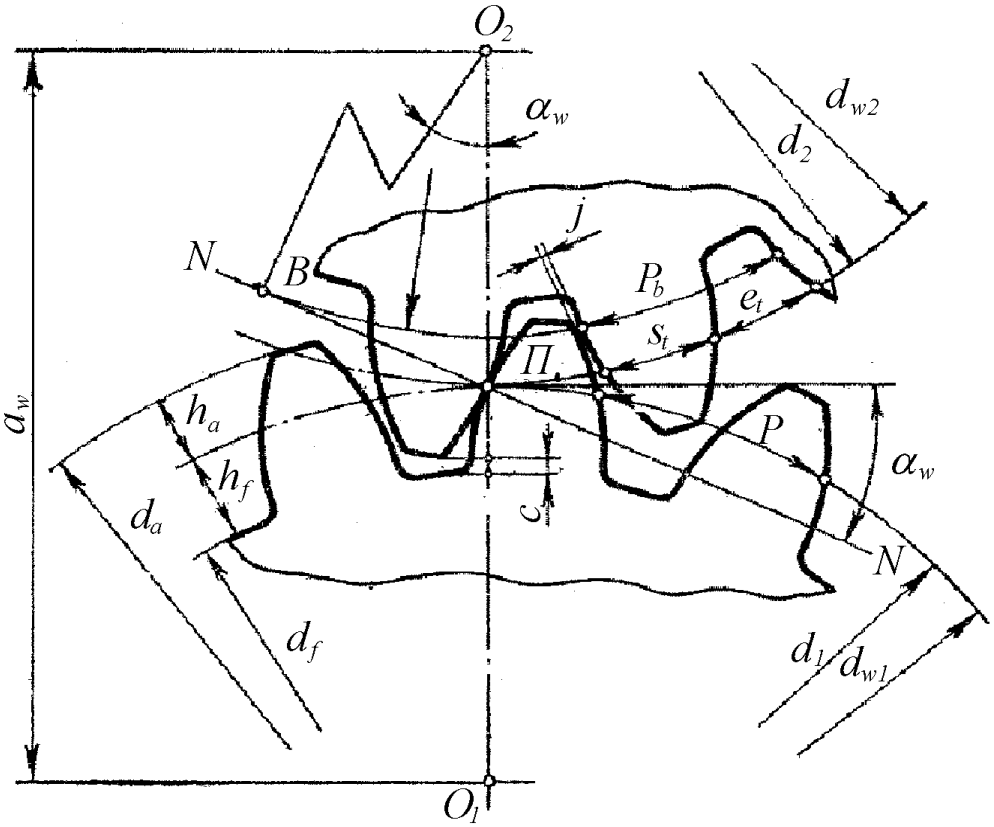


Рисунок 2.11 – Эвольвентная цилиндрическая передача

Если одно из колес заменить стандартным исходным контуром, то для другого колеса будет одна лишь окружность, катящаяся по начальной прямой рейки без скольжения. Эта окружность называется *делительной окружностью,*

и ее диаметр обозначается d. Основные параметры зубчатых колес определяют по делительной окружности, которая делит головку зуба высотой h на ножку высотой h_f и головку высотой h_a.

Расстояние p_t между одноименными точками профилей двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной или любой другой концентрической окружности, называется *окружным шагом зубьев.*

Окружной модуль зубьев m_t – линейная величина, в π раз меньшая шага, измеренная по делительной окружности

$$m_t = p_t / \pi. \qquad (2.9)$$

Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес модуль выражают через делительный диаметр d и число зубьев z . Длина делительной окружности

$$\pi \cdot d = p_t z,$$

откуда

$$d = p_t z / \pi = m_t z, \text{ или } m_t = d / z. \qquad (2.10)$$

Можно сказать, что модуль – это часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб. Модуль является основным параметром зубчатой передачи, определяющим ее размеры. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения модуля m в миллиметрах стандартизованы. Под m понимается расчетный стандартный модуль m_n, определенный по шагу, измеренному в нормальном сечении зуба. Для прямозубых передач m_t и m_n совпадают. ГОСТ 9563-80 устанавливает для цилиндрических колес значения нормальных модулей, для конических – значения внешних окружных делительных модулей.

Таким образом, диаметр делительной окружности

$$d = z\, p / \pi = m\, z. \qquad (2.11)$$

Диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = d + 2h_a = m\,(z + 2). \qquad (2.12)$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2h_f = m\,(z - 2{,}5). \qquad (2.13)$$

Толщина зубьев s и ширина впадин *e* теоретически равны между собой. Практически между зацепляющимися зубьями имеется небольшой боковой зазор (на рисунке 2.9 обозначено – *j*), определяемый предельными отклонениями размеров, который компенсирует возможные неточности изготовления и сборки.

Наибольшее расстояние между торцами зубьев колеса называется шириной венца и обозначается *b.*

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров зубчатых колес при внешнем зацеплении (или полуразности при внутреннем), называется *делительным межосевым расстоянием* и обозначается *a.*

Межосевое расстояние *a* двух сцепляющихся прямозубых колес определяют по формуле

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = m\frac{z_1 + z_2}{2}. \qquad (2.14)$$

Цилиндрические передачи с косыми и шевронными зубьями

При окружных скоростях $v > 2$ м/с целесообразно применять косозубые колеса, так как при больших скоростях прямозубые цилиндрические колеса работают удовлетворительно лишь при высокой точности изготовления.

Колеса косозубых и шевронных передач обладают большей, чем прямозубые, нагрузочной способностью, меньше шумят и создают меньше дополнительных динамических нагрузок. Это объясняется большой суммарной длиной контактных линий находящихся в зацеплении колес. У косозубых колес зубья наклонены по отношению к оси колеса на некоторый угол β (рис. 2.12) и образуют винтовые поверхности, причем направление винтовых линий зубьев двух сопряженных колес противоположное.

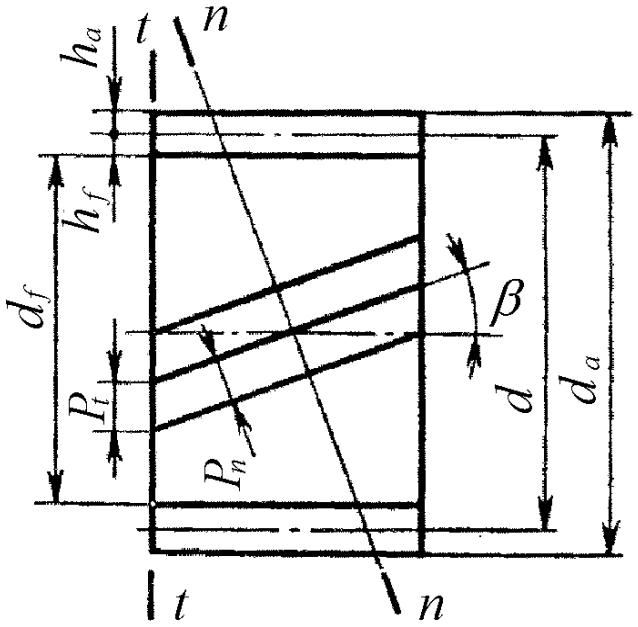


Рисунок 2.12 – Параметры косозубых колес

С увеличением угла наклона β линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличивается, но при этом увеличивается и осевая сила F_a, что нежелательно. Поэтому в косозубых передачах принимают угол $\beta = 7\ldots 20^{\circ}$.

Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу F_a) и сохранить их преимущества, применяют шевронные передачи (рис. 2.5, *в*). Шевронное колесо - сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое. Каждая половина колеса нарезана со встречным углом наклона β линии зуба. Вследствие разного направления линии зубьев на полушевронах осевые силы взаимно уравновешиваются на колесе и на валы и подшипники не передаются. Это позволяет принимать у шевронных колес угол β =25... 40°, что повышает нагрузочную способность передачи и плавность работы.

Шевронные передачи применяют в быстроходных высоконагруженных передачах. Основной их недостаток - высокая стоимость изготовления.

Для косозубых колес различают шаг нормальный p_n, измеряемый в плоскости, нормальной к направлению зуба, шаг торцевой p_t, измеряемый по дуге делительной окружности в сечении, перпендикулярном оси колеса.

Окружной и нормальный шаги связаны зависимостью

$$p_t = p_n / \cos \beta. \qquad (2.15)$$

Соответственно различают торцовый и нормальный модули m_t и m_n , связанные между собой зависимостями

$$m_t = m_n / \cos \beta. \qquad (2.16)$$

При проектировании колес с косыми зубьями по ГОСТ 9563-60 выбирают нормальный модуль m_n.

Передаточное число косозубых передач определяется также, как и для прямозубых.

Ширину венца косозубого колеса определяют

$$b \geq \pi\, m_n / \sin \beta. \qquad (2.17)$$