

М.С. Эйдинов, Б.Р. Гальчун



*Расчет*  
ЗУБЧАТЫХ  
И ЧЕРВЯЧНЫХ  
ПЕРЕДАЧ

Министерство высшего и среднего специального образования  
РСФСР

УРАЛЬСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМ. С. М. КИРОВА

---

М. С. ЭДИНОВ, Б. Р. ГАЛЬЧУН

# РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

*УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ*

**М. С. Эйдинов, Б. Р. Гальчун.** Расчет зубчатых и червячных передач. Цилиндрические зубчатые передачи. Учебное пособие. Свердловск, изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1978, с. 80.

Изложены современные методы расчета зубчатых, червячных, глобоидных, червячно-спироидных передач с эвольвентным и неэвольвентным зацеплениями, применяемых в машиностроении, а также теоретические основы получения расчетных зависимостей. Для облегчения изучения современных методов расчета зубчатых и червячных передач и широкого внедрения их в практику машиностроения наиболее трудоемкие операции расчета несколько упрощены, а также даны подробные указания о последовательности расчетных операций. Последовательно рассматривается расчет плоских, пространственных и новых видов зацеплений, в котором нашли отражение ГОСТ 21354—75, соответствующий требованиям и рекомендациям СЭВ, а также действующие стандарты на основные параметры и др.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов и инженерно-технических работников, занимающихся расчетом и конструированием зубчатых передач.

Рис. 35. Табл. 23. ~~Виды~~ 24  
Темплан 1978 доп., п. 243

*Печатается по постановлению редакционно-издательского совета Уральского политехнического института.*

#### Рецензенты:

кафедра «Прикладная механика» Свердловского горного института им. **В. В. Вахрушева**; зав. кафедрой «Детали машин» Свердловского сельскохозяйственного института канд. техн. наук **Е. С. Невежин**

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Зубчатые и червячные передачи широко распространены в различных областях техники и являются одним из основных видов передач, применяемых в современных машинах. Не случайно вопросам изучения работы и методов расчета зубчатых и червячных передач уделяется большое внимание в отечественной и зарубежной литературе.

Современные методы расчета зубчатых и червячных передач базируются на экспериментально-теоретических работах ряда научно-исследовательских институтов и вузов страны, среди которых следует отметить Институт Машиноведения АН СССР, ЦНИИТМАШ, ЭНИМС, ВНИИНМАШ, МВТУ им. Н. Э. Баумана, Одесский политехнический, Ленинградский механический, Уральский политехнический, Ижевский механический и др.

Большие работы в области создания новых, более современных конструкций редукторов, а также в разработке методов геометрических и прочностных расчетов передач ведутся на многих машиностроительных заводах. Значительный вклад в решение этих задач внесли коллективы инженерно-технических работников Ново-Краматорского машиностроительного, Уралмаша им. С. Орджоникидзе, Ижевского им. В. И. Ленина, Кировского в Ленинграде и многих других заводов.

Эти методы расчета отличаются большим разнообразием как по форме, так и по содержанию, что вызывает серьезные затруднения в практическом их использовании. В этом отношении большое организующее значение имеет ввод в действие с 1977 г. Государственного стандарта 21354—75, регламентирующего метод расчета на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач. Однако этот стандарт устанавливает только структуру формул расчета зубчатых передач и по характеру изложения материала является справочным руководством, вызывающим затруднения как при практическом использовании его, так и при изучении в курсе «Детали машин». Кроме того, указанный стандарт не распространяется на другие виды зубчатых передач и червячные передачи.

В настоящей работе ставится задача дополнить ограниченные возможности ГОСТ 21354—75 и в удобной для практического применения форме изложить методы расчета зубчатых и червячных передач, показать теоретические основы получения расчетных зависимостей.

Основные теоретические положения, касающиеся геометрического расчета зубчатых передач, излагаются в курсе теории меха-

низмов и машин, поэтому в настоящем учебном пособии приводятся лишь краткие сведения, необходимые для определения размеров, выбора рациональных параметров зубчатых колес и понимания сущности явлений, связанных с расчетом зубьев на прочность.

В отношении определений, терминологии, обозначений, геометрического и прочностного расчетов, в отличие от общепринятых ранее некоторых положений по данным вопросам авторы придерживались введенных новых ГОСТов: 16530—70, 16531—70, 16532—70, 21354—75, 19325—73, 18498—73.

В книге обобщен многолетний опыт работы над методами расчета зубчатых и червячных передач в Уральском политехническом институте им. С. М. Кирова, а также в других институтах и заводах Урала. Данная работа ни в коей мере не может претендовать на всестороннее рассмотрение таких сложных вопросов, какими являются расчеты и проектирование современных зубчатых и червячных передач. Некоторые физические явления, предпосылки и теоретические положения рассматриваются в работе лишь в упрощенном, схематическом виде. В случае необходимости более глубоко разобраться в них читателю рекомендуется специальная литература.

Учебное пособие состоит из трех частей. В I части рассматривается расчет плоских зацеплений (цилиндрические прямозубые, косозубые и шевронные передачи); во II части — пространственные зацепления (конические прямозубые и непрямо зубые передачи, гипоидная, винтовая, червячная и глобоидная передачи); в III части — новые виды зацеплений (спироидная передача и передача Новикова).

В этой книге излагается I часть, которая написана под общей редакцией доц. канд. техн. наук М. С. Эйдинова, им же написаны главы III, IV, V, VI; главы I, II — доц. канд. техн. наук Б. Р. Гальчуном.

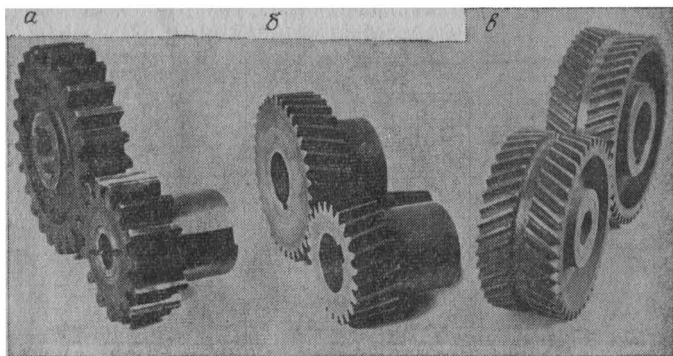
Авторы приносят благодарность К. А. Шавкуновой за помощь при оформлении рукописи и будут признательны читателям за пожелания и замечания по улучшению настоящего учебного пособия.

Предложения следует направлять по адресу: г. Свердловск, К-2, УПИ им. С. М. Кирова, кафедра «Детали машин».

---

## ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые передачи применяются для передачи вращения ведущего зубчатого колеса ведомому с преобразованием, как правило, угловых скоростей и моментов, а иногда — характера закона движения. Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев называется *шестерней*, а с большим числом зубьев — *колесом*.



Цилиндрические колеса:

а — с прямыми зубьями; б — с косыми; в — с шевронными.

Кинематической характеристикой зубчатой передачи является *передаточное отношение*  $i$ , представляющее собой отношение угловых скоростей  $\omega$ , т. е.  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  или  $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ . Отношение числа зубьев колеса  $z_2$  к числу зубьев шестерни  $z_1$ , называется *передаточным числом*  $u$ , т. е.  $u = \frac{z_2}{z_1}$ . Передаточное число либо равно передаточному отношению, либо является обратной ему величиной.

Передача, в которой шестерня является ведущим звеном, называется *понижающей*, в обратном случае — *повышающей*<sup>1</sup>. По конструктивному исполнению зубчатые передачи могут быть *открытыми* и *закрытыми*. В отличие от открытых закрытые передачи заключены в общий корпус, объединяющий все опорные части и используемый в качестве масляной ванны для смазки и охлаж-

<sup>1</sup> В дальнейшем рассматриваются получившие наибольшее распространение понижающие передачи.

дения передачи. Понижающая закрытая зубчатая передача, представляющая собой самостоятельный монтажный узел, называется **редуктором**. Такая же повышающая передача называется — **мультипликатором**. Закрытая передача, позволяющая ступенчатое изменение передаточного числа, называется **коробкой скоростей**.

Цилиндрическая зубчатая передача применяется для преобразования и передачи движения между валами с параллельными геометрическими осями. Эта передача осуществляется **цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями** (см. рисунок). В прямозубых цилиндрических колесах зубья располагаются параллельно осям вращения, в косозубых — по винтовым линиям правого или левого направления, в шевронных — также по винтовым линиям, но имеют на каждом полушевроне колеса противоположное направление.

Зубчатые передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами различают **внешнего и внутреннего зацепления**. Разновидностью цилиндрической зубчатой передачи является **реечная передача**, состоящая из зацепляющихся между собой шестерни и рейки и предназначенная для преобразования вращательного движения шестерни в возвратно-поступательное движение рейки и наоборот. Рейку можно представить себе как часть венца цилиндрического зубчатого колеса бесконечно большого диаметра.

Зубчатые передачи применяются не только в виде пары зубчатых колес, но и в более сложных сочетаниях, образующих многоступенчатые простые зубчатые передачи, а также планетарные передачи, включающие в себя зубчатые колеса с относительно подвижными геометрическими осями.

Основные параметры редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами регламентированы ГОСТ 2185—66, а технические требования на них приведены в ГОСТ 16162—70. Такие редукторы общего назначения серийно выпускаются специализированными заводами и широко применяются в качестве комплектующих механизмов в современных машинах различного назначения.

---

## Глава первая

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГЕОМЕТРИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

#### 1.1. Эвольвента и эвольwentное зацепление

Из теории зубчатых зацеплений известно, что для обеспечения постоянства передаточного числа профили зубьев должны удовлетворять основному условию: общая нормаль к профилям зубьев  $NN$  в точке их контакта в любой момент зацепления должна проходить через постоянную точку  $\Pi$  на межосевой линии (рис. 1.1). Такие профили зубьев называются *сопряженными*. Из всего многообразия возможных сопряженных профилей в настоящее время наиболее распространены эвольwentные, имеющие ряд преимуществ по сравнению с другими профилями. Они образованы двумя симметричными эвольwentами окружности.

*Эвольwentой* называется кривая, которая описывается точкой  $B$ , лежащей на касательной  $NN$  к окружности, если эту касательную обкатывать без скольжения по окружности в ту или иную сторону (рис. 1.2). Касательная  $NN$ —это *производящая прямая*, а окружность с диаметром  $d_b$ , по которой перекачивается эта прямая линия, — *основная окружность*. Иначе говоря, *основная окружность*—это окружность, развертка которой является теоретическим торцовым профилем зуба эвольwentного цилиндрического зубчатого колеса. Она является геометрическим местом центров кривизны эвольwentы, поэтому радиус кривизны эвольwentы  $\rho$  в любой ее точке равен длине отрезка  $AB$  производящей прямой  $NN$ . Следовательно,  $\rho = AB = \overset{\frown}{AC}$ .

Угол между радиусами-векторами, проведенными из центра основной окружности в предельную точку эвольwentы  $C$ , принадлежащую основной окружности, и рассматриваемую точку эвольwentы  $B$ , назы-

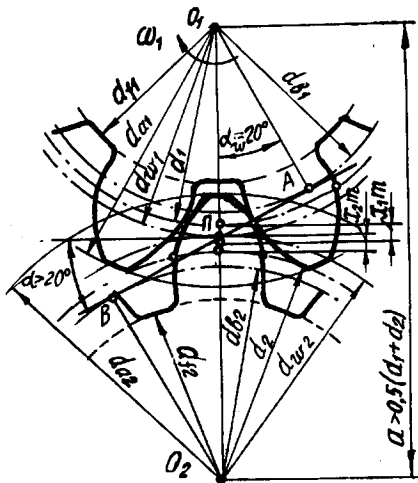


Рис. 1.1. Эвольwentное внешнее зацепление.



вается эвольвентным углом профиля зуба  $\text{inv } \alpha$  (инволюта угла).

Из рис. 1.2 имеем:  $\text{inv } \alpha = \frac{\overset{\sim}{AC}}{OC} - \alpha = \frac{AB}{OC} - \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$ . Таблицы эвольвентных углов приводятся в справочной литературе [1]. Можно определить  $\text{inv } \alpha$  и непосредственно по формуле

$$\text{inv } \alpha_x = \text{tg}^2 \alpha_x - \alpha_x / 57,296.$$

Например,

$$\text{inv } 20^\circ = \text{tg}^2 20^\circ - 20^\circ / 57,296 = 0,014904.$$

Прямая линия, пересекающая оси вращения сопрягаемых зубчатых колес, называется *межосевой линией*, а расстояние между этими осями по межосевой линии — *межосевым расстоянием*  $a_w$  (см. рис. 1.1). Точка  $P$  пересечения межосевой линии с общей нормалью к двум сопряженным профилям зубьев называется *полюсом зацепления*. Угол  $\alpha_w$  между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии, называется *углом зацепления*.

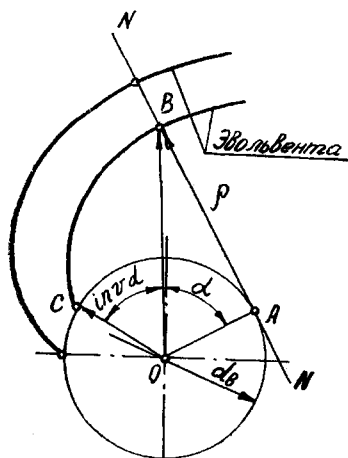


Рис. 1.2. Эвольвента окружности.

Прямая  $NN$  — общая касательная к окружностям диаметров  $d_{b1}$  и  $d_{b2}$ , а так как эти окружности являются основными, касательная есть одновременно и производящая прямая двух эвольвент.

Траектория общей точки контакта зубьев при ее движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи называется *линией зацепления*. В эвольвентном зацеплении линия зацепления совпадает с производящей прямой  $AB$ . Отрезок  $ab = g_a$  — длина активной линии зацепления. Концентрические окружности зубчатых колес с диаметрами  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$ , взаимокасающиеся в полюсе и перекатывающиеся в процессе зацепления одна по другой без скольжения, называются *начальными*. Заметим, что отдельно взятое зубчатое колесо не имеет начальной окружности. Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса называется *окружным шагом*  $p$ .

Центральный угол концентрической окружности, равный  $\frac{2\pi}{z}$  или  $\frac{360^\circ}{z}$ , называется *угловым шагом зубьев*  $\tau$ . Концентрическая окружность зубчатого колеса, являющаяся базовой для определения элементов зубьев и их размеров, называется *делительной*. При-

нимая во внимание, что длина делительной окружности  $\pi d = pz$ , ее диаметр  $d$  вычисляется по формуле:

$$d = \frac{p}{\pi} z,$$

где  $p$  — делительный окружной шаг;  $z$  — число зубьев.

Для того, чтобы исключить иррациональность (числа  $\pi$ ) в значениях  $d$ ,  $a_w$  и др. параметров, вводится понятие расчетного модуля или кратко модуля  $m$ . Модуль — это линейная величина, в  $\pi$  раз меньшая делительного окружного шага, т. е.  $m = \frac{p}{\pi}$ .

Тогда

$$d = mz. \quad (1.1)$$

Отсюда следует, что *делительная окружность* зубчатого колеса есть такая окружность, у которой диаметр равен произведению расчетного модуля на число зубьев. Расчетные значения модулей стандартизированы в диапазоне от 0,05 до 100 мм (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Ряд модулей в наиболее применительном диапазоне из ГОСТ 9563—60

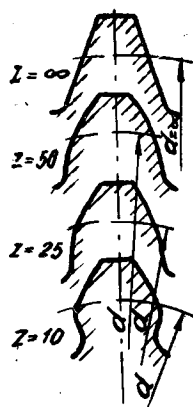
Ряды	Модуль, мм											
	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
1	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28

Окружность диаметра  $d_a$ , ограничивающая вершины зубьев, называется *окружностью вершин зубьев*; окружность диаметра  $d_f$ , ограничивающая впадины зубьев — *окружностью впадин*. Часть зуба, расположенная между окружностью вершин зубьев и делительной окружностью, называется *головкой зуба*, а часть зуба между делительной окружностью и окружностью впадин — *ножкой зуба*. Высота головки зуба обозначается  $h_a$ , высота ножки —  $h_f$ , а вся высота зуба —  $h$ . Угол поворота зубчатого колеса передачи от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления называется *углом перекрытия*  $\varphi_v$ , а отношение угла перекрытия зубчатого колеса передачи к его угловому шагу — *коэффициентом перекрытия*  $\varepsilon_v$ , т. е.  $\varepsilon_v = \frac{\varphi_v}{\tau}$ . Коэффициент перекрытия  $\varepsilon_v$  характеризует число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении.

Форма эвольвентного профиля зубьев при заданных угле зацепления и модуле зависит от числа зубьев  $z$  (рис. 1.3). При бесконечно большом числе зубьев, что соответствует бесконечно большому

диаметру делительной окружности, эвольвента превращается в прямую линию. С уменьшением числа зубьев увеличивается кривизна эвольвентного профиля и соответственно уменьшается толщина зубьев у основания и у вершины.

Если число зубьев  $z$  меньше некоторого предельного значения  $z_{\min}$ , то при нарезании зубьев инструментом реечного типа происходит **подрезание зубьев** (см. рис. 1.3), в результате чего



изгибная прочность зубьев значительно снижается. Независимо от того, подрезаны зубья или нет, при некоторых условиях в эвольвентном зацеплении возникает явление **интерференции** (заклинивания), при котором головка зуба одного колеса внедряется в ножку зуба другого колеса. В тех случаях, когда по каким-либо причинам желательно изготовить зубчатые колеса с числом зубьев меньше предельных значений, для устранения явления подрезания зубьев применяются так называемые **зубчатые колеса со смещением**.

Применением зубчатых колес со смещением может быть достигнуто не только устранение явлений подрезания и интерференции, но и повышение изгибной и контактной прочности, а также повышение плавности работы передачи. Кроме того, зубчатые колеса со смещением позволяют проектировать зубчатую передачу при заданном межосевом расстоянии. В зубчатых колесах со смещением профили зубьев не искажаются, а изменение их формы осуществляется за счет использования различных участков эвольвенты одной и той же основной окружности.

Рис. 1.3. Эвольвентные профили при различном числе зубьев.

Несколько подробнее о зубчатых колесах и передачах со смещением излагается ниже.

К мероприятиям, улучшающим условия работы зубчатого зацепления, относятся и так называемые **модификации поверхности зуба**, представляющие собой преднамеренное отклонение от теоретической формы либо эвольвентного профиля зуба (профильная модификация), либо по линии зуба (продольная модификация) (рис. 1.4, а, б).

В настоящее время для нарезания зубьев цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления основное применение имеет **метод обкатки** (огибания). По этому методу зубья нарезают инструментом в виде зубчатой рейки. Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента с заготовкой зубчатого колеса на зуборезном станке. Инструменту дополнительно сообщается движение, обеспечивающее резание.

Зубчатое зацепление инструментальной рейки (колеса) с обрабатываемым зубчатым колесом называется **станочным зацеплением**. В станочном зацеплении начальная окружность нарезаемого колеса делится шагом рейки  $p_0$  на  $z$  равных частей, благодаря чему для

отдельно рассматриваемого колеса она и получила название делительной окружности. Окружной делительный шаг и угол зацепления нарезаемого колеса соответственно равны шагу и углу профиля инструментальной рейки, т. е.

$$p = p_0, \quad \alpha = \alpha_0.$$

Выше было отмечено, что при бесконечно большом числе зубьев эвольвента превращается в прямую линию. Поэтому в реечном зацеплении профиль зуба рейки прямоугольный. Это обстоятельство имеет большое практическое значение, так как позволяет изготавливать зуборезный инструмент в виде рейки с зубьями прямолинейной формы.

Контур, по которому профилируется режущий инструмент реечного типа, стандартизирован ГОСТ 13755—68 и называется **исходным контуром** (рис. 1.5, I).

Линия рейки  $aa$ , на которой толщина зуба равна ширине впадины, называется средней линией рейки. Она делит глубину захода зубьев  $h_d$  пополам.

Острый угол между боковой поверхностью рейки и осью зуба называется углом профиля исходного контура  $\alpha$ . В соответствии с ГОСТ 13755—68  $\alpha = 20^\circ$ . Контур инструментальной рейки, который профилируется по исходному контуру, называется исходным производящим контуром (рис. 1.5, II).

В исходном производящем контуре инструментальной рейки делительная прямая совпадает со средней линией исходного контура, а высота головки зуба увеличена на величину радиального зазора  $s$ , необходимого для образования большей глубины впадины, обеспечивающей такой же зазор в зубчатом зацеплении.

## 1.2. Зубчатые колеса и передачи без смещения и со смещением

При нарезании зубьев делительная прямая исходного производящего контура рейки располагается по отношению к делительной окружности колеса различным образом, она может касаться делительной окружности, быть отодвинута от нее или пересекать ее. Если делительная прямая исходного производящего контура инструментальной рейки касается делительной окружности нарезаемого колеса, то изготовленное при этом зубчатое колесо называют **колесом без смещения**.

Основные геометрические соотношения для параметров цилиндрических колес и передач без смещения приведены в табл. 1.2.

Если делительная окружность обрабатываемого колеса касается не делительной прямой исходного производящего контура, а дру-

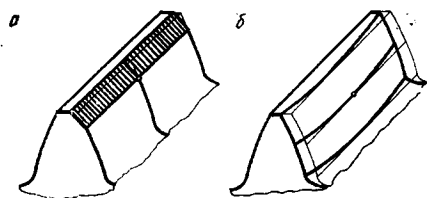


Рис. 1.4. Модификация поверхности зубьев:

а — профильная; б — продольная.

гой, параллельной ей прямой, то нарезается *зубчатое колесо со смещением* (рис. 1.6).

Расстояние от делительной прямой исходной производящей рейки до делительной окружности колеса называется *смещением исходного контура*  $x_m$ , а отношение смещения исходного контура

к модулю — *коэффициентом смещения*  $x$ . Смещение исходного производящего контура, соответствующее такой номинальной толщине зубьев, при которой возникает подрезание зубьев, называется *наименьшим смещением исходного контура*  $x_{\min}$ , и соответственно,  $x_{\min}$  — *коэффициентом наименьшего смещения*. Смещение исходного контура принимается *положительным*, если делительная прямая рейки не пересекает делительной окружности зубчатого колеса ( $x > 0$ ) и *отрицательным*, если пересекает ее ( $x < 0$ ).

Применяют два основных типа передач со смещением.

**Передача с суммарным смещением, равным нулю (рис. 1.7).** В этой передаче шестерня изготавливается с положительным смещением  $x_1 > 0$ , а колесо — с отрицательным  $x_2 < 0$ , но так, что  $|x_1| = |x_2|$ , т. е.

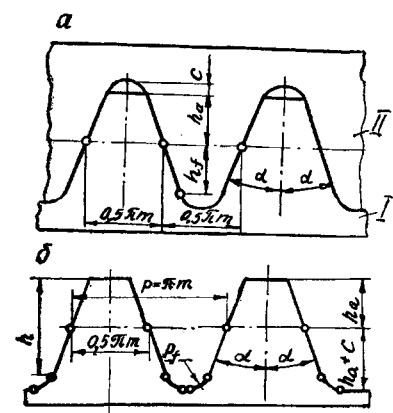


Рис. 1.5. Исходный контур:  
а — теоретический; б — производящий.

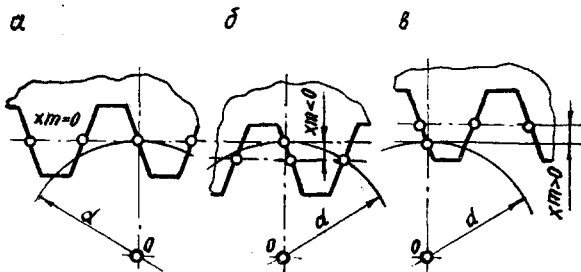


Рис. 1.6. Положение исходного производящего контура относительно зубчатого колеса:

а — номинальное; б — с отрицательным смещением; в — с положительным смещением.

коэффициент суммы смещений  $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$ . Такую передачу еще кратко называют *равносмещенной*.

При любом смещении в беззазорном зацеплении сумма делительной окружной толщины зуба и ширины впадины равна шагу  $p$ . Одинаковые по величине, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. Поэтому в зубчатой передаче при  $x_{\Sigma} = 0$  делительные окруж-

Соотношения между элементами и параметрами внешнего зацепления  
прямоугольных колес и передачи без смещения

Наименование элемента или параметра	Обозначение	Формула
Модуль . . . . .	$m$	Выбирается по ГОСТ 9563—60
Делительный окружной шаг . . . . .	$p$	$p = \pi m$
Высота головки зуба . . . . .	$h_a$	$h_a = m$
Высота ножки зуба . . . . .	$h_f$	$h_f = 1,25m$
Высота зуба . . . . .	$h$	$h = h_a + h_f = 2,25m$
Делительная окружная толщина зуба Ширина впадины . . . . .	$s$ $e$	$s = e = \frac{\pi m}{2}$
Радиальный зазор . . . . .	$c$	$c = 0,25m$
Постоянная хорда зуба . . . . .	$\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = 1,38704m$
Высота до постоянной хорды зуба . . . . .	$\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = 0,74758m$
Угол профиля . . . . . Угол зацепления . . . . .	$\alpha$ $\alpha_w$	$\alpha = \alpha_w = 20^\circ$
Шаг зацепления . . . . .	$p_\alpha$	$p_\alpha = \pi m \cos \alpha$
Число зубьев . . . . .	$z$	Выбирается конструктивно
Передаточное число . . . . .	$u$	$u = z_2 / z_1$
Делительный диаметр . . . . . Начальный » . . . . .	$d$ $d_w$	$d = d_w = mz$
Основной диаметр . . . . .	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$
Диаметр вершин зубьев . . . . .	$d_a$	$d_a = m(z + 2)$
Диаметр впадин . . . . .	$d_f$	$d_f = m(z - 2,5)$
Межосевое расстояние . . . . . Делительное межосевое расстояние . . . . .	$a_w$ $a$	$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$

ности соприкасаются, а следовательно, совпадают с начальными окружностями, как в передачах без смещения. Остаются неизменными угол зацепления  $\alpha_w = \alpha$  и межосевое расстояние  $a_w$ , равное делительному межосевому расстоянию  $a$ . В отличие от передачи без смещения диаметры окружностей вершин зубьев  $d_a$  и впадин  $d_f$  изменяются на величину  $2xm$  и, при постоянной высоте зуба, зави-

сят только от соотношения высоты головки и ножки. Поэтому такой вариант смещений исходного контура шестерни и колеса иногда называют **высотным**. У шестерни с положительным смещением повышается прочность зубьев на изгиб и может устраняться подрезание при малом числе зубьев.

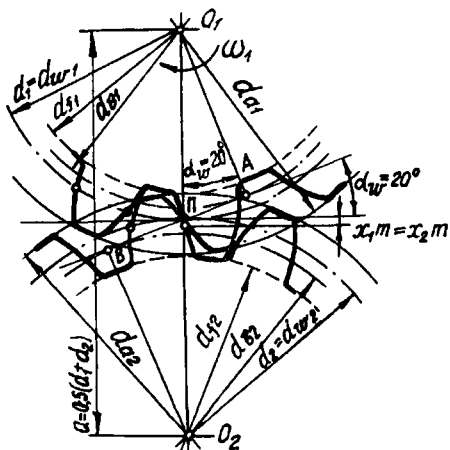


Рис. 1.7. Передача с суммарным смещением, равным нулю.

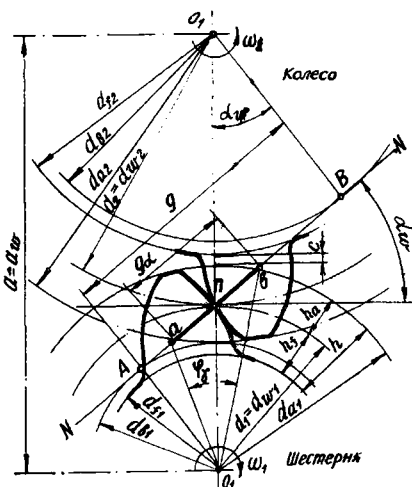


Рис. 1.8. Передача с суммарным смещением, не равным нулю.

Наименьшее число зубьев, свободное от подрезания  $z'_{\min}$ , у колеса без смещения определяется по формуле:  $z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_w}$ , где  $\alpha_w$  — угол зацепления. При  $\alpha_w = 20^\circ$   $z'_{\min} = 17$ . В действительности наименьшее число зубьев может быть уменьшено до  $z_{\min} = 14$ , так как получающееся при этом незначительное подрезание не оказывает влияния на прочность зубьев.

Величина коэффициента наименьшего смещения исходного контура  $x_{\min}$  для шестерни, соответствующая наименьшему числу зубьев  $z_{\min}$ , определяется по формуле:  $x_{\min} = \frac{(z_{\min} - z_1)}{z_{\min}}$  или по следующим данным:

$z_1$	10	11	12	13	14	15	16	17
$x_{\min}$	0,41	0,35	0,30	0,23	0,18	0,12	0,06	0

Равносмещенные зубчатые передачи применяют при больших передаточных числах и малых значениях чисел зубьев шестерни. В этих условиях коэффициенты смещения  $x_1$  и  $x_2$  выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и приближают их к равнопрочности по изгибу.

Передача с суммарным смещением, не равным нулю (рис. 1.8). Обычно в такой передаче  $x_2 > 0$ , а также  $x_1 > 0$  и  $x_2 > 0$ . При

положительных  $x_1$  и  $x_2$  сумма делительных окружных толщин зубьев шестерни и колеса больше шага, т. е.  $(s_1 + s_2) > p$ , а суммарная ширина впадины  $(e_1 + e_1) < p$ . Поэтому делительные окружности не могут соприкоснуться. Начальными становятся окружности, большие, чем делительные ( $d_{w1} > d_1$ ,  $d_{w2} > d_2$ ), увеличивается межосевое расстояние  $a_w$  и угол зацепления  $\alpha_w$ . В связи с изменением угла зацепления этот вариант смещения шестерни и колеса зубчатой передачи получил название углового.

Разность межосевого расстояния передачи со смещением и ее делительного межосевого расстояния, т. е.  $(a_w - a)$ , называется **воспринимаемым смещением**. Отношение этой разности к расчетному модулю называется **коэффициентом воспринимаемого смещения**  $y$ , т. е.  $y = (a_w - a)/m$ . Разность между суммой смещений и воспринимаемым смещением называется **уравнительным смещением**, а отношение уравнительного смещения к расчетному модулю — **коэффициентом уравнительного смещения**  $\Delta y$ , т. е.  $\Delta y = \frac{mx_\Sigma - (a_w - a)}{m} = x_\Sigma - y$ . Очевидно, что у передач, у которых  $x_\Sigma > 0$ , будет также и  $\Delta y > 0$ .

Межосевое расстояние цилиндрической передачи со смещением можно выразить так:

$$a_w = a + x_\Sigma m - \Delta y m = m \left[ \frac{z_1 + z_2}{2} + x_\Sigma - \Delta y \right]. \quad (1.2)$$

Уравнительное смещение влияет не только на межосевое расстояние, но и на диаметр окружности вершин. Для того чтобы у таких передач обеспечить нормальный радиальный зазор между вершинами и впадинами зубьев, высоту зуба уменьшают на  $\Delta y m$  путем соответствующего уменьшения диаметра вершин, тогда:  $d_a = d + 2m(1 + x - \Delta y)$ .

Из формулы (1.2) видно, что  $a_w$  зависит от  $x_\Sigma$ , поэтому путем подбора  $x_1$  и  $x_2$  можно обеспечить желаемое межосевое расстояние  $a_w$ . Последнее обстоятельство часто используется при проектировании передач с заданным межосевым расстоянием. Поскольку в этом типе зубчатой передачи шестерня и колесо с положительными смещениями, то с увеличением коэффициентов смещения одновременно происходит повышение как изгибной, так и контактной прочности, а также улучшение ряда других эксплуатационных показателей.

С увеличением положительного смещения уменьшается в известных пределах только толщина зуба по окружности вершин зубьев и коэффициент перекрытия. Первое может вызвать недопустимое заострение зубьев, а второе — нарушение плавности работы передачи. Поэтому передачу со смещением при  $x_\Sigma \neq 0$  можно применять при любых сочетаниях чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , но с обязательной проверкой удовлетворительности условий зацепления по заострению зубьев и коэффициенту перекрытия. Для ориентировочного выбора



Рекомендуемые наибольшие значения коэффициентов смещения  
из условий повышения контактной прочности (К),  
прочности на изгиб (И), износостойкости и сопротивления заеданию (ИЗ)

$z_2$	$z_1$										Условия наиболь- шего повыше- ния
	12		15		18		22		28		
	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	
18	0,30	0,61	0,34	0,64	0,54	0,54	—	—	—	—	К И ИЗ
	0,57	0,25	0,64	0,29	0,72	0,34	—	—	—	—	
	0,49	0,35	0,48	0,46	0,54	0,54	—	—	—	—	
22	0,30	0,66	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	К И ИЗ
	0,62	0,28	0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39	—	—	
	0,53	0,38	0,55	0,54	0,60	0,63	0,67	0,67	—	—	
28	0,30	0,88	0,26	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	К И ИЗ
	0,70	0,26	0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,42	
	0,57	0,48	0,60	0,64	0,63	0,72	0,71	0,81	0,85	0,85	
34	0,30	1,03	0,13	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,80	1,08	К И ИЗ
	0,76	0,22	0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,36	
	0,60	0,53	0,63	0,72	0,67	0,82	0,74	0,90	0,86	1,00	
42	0,30	1,30	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	2,33	К И ИЗ
	0,75	0,21	0,92	0,32	1,02	0,36	1,08	0,38	1,24	0,31	
	0,63	0,67	0,68	0,88	0,68	0,94	0,76	1,03	0,88	1,00	
50	0,30	1,43	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	К И ИЗ
	0,58	—0,16	0,97	0,31	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	
	0,63	0,77	0,66	1,02	0,70	1,11	0,76	1,17	0,91	1,26	
65	0,30	1,69	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	К И ИЗ
	0,55	—0,35	0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	
	0,64	1,00	0,67	1,22	0,71	1,35	0,76	1,44	0,88	1,56	
80	0,30	1,96	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	К И ИЗ
	0,54	—0,54	0,73	—0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	
	0,65	1,18	0,67	1,36	0,71	1,61	0,76	1,73	0,87	1,85	
100	0,30	2,90	0,36	2,32	0,52	2,31	0,65	2,19	0,80	2,26	К И ИЗ
	0,53	—0,76	0,71	0,22	1,00	0,28	1,12	0,22	1,14	0,08	
	0,65	1,42	0,66	1,70	0,71	1,90	0,76	1,98	0,86	2,12	
125	—	—	—	—	—	—	0,75	2,43	0,83	2,47	К И ИЗ
	—	—	—	—	—	—	1,11	0,21	1,12	0,07	
	—	—	—	—	—	—	0,76	2,38	0,86	2,40	

**Соотношение между элементами и параметрами  
внешнего зацепления прямозубых колес и передачи со смещением**

Наименование элемента или параметра	Обозначение	Формула
Модуль . . . . .	$m$	Выбирается по ГОСТ 9563—70
Делительный окружной шаг . . . . .	$p$	$p = \pi m$
Коэффициент смещения . . . . .	$x$	Выбирается по ГОСТ 16532—70 или табл. 1.3
Коэффициент суммы смещений . . . . .	$x_{\Sigma}$	$x_{\Sigma} = x_1 + x_2; x_{\Sigma} = y + \Delta y$ $x_{\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2) (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha}$
Коэффициент воспринимаемого смещения . . . . .	$y$	$y = \frac{a_w - a}{m}$
Коэффициент уравнивающего смещения . . . . .	$\Delta y$	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$
Высота головки зуба . . . . .	$h_a$	$h_a = m (1 + x - \Delta y)$
Высота ножки зуба . . . . .	$h_f$	$h_f = m (1,25 - x)$
Высота зуба . . . . .	$h$	$h = h_a + h_f = m (2,25 - \Delta y)$
Радиальный зазор . . . . .	$c$	$c = 0,25m$
Делительная окружная толщина зуба	$s$	$s = m (1,57 + 0,728x)$
Угол профиля . . . . .	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
Угол зацепления . . . . .	$\alpha_w$	$\alpha_w = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m \cos \alpha}{2a_w}$
Шаг зацепления . . . . .	$p_a$	$p_a = \pi m \cos \alpha$
Число зубьев . . . . .	$z$	выбирается конструктивно
Передаточное число . . . . .	$u$	$u = z_2 / z_1$
Делительный диаметр . . . . .	$d$	$d = mz$
Начальный диаметр . . . . .	$d_{w1}$	$d_{w1} = 2a_w / u + 1$
	$d_{w2}$	$d_{w2} = 2a_w - d_{w1}$
Основной диаметр . . . . .	$d_b$	$d_b = d \cos \alpha$
Диаметр вершины зубьев . . . . .	$d_a$	$d_a = m (z + 2 + 2x - 2\Delta y)$

Таблица 1.4 (продолжение)

Наименование элемента или параметра	Обозначение	Формула
Диаметр впадин . . . . .	$d_f$	$d_f = m(z - 2,5 + 2x)$
Постоянная хорда зуба . . . . .	$\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = m(1,387 + 0,6428x)$
Высота до постоянной хорды зуба . . . . .	$\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = h_a - (0,2524 + 0,117x)m$
Межосевое расстояние . . . . .	$a_w$	$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ $a_w = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} + y \right)$
Делительное межосевое расстояние . . . . .	$a$	$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$

Примечание: для передачи равносмещенной ( $x_\Sigma = 0$ ) получаем  $a_w = a$ ,  $\alpha_w = \alpha$ ;  $y = 0$ ;  $\Delta u = 0$ .

типа передачи со смещением и коэффициентов смещения можно пользоваться данными, приведенными в табл. 1.3.

В этой таблице даны рекомендуемые наибольшие коэффициенты смещения  $x_1$  и  $x_2$  для прямозубых передач из условий наибольшего повышения: контактной прочности зубьев; прочности на изгиб, износостойкости и сопротивления заеданию зубьев; кроме того, значения  $x_1$  и  $x_2$ . Таблице удовлетворяют условия зацепления по заострению зубьев и наименьшего допустимого коэффициента перекрытия.

Основные элементы и параметры внешнего зацепления прямозубых колес и передач со смещением определяются по соотношениям, приведенным в табл. 1.4. В случае проектирования передач со стандартным межосевым расстоянием  $a_w$  коэффициент суммы смещений  $x_\Sigma$  определяется по заданному значению  $a_w$ .

Вследствие противоречивости и многообразия учитываемых факторов задачу о распределении коэффициентов смещения приходится решать трудоемким методом последовательных приближений, затрачивая много времени на повторные расчеты и проверки качества зацепления по прочностным и геометрическим показателям и не получая в то же время уверенности в том, что принятый вариант является оптимальным.

Обоснованное и однозначное решение задачи о выборе наиболее рациональных для каждого конкретного случая коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$  может быть осуществлено с помощью так называемых блокирующих контуров.

Идея этого метода была предложена М. Б. Громаном и получила практическое воплощение в результате трудов Т. П. Болотовской, И. А. Болотовского и В. Э. Смирнова [2, 3].

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными параметрами цилиндрических зубчатых передач являются: межосевое расстояние, модуль (расчетный), ширина венца зубчатого колеса, передаточное число, числа зубьев шестерни и колеса, а у косозубых и шевронных передач также и угол наклона линии зуба на делительном цилиндре. Унификация и рациональный выбор этих основных параметров имеют большое значение в экономике машиностроения для снижения веса и размеров машин и сокращения стоимости их производства. В связи с этим большинство параметров зубчатых редукторов стандартизированы.

Ниже приводятся основные параметры из ГОСТ 2185—66, а также даны некоторые рекомендации по выбору или расчету других параметров, не регламентированных стандартом.

**Межосевое расстояние**  $a_w$  является одним из важнейших параметров, определяющих нагрузочную способность зубчатой передачи. Оно почти однозначно определяет габаритные размеры и вес редуктора, а также его стоимость.

В проектных расчетах межосевое расстояние редуктора вычисляется из условия контактной выносливости зубьев по заданным исходным данным: крутящему моменту и передаточному числу (см. гл. V).

Величина расчетного межосевого расстояния редуктора округляется до ближайшего стандартного значения, указанного в табл. 2.1.

**Передаточное число**  $u$ , являющееся частным случаем передаточного отношения, может быть выражено следующим отношением:

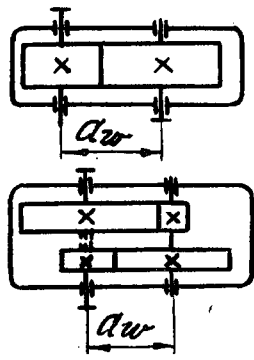
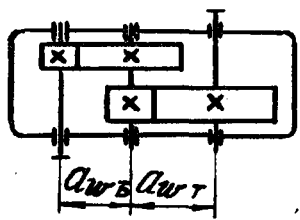
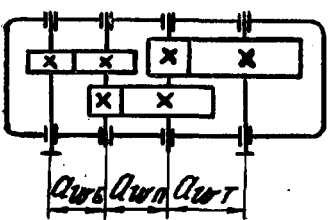
$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{T_2}{T_1 \eta}, \quad (2.1)$$

где, кроме ранее принятых обозначений,  $n_1$  и  $n_2$  — частота вращения;  $T_1$  и  $T_2$  — крутящие моменты, передаваемые соответственно шестерней и колесом;  $\eta$  — КПД одной ступени зубчатой передачи.

Для одной ступени закрытых цилиндрических передач 7—8 степени точности изготовления с опорами валов на подшипниках качения при номинальной нагрузке принимают  $\eta = 0,97 \div 0,98$ ; для открытых передач с теми же условиями —  $\eta = 0,95 \div 0,96$ .

Теоретически посредством одной сопряженной зубчатой пары можно получить передаточное число  $u = \infty$  (речная передача). Практически в одной паре цилиндрических зубчатых колес можно осуществить передаточное число, равное нескольким десяткам. Однако

## Межосевые расстояния зубчатых редукторов

Типы редукторов	Межосевые расстояния, мм						
<p data-bbox="10 207 414 263">Одноступенчатые и двухступенчатые соосные</p> 	$a_w$	40	50	63	80	100	125
		140	180	200	225	250	280
		315	355	400	450	500	560
		630	710	800	900	1000	1120
		1250	1400	1600	1800	2000	2240
<p data-bbox="10 734 414 774">Двухступенчатые несоосные</p> 	$a_{wб}$	80	100	125	140	160	180
	$a_{wт}$	125	160	200	225	250	280
	$a_{wб}$	200	225	250	280	315	355
	$a_{wт}$	315	355	400	450	500	560
	$a_{wб}$	400	450	500	560	630	710
	$a_{wт}$	630	710	800	900	1000	1120
<p data-bbox="10 1069 414 1109">Трехступенчатые несоосные</p> 	$a_{wб}$	80	100	125	140	160	180
	$a_{wп}$	125	160	200	225	250	280
	$a_{wт}$	200	250	315	355	400	450
	$a_{wб}$	200	225	250	280	315	400
	$a_{wп}$	315	355	400	450	500	630
	$a_{wт}$	500	560	630	710	800	1000

Примечание:  $a_{wб}$  — межосевое расстояние быстроходной ступени;  $a_{wп}$  — межосевое расстояние промежуточной ступени;  $a_{wт}$  — межосевое расстояние тихоходной ступени.

передачи с большими передаточными числами целесообразны только в специальных случаях, когда зубчатые передачи являются отдельным монтажным узлом, например, в механизмах поворота платформы кранов и экскаваторов, в механизмах вращения различного назначения барабанов и др.

Большие размеры зубчатого колеса в этих случаях не оказывают влияния на габаритные размеры и вес машины. В закрытых передачах (редукторах) величину передаточного числа одной зубчатой пары нерационально принимать больше 8—10. Номинальные передаточные числа зубчатых передач редукторов должны соответствовать указанным в табл. 2.2 по ГОСТ 2185—66.

Таблица 2.2

Номинальные передаточные числа одной ступени редуктора

$u$	1,0	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,24	2,5	2,8	3,15
	3,55	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1	8,0	9,0	10	11,2

Примечания: 1. Фактические значения передаточных чисел  $u_f$  не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5% при  $u < 4,5$  и на 4% при  $u > 4,5$ .

2. Большие передаточные числа получаются умножением указанных в таблице величин на 10.

При больших значениях передаточного числа одноступенчатые редукторы невыгодны по весу и габаритам, для уменьшения которых целесообразнее вместо одноступенчатой передачи применять последовательное соединение нескольких ступеней, т. е. применять так называемую двух-, трех- или многоступенчатую передачу.

Если сравнить два редуктора с одинаковым передаточным числом  $u > 8$ , рассчитанных на одинаковую нагрузку, то одноступенчатый редуктор получится больше двухступенчатого (рис. 2.1).

При выборе числа ступеней редуктора можно руководствоваться следующими ориентировочными данными. Редукторы с  $u < 8$  выполняются одноступенчатыми, с  $u = 8 \div 50$  — двухступенчатыми, с  $u > 50$  — трех- или многоступенчатыми. Более трех ступеней в редукторе обычно не делают. При необходимости получить большее передаточное число применяют последовательное соединение нескольких редукторов или другие виды редукторов, например, планетарные, червячные или спироидные.

Рекомендуемые общие номинальные передаточные числа для двух- и трехступенчатых редукторов общего назначения приводятся в табл. 2.3 (приложение ГОСТ 2185—66).

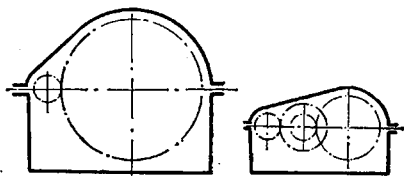


Рис. 2.1. Схема одно- и двухступенчатого редукторов с одинаковым передаточным числом.

Распределение общего передаточного числа между отдельными ступенями оказывает существенное влияние на вес, габаритные размеры и конструктивные особенности редуктора. Поэтому передаточные числа отдельных ступеней назначаются в зависимости от условий, принятых при проектировании редуктора. Например, можно осуществлять такое распределение общего передаточного числа, при котором обеспечивается наименьшее общее межосевое расстояние, или наименьший вес зубчатых колес, или одинаковое погружение зубчатых колес горизонтального редуктора в масляную ванну.

Таблица 2.3.

Номинальные значения общих передаточных чисел двух и трехступенчатых редукторов

Типы редукторов	Общие передаточные числа							
	6,3	7,1	8,0	9,0	10	11,2	12,5	14
Двухступенчатые	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
	40	45	50	56	63	—	—	—
	31,5	35,5	40	45	50	56	63	71
Трехступенчатые	80	90	100	112	125	140	160	180
	200	224	250	280	315	355	400	—

Примечание: фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 4%.

Осуществляемое в каждом из этих случаев распределение передаточного числа, естественно, имеет свои достоинства и недостатки. Распределение общего передаточного числа для двух- и трехступенчатых несоосных редукторов, рекомендуемое в табл. 2.4 и 2.5, произведено таким образом, чтобы обеспечивалось наилучшее использование контактной прочности зубьев зубчатых колес отдельных ступеней, минимальный вес и габариты редукторов.

В двухступенчатых соосных редукторах (табл. 2.6) распределение передаточного числа по ступеням произведено из условия обеспечения примерно одинакового погружения колес обеих ступеней в общую масляную ванну. Лучшее использование контактной прочности зубьев зубчатых колес быстроходной ступени в редукторах этого типа достигается соответствующим подбором ширины венца зубчатого колеса.

Модуль (расчетный)  $m$  по величине для редукторных и открытого типа зубчатых передач должен соответствовать ГОСТ 9563—60 (см. табл. 1.1). При ориентировочной оценке величины модуля  $m$  можно использовать зависимость:

$$m = (0,01 \div 0,02) a_w. \quad (2.2)$$

Распределение общих передаточных чисел  
двухступенчатых несоосных редукторов по отдельным ступеням

Номинальные передаточные числа			Фактические передаточные числа $u_{\Phi} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}}$
редуктора $u$	быстроходной ступени $u_{\text{б}}$	тихоходной ступени $u_{\text{т}}$	
6,3	2	3,15	6,3
7,1	2	3,55	7,1
8	2	4	8
9	2,24		8,96
10	2,5		10,0
11,2	2,8		11,2
12,5	3,15		12,6
14	3,15		4,5
16	3,55	15,97	
18	4	18,0	
20	4,5	20,25	
22,4	4,5	5	22,5
25	5		25
28	5,6		28,0
31,5	6,3		31,5
35,5	6,3	5,6	35,28
40	7,1		39,76
45	8		44,8
50	9		50,4

Величина  $m$  согласуется со стандартом. Для силовых передач рекомендуется принимать  $m \geq 2$ .

Для окончательного выбора величины модуля необходимо проверить его по условию выносливости зубьев при изгибе:  $\sigma_F \leq \sigma_{Fp}$ . Если расчетное значение напряжения изгиба  $\sigma_F$  превышает допускаемое  $\sigma_{Fp}$  ( $\sigma_F > \sigma_{Fp}$ ), то необходимо модуль увеличить или принимают зубчатые колеса со смещением. Заметим, что при проверке можно получить  $\sigma_F \ll \sigma_{Fp}$  и это не является противоречивым или недопустимым фактом, а является следствием того, что в данной



**Распределение общих передаточных чисел  
трехступенчатых редукторов по отдельным ступеням**

Номинальные передаточные числа				Фактические передаточные числа $u_{\phi} = u_{\phi} u_{\Pi} u_{T}$
редуктора $u$	быстроходной ступени $u_{\phi}$	промежуточной ступени $u_{\Pi}$	тихоходной ступени $u_{T}$	
31,5	2	4	4	32
35,5			4,5	36
40			5	40
45	2,24			44,8
50	2,5			50,0
56	2,8			56,0
63	3,15			63,0
71	3,15			70,87
80	3,55			79,87
90	4		90,00	
100	4,5	101,25		
112	5	112,5		
125	5	5	5,6	126,0
140	5			140,0
160	5,6			156,8
180	6,3			176,4
200	6,3			197,57
224	6,3	5,6	6,3	222,26
250	7,1			250,49
280	7,1			281,80
315	8	6,3	6,3	317,52
355	8			357,84
400	9	7,1		402,57

передаче решающее значение имеет не прочность зубьев на изгиб, а их контактная выносливость.

**Ширина венца зубчатого колеса  $b$**  численно выражается через межосевое расстояние передачи  $a_w$  эмпирической зависимостью

$$b = \psi_{ba} a_w,$$

где  $\psi_{ba}$  — коэффициент ширины венца зубчатого колеса по межосевому расстоянию регламентирован ГОСТ 2185—66 и должен соответствовать: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25.

При выборе значений коэффициента  $\psi_{ba}$  учитывается тип и степень точности передачи, характер нагрузки, жесткость опор, рас-

Распределение общих передаточных чисел  
двухступенчатых соосных редукторов по отдельным ступеням

Номинальные передаточные числа			Фактические передаточные числа $u_{\Phi} = u_6 u_7$
редуктора $u$	быстроходной ступени $u_6$	тихоходной ступени $u_7$	
6,3	2,5	2,5	6,25
7,1	2,5	2,8	7,00
8,0	2,5	3,15	7,87
9,0	2,8		8,82
10	3,15		9,92
11,2	2,8	4	11,2
12,5	3,15		12,6
14	3,55		14,2
16	4		16,0
18	4	4,5	18,0
20	4,5		20,25
22,4	4,5	5	22,5
25	5		25,0
28	5	5,6	28,0
31,5	5	6,3	31,5
35,5	5,6		35,28
40	6,3		39,69
45	6,3	7,1	44,73
50	7,1		50,41

положение колес относительно опор и схема редуктора. Из значений  $\psi_{ba}$ , указанных выше, рекомендуется принимать для редукторов общего назначения с прямозубыми и косозубыми колесами  $\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,5$  (большие значения — для передач с более высокой степенью точности). Значения  $\psi_{ba} > 0,5$  рекомендуются для редукторов с шевронными колесами, а  $\psi_{ba} < 0,3$  — для редукторов с раздвоенными ступенями (рис. 2.2). Численные значения ширины венца зубчатых колес округляются до ближайшего числа из ряда  $R_a 20$  по ГОСТ 6636—69.

Ширина канавки для выхода режущего инструмента в шевронных зубчатых колесах включается в величину  $b$ . При различной ширине шестерни и колеса значение  $\Psi_{ba}$  относится к более узкому из них. При расчете передач открытого типа ширина венца зубчатого колеса выражается через модуль  $m$ :

$$b = \Psi_{bm} m,$$

где  $\Psi_{bt}$  — коэффициент ширины венца зубчатого колеса по модулю в этом случае принимаем равным 10 ÷ 12.

Угол наклона линии зуба  $\beta$  не регламентируется. В большинстве конструкций косозубых передач принимается  $\beta = 8 \div 15^\circ$ . При таких значениях углов  $\beta$  у косозубых колес обеспечивается достаточная плавность работы передачи при сравнительно небольшом осевом усилии, при котором оказывается возможным применять радиаль-

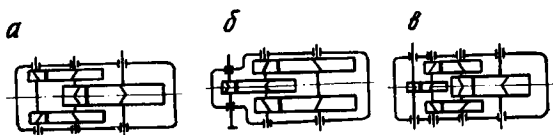


Рис. 2.2. Схемы редукторов с раздвоенными ступенями:

а — раздвоенная быстроходная ступень; б — раздвоенная тихоходная ступень; в — раздвоенная промежуточная ступень.

ные подшипники. В шевронных зубчатых колесах ограничение по осевому усилию отпадает, поэтому угол наклона линии зуба принимается  $\beta = 25 \div 40^\circ$ , т. е. значительно больше, чем в косозубых.

Для обеспечения стандартных значений межосевых расстояний  $a_w$  и нормальных модулей  $m_n$ , точные значения угла  $\beta$  следует определять по формуле:

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a_w}. \quad (2.3)$$

Числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  удобно выбирать через их суммарное значение  $z_\Sigma = z_1 + z_2$ . При выборе  $z_\Sigma$  надо иметь в виду, что с увеличением  $z_\Sigma$  при заданном значении межосевого расстояния  $a_w$  уменьшается вес зубчатой передачи, динамические нагрузки при неустановившемся движении и потери от трения в зацеплении; вместе с тем снижается изгибная прочность зубьев.

Существенное изменение веса зубчатой передачи и динамических нагрузок при различных значениях  $z_\Sigma$  объясняется тем, что толщина венца колеса находится в прямой зависимости от величины модуля, который, в свою очередь, при заданном значении  $a_w$  определяет  $z_\Sigma$ .

С увеличением потерь от трения в зацеплении не только снижается КПД зубчатой передачи, но, вследствие выделения большого количества тепла, происходит разжижение смазки и выжимание ее из зацепления. В результате снижается износостойкость передачи и появляется склонность к особому виду разрушения зубьев, которое называется *заеданием* (см. гл. IV). Поэтому в современных передачах, особенно работающих с высокими скоростями, преимущественно применяют колеса с большими значениями  $z_\Sigma$ .

При расчете зубчатой передачи  $z_\Sigma$  выбирается методом последовательных приближений. Начинают этот выбор с наименьшей вели-

## Рекомендуемые параметры для редукторов с прямыми зубьями

m, мм	$a_w$ , мм									
	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315
	$z_{\Sigma}$									
1,5	133	166	187	213						
2	100*	125*	140*	160*	180*	200*				
2,5		100*	112*	128*	144*	160*	180*	200*		
3				107	120*	133	150*	166	187	210*
3,5					103	114	129	142	160*	180*
4						100*	112	125*	140*	157
4,5							100*	111	124	140*
5								100*	112*	126*
6										105*

m, мм	$a_w$ , мм									
	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000
	$z_{\Sigma}$									
3,5	203									
4	177	200*							450*	500*
4,5	157	177	200*							
5	142*	160*	180*	200*	224*	252*	284*		360*	400*
6	118	133	150*	166	187	210*	237		300	333
7	101	114	128	142	160*	180*	203		257	285
8		100*	112	125*	140*	157	177	200*	225*	250*
9			100*	111	124	140*	157	177	200*	222
10				100*	112*	126*	142*	160*	180*	200*
12						105*	118	133	150*	166
14							101	114	128	142
16								100*	112	125*
18									100*	111
20										100*

Примечание. Суммы чисел зубьев  $z_{\Sigma}$ , отмеченные знаком \*, принимаются для передач без смещения или с суммарным смещением, равным нулю ( $x_{\Sigma} = 0$ ); не отмеченные знаком \* суммы чисел зубьев приемлемы для передач с минимально необходимым суммарным положительным смещением ( $x_{\Sigma} > 0$ ). При необходимости применения передач со смещением, не равным нулю по другим условиям (повышения изгибной и контактной прочности и др.) табличные значения  $z_{\Sigma}$  принимаются как ориентировочные величины и уточняются в пределах нескольких единиц соответствующим геометрическим расчетом (см. гл. I).

чины  $z_{\Sigma}$  из условия минимального числа зубьев шестерни, свободного от подрезания:  $z_1 \geq z_{\min} = 14 + 17$ . Затем, после проверочного расчета зубьев на выносливость при изгибе, если  $\sigma_{\Sigma} \ll \sigma_{Fp}$ , значение  $z_{\Sigma}$  можно увеличить с целью повышения качества зацепления и передачи в целом.

## Рекомендуемые параметры для редукторов с косозубыми колесами

$m_n$ , мм	$z_{\Sigma}$	$\beta$	$z_{\Sigma}$	$\beta$	$z_{\Sigma}$	$\beta$	$z_{\Sigma}$	$\beta$
	$a_w$ , мм							
	100		125		140		160	
1,5	132	8° 06' 35"	165	8° 06' 35"	184	9° 41' 47"	210	10° 08' 30"
2	99	8° 06' 35"	123	10° 15' 47"	138	9° 41' 47"	158	9° 04' 07"
2,5			99	8° 06' 35"	110	10° 50' 39"	126	10° 08' 30"
3							105	10° 08' 30"
	180		200		225		250	
2	178	8° 32' 57"	198	8° 06' 35"				
2,5	142	9° 33' 37"	158	9° 04' 07"	178	8° 32' 57"	198	8° 06' 35"
3	118	10° 28' 31"	132	8° 06' 35"	148	9° 22' 00"	165	8° 06' 35"
3,5	101	10° 54' 16"	113	8° 36' 09"	127	8° 58' 02"	141	9° 14' 55"
4			99	8° 06' 35"	111	9° 22' 00"	123	10° 15' 47"
4,5					99	8° 06' 35"	110	8° 06' 35"
5							99	8° 06' 35"
	280		315		355		400	
3	184	9° 41' 47"	207	9° 41' 47"	234	8° 36' 33"	264	8° 06' 35"
3,5	158	9° 04' 07"	178	8° 32' 57"	200	9° 37' 40"	226	8° 36' 09"
4	138	9° 41' 47"	155	10° 13' 20"	175	9° 37' 40"	198	8° 06' 35"
4,5	123	8° 44' 17"	138	9° 41' 47"	156	8° 36' 33"	176	8° 06' 35"
5	110	10° 50' 39"	124	10° 13' 20"	140	9° 37' 40"	158	9° 04' 07"
6			103	11° 12' 03"	117	8° 36' 33"	132	8° 06' 35"
7					100	9° 37' 40"	113	8° 36' 09"
8							99	8° 06' 35"
	450		500		560		630	
3	297	8° 06' 35"						
3,5	254	8° 58' 02"	282	9° 14' 55"				
4	222	9° 22' 00"	247	8° 53' 06"	277	8° 23' 41"		
4,5	198	8° 06' 35"	220	8° 06' 35"	246	8° 44' 17"	277	8° 23' 41"
5	178	8° 32' 57"	198	8° 06' 35"	221	9° 23' 16"	249	8° 50' 59"
6	148	9° 22' 00"	165	8° 06' 35"	184	9° 41' 47"	207	9° 41' 47"
7	127	8° 58' 02"	141	9° 14' 55"	158	9° 04' 07"	178	8° 32' 57"
8	111	9° 22' 00"	123	10° 15' 47"	138	9° 41' 47"	155	10° 13' 20"
9	99	8° 06' 35"	110	8° 06' 35"	123	8° 44' 17"	138	9° 41' 47"
10			99	8° 06' 35"	110	10° 50' 39"	124	10° 13' 20"
12							103	11° 12' 03"
	710		800		900		1000	
5	280	9° 37' 40"	316	9° 04' 07"				
6	234	8° 36' 33"	264	8° 06' 35"	297	8° 06' 35"		
7	200	9° 37' 40"	226	8° 36' 09"	254	8° 58' 02"	282	9° 14' 55"
8	175	9° 37' 40"	198	8° 06' 35"	222	9° 22' 00"	247	8° 53' 06"
9	156	8° 36' 33"	176	8° 06' 35"	198	8° 06' 35"	220	8° 06' 35"
10	140	9° 37' 40"	158	9° 04' 07"	178	8° 32' 57"	198	8° 06' 35"
12	117	8° 36' 33"	132	8° 06' 35"	148	9° 22' 00"	165	8° 06' 35"
14	100	9° 37' 40"	113	8° 36' 09"	127	8° 58' 02"	141	9° 14' 55"
16			99	8° 06' 35"	111	9° 22' 00"	123	10° 15' 47"
18					99	8° 06' 35"	110	8° 06' 35"
20							99	8° 06' 35"

Наименьшие значения  $z_{\Sigma}$  обычно принимают порядка 100 + 150. Тогда при допустимом еще числе зубьев шестерни  $z_1 = 14 + 17$  и соответствующем числе зубьев колеса  $z_2$  получается достаточно большое, из числа рекомендуемых, передаточное число одной ступени редуктора

$$u = z_2/z_1 = 8 \div 10.$$

По известной сумме числа зубьев  $z_{\Sigma}$  и передаточному числу ступени  $u$  числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  определяются следующим образом:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1}; \quad z_2 = z_{\Sigma} - z_1. \quad (2.4)$$

Рассмотренные выше параметры  $a_w$ ,  $m$ ,  $m_n z_{\Sigma}$ ,  $\beta$  связаны между собой зависимостями, которые имеют вид:

для прямозубых колес

$$a_w = m z_{\Sigma} / 2,$$

для косозубых и шевронных колес

$$a_w = m_n z_{\Sigma} / 2 \cos \beta.$$

Из этих зависимостей следует, что для обеспечения стандартных значений межосевых расстояний и модулей (ГОСТ 2185—66) необходимо соответствующим образом подбирать сумму чисел зубьев  $z_{\Sigma}$  и сочетания их с дробными значениями углов наклона линии зуба  $\beta$ . Для упрощения выбора этих взаимосвязанных параметров в табл. 2.7, 2.8 приводятся рекомендуемые сочетания значений  $a_w$ ,  $m$ ,  $z_{\Sigma}$  для прямозубых колес и сочетания значений  $a_w$ ,  $m_n z_{\Sigma}$  и  $\beta$  для косозубых колес.

В табл. 2.8 даны рекомендуемые параметры редукторов с косозубыми колесами, для которых коэффициент ширины венца зубчатого колеса по межосевому расстоянию  $\psi_{ba} \geq 0,4$ . Эти сочетания параметров могут быть использованы и при  $\psi_{ba} < 0,4$ , но с проверкой соблюдения условия:

$$\psi_{ba} \geq 5/z_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta,$$

так как при несоблюдении этого условия резко уменьшается коэффициент перекрытия и преимущества косозубых колес по сравнению с прямозубыми исчезают.

## Глава третья

### МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

При выборе материала для зубчатых колес необходимо учитывать специфические особенности проектируемой передачи, ее назначение, условия эксплуатации и возможную технологию изготовления.

*Выбранный материал должен быть экономически выгодным, он должен обеспечивать при минимальных затратах на изготовление зубчатых колес, их минимальном весе и размерах достаточно высокую нагрузочную способность и износостойкость передачи.*

Важнейшей мерой снижения веса, размеров зубчатых передач и увеличения их нагрузочной способности является повышение контактной и изгибной прочности зубьев. Контактная прочность пропорциональна твердости рабочих поверхностей зубьев, а изгибная — величине предела прочности их сердцевины [4].

Наибольшая твердость рабочих поверхностей зубьев и наиболее высокие механические свойства сердцевины достигаются применением термически, термохимически и термомеханически обработанных сталей. Поэтому сталь является основным материалом для изготовления зубчатых колес в современных передачах.

Применение чугунных колес вследствие невысокой нагрузочной способности возможно в тихоходных, неотвественных передачах. Колеса из неметаллических материалов находят применение главным образом в приборостроении.

Наибольшее распространение для изготовления стальных зубчатых колес получили качественные углеродистые стали по ГОСТ 1050—74 и легированные стали по ГОСТ 4543—71 с дешевыми легирующими присадками (кремний, марганец и др.). Стали с дорогими легирующими присадками такими, как вольфрам, молибден и др., предусмотренные этим же стандартом, используются только в самых ответственных случаях. Углеродистые стали обыкновенного качества по ГОСТ 380—71 в настоящее время применяются редко, для неотвественных передач и только в термически не обработанном, «сыром» виде. Кованые углеродистые и легированные стали марок типа 40, 45, 50Г, 40Х, 40ХН, 12ХНЗА, 20ХНЗА и другие, применяются для зубчатых колес сравнительно небольшого диаметра ( $d \leq 500$  мм). При больших диаметрах применение кованых или штампованных зубчатых колес экономически нецелесообразно. Поэтому для крупногабаритных колес (при  $d > 500$  мм) применяют отливки из стали марок 50Л, 55Л, 40ХЛ, 40ХНЛ по

ГОСТ 977—65 и других или выполняют колеса из чугуна с кованным стальным бандажом.

При поверхностной твердости зубьев  $HV \leq 350$  рекомендуется назначать такие сочетания марок сталей и такую термическую и термохимическую обработку, чтобы поверхностная твердость зубьев шестерни превышала поверхностную твердость зубьев колеса на 25—70 HV. В этом случае обеспечивается хорошая приработка зубьев шестерни и колеса и почти одинаковая стойкость рабочих поверхностей зубьев. При  $HV > 350$  зубчатые колеса либо выполняют с менее значительным перепадом твердости (порядка 25—30 HV), либо поверхностную твердость зубьев шестерни и колеса принимают одинаковой.

В связи с особенностями технологии изготовления *стальные зубчатые колеса можно разделить на две группы:*

- 1) зубчатые колеса, нарезаемые после окончательной термообработки;
- 2) зубчатые колеса, нарезаемые до окончательной термообработки.

Поверхностная твердость зубьев колес *первой группы*  $HV \leq 350$ . Зубья при такой твердости материала нарезаются обычными способами. Поэтому окончательная термическая обработка колес, осуществляемая до нарезания зубьев, не вносит искажения в размеры зацепления. Но такие предельные значения твердости, как  $HV = 320 \dots 350$ , назначаются только для малогабаритных зубчатых колес с  $d \leq 300$  мм, т. е., как правило, для шестерен, поскольку нарезание крупных колес из материала с такой твердостью связано со значительной затратой времени и возникновением больших погрешностей в зацеплении из-за затупления инструмента в процессе нарезания. Часто встречающиеся в практике значения твердости зубчатых колес рассматриваемой группы HV-200—280. Указанные значения твердости достигаются с помощью *улучшения* (закалки с высоким отпуском) или *нормализации* (нагревания с охлаждением на воздухе) при использовании сталей с содержанием углерода 0,3—0,5% (например, качественные углеродистые стали марок 40, 45, 50, 55, 50Г по ГОСТ 1050—74 и легированные — марок 35X, 40X, 45X, 40XH, 35XMA, 30XH3M и др.).

Поверхностная твердость зубьев колес *второй группы*  $HV > 350$ . Нарезание зубьев из материала с такой твердостью обычными способами невозможно, и поэтому окончательная термическая обработка зубьев производится после чистового нарезания. Искажение формы зубьев, которое возникает в результате термической обработки, исправляется шлифованием или обкаткой с применением специальных паст.

**Объемная закалка** — наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной закалки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,35—0,5% (стали 45, 40X, 40XH и т. д.). Твердость на поверхности зуба 45—55 HRC.



Недостатками объемной закалки являются коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; понижение изгибной прочности при ударных нагрузках. В настоящее время объемную закалку во многих случаях заменяют поверхностными термическими и термохимическими видами обработки, которые обеспечивают высокую поверхностную твердость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

**Цементация** (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) является длительным и дорогим процессом. Однако она обеспечивает очень высокую твердость (58—63 HRC). При закалке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые стали простые (например, сталь 15 и 20) и легированные (например, 20X, 12ХНЗА и др.). Легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины зубьев и этим предохраняют продавливание хрупкого поверхностного слоя при перегрузках. Глубина цементации около 0,1—0,15 от толщины зуба, но не более 1,5—2 мм.

При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в зубчатых колесах, где их масса и габариты оказывают решающее влияние на технико-экономические и эксплуатационные показатели машины (авиация, наземный транспорт и т. д.).

**Поверхностная закалка** токами высокой частоты (т. в. ч.) или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает поверхностную твердость 48—54 HRC и применима для сравнительно крупных зубьев ( $m > 5$  мм). В мелко модульных колесах возникает опасность сквозного прокаливания зубьев, что вызывает повышенную хрупкость зубьев и их коробление. Однако при относительно тонком поверхностном закаливании искажение формы зубьев от коробления незначительно.

Между тем без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка т. в. ч. требует применения специального оборудования и строгого соблюдения режимов термообработки. Стоимость обработки т. в. ч. значительно возрастает с увеличением размеров колес. Поэтому большие колеса чаще закалывают с нагревом ацетиленовым пламенем. Для поверхностной закалки используют стали 40X, 40ХН, 45 и др.

**Азотирование** (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем при цементации, малая толщина твердого слоя (около 0,1—0,6 мм) делает зубья чувствительными к перегрузкам и непригодными в условиях повышенного абразивного износа. Коробление при азотировании сравнительно невелико. Поэтому такой вид термообработки целесообразно применять в тех условиях, когда возникают трудности при шлифовании зубьев (например, колеса с внутренним зацеплением). Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь, например, 38ХВФЮА, 38ХЮА и др. Заготовку зубчатого колеса, предназна-

ченного для азотирования, подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины. Наряду с азотированием в качестве поверхностной термохимической обработки широко применяют также нитроцементацию и цианирование.

Как уже было отмечено, высокая твердость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвердых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробеструйного наклепа, накатки и других механических методов упрочнения.

Из всех рассмотренных видов термической и термохимической обработки для крупногабаритных литых колес обычно применяется только нормализация с высоким отпускком для снятия температурных напряжений.

Вследствие неравномерной скорости охлаждения в различных сечениях обода (вблизи спиц и между спицами) и в связи с этим вследствие неравномерной закалки, коробления и высоких температурных напряжений другие виды термической и термохимической обработки для крупногабаритных литых колес, как правило, не применяются.

Для повышения несущей способности крупногабаритных литых колес путем применения высокопрочных марок стали и соответствующих видов термохимической и термомеханической обработки литые колеса снабжаются коваными бандажами [4]

**Чугунные зубчатые колеса** изготавливаются из серого чугуна марок СЧ 28—48, СЧ 35—56 ГОСТ 1412—70, МСЧ 32—52, МСЧ 35—56 (ГОСТ 2611—70) и др.

Из неметаллических материалов для изготовления зубчатых колес находит применение главным образом *текстолит, лигнофоль* и др. В последнее время из неметаллических материалов для зубчатых колес получают распространение особо прочные виды *пластмасс, нейлон* и др. В силовых передачах из неметаллических материалов изготавливаются обычно только шестерни, работающие в паре с чугунными или стальными колесами с твердостью рабочих поверхностей зубьев  $HВ = 250—350$ .

Для удобства выбора материалов, применяемых при изготовлении зубчатых передач, приводится табл. 3.1, в которой указаны рекомендуемые сочетания материалов и их термическая обработка для шестерен и колес. В табл. 3.2 приводятся механические свойства этих материалов: поверхностная твердость  $HВ$ ,  $HRC$   $HV$  пределы прочности и текучести сердцевины зубьев  $\sigma_T$  и  $\sigma_B$ .

Тот или иной способ определения твердости по Бринелю  $HВ$ , Роквеллу  $HRC$ , или Виккерсу  $HV$ , указанный в табл. 3.2, связан с величиной определяемой твердости и толщиной поверхностного слоя. Приближенные соотношения между твердостями, выраженными в единицах  $HВ$ ,  $HRC$  и  $HV$  определяют из условия, что  $1 HRC \cong 10 HВ$ ,  $1 HV \cong 0,87$ . В табл. 3.2 механические свойства для некоторых марок стали указаны в зависимости от размеров сечений заготовки  $s$  зубчатого колеса. Изменение механических

Примеры сочетания материалов, применяемых для изготовления шестерен и колес зубчатых передач

Шестерня			Колесо			Область применения
Наименование групп стали и других материалов	Марка	Рекомендуемый способ термической обработки и твердость НВ, кгс/мм <sup>2</sup>	Наименование групп стали и других материалов	Марка	Рекомендуемый способ термической обработки и твердость НВ, кгс/мм <sup>2</sup>	
Углеродистая	45	Улучшение или нормализация; НВ < 350	Углеродистая	35	Кованые стали Ст. 5 и Ст. 6 без термической обработки; для других кованых сталей — улучшение или нормализация; для стального литья — нормализация; НВ < 350	Основные комбинации для передач большинства металлургических подъемно - транспортных машин и машин непрерывного транспорта
	50			35Л		
				Ст. 5		
				35		
				45Л		
55	Ст. 6					
	45					
50Г	55Л					
	Ст. 6					
	45					
	55Л					
	50					
Хромистая	35Х	55				
		40ГЛ				
	40Х	50				
		55				
		40ГЛ				

Шестерня			Колесо			Область применения
Наименование групп стали и других материалов	Марка	Рекомендуемый способ термической обработки и твердость НВ, кгс/мм <sup>2</sup>	Наименование групп стали и других материалов	Марка	Рекомендуемый способ термической обработки и твердость НВ, кгс/мм <sup>2</sup>	
Хромоникелевая	40ХН	Улучшение или нормализация; НВ < 350	Хромистая	35Х	Для кованых сталей — улучшение или нормализация; для стального литья — нормализация; НВ < 350	Основные комбинации для передач большинства металлургических и подъемно-транспортных машин и машин непрерывного транспорта
				40Х		
Хромокремне-марганцовая	30ХГС		Углеродистая	40ГЛ		
				Хромистая		
			40Х			
			Углеродистая	40ГЛ		
Углеродистая	45; 50	Закалка поверхностная т. в. ч. или ацетилено-кислородным пламенем; объемная закалка НВ > 350	Углеродистая	40ГЛ	Для кованой стали — поверхностная закалка; НВ < 350; для литой — нормализация; НВ < 350	То же, но с более высокими требованиями к снижению габаритов и веса передач
			Хромистоникелевая	40ХН		
Углеродистая	40ГЛ					
Хромистая	35Х		Хромоникелевая	40ХН	Закалка поверхностная т. в. ч. или ацетилено-кислородным пламенем; объемная закалка; НВ > 350	Основные комбинации быстроходных станочных передач, передач транспортных машин и др. при высоких требованиях к снижению габаритов и веса
				Углеродистая		
45						
50						
55						
Хромистая	35Х; 40Х	Хромистая	35Х			
			40Х			

Шестерня			Колесо			Область применения
Наименование групп стали и других материалов	Марка	Рекомендуемый способ термической обработки и твердость НВ, кгс/мм <sup>2</sup>	Наименование групп стали и других материалов	Марка	Рекомендуемый способ термической обработки и твердость НВ, кгс/мм <sup>2</sup>	
Хромистая	15Х; 20Х	Цементация и закалка; НВ > 350	Хромистая	15Х; 20Х	Цементация и закалка; НВ > 350	Основные комбинации быстроходных станочных передач, передач транспортных машин и др. при высоких требованиях к снижению габаритов и веса
Хромоникелевая Хромомарганцево-титановая	12ХНЗА; 20ХНЗА; 18ХГТ		Хромоникелевая Хромомарганцево-титановая	12ХНЗА; 20ХНЗА; 18ХГТ		
Углеродистая	40; 50Г и др.	Улучшение или нормализация; НВ < 350	Чугун	СЧ 35—56 СЧ 32—52		Неответственные тихоходные передачи стационарных машин при отсутствии высоких требований к снижению габаритов и веса
Чугун	СЧ 36—56	—		СЧ 32—52		
Текстолит, древесно-слоистые пластики и др.	ПТК; ПТ; ДСП	—	Углеродистая	40; 50Г и др.		Передачи, к работе которых предъявляются высокие требования в отношении бесшумности
			Чугун	СЧ 35—56 СЧ 32—52 и др.		

Примечание. В обозначении марок сталей первые цифры указывают содержание углерода в сотых долях процента; легирующие элементы Г — марганец, М — молибден, Н — никель, С — кремний, Т — титан, Х — хром, Ю — алюминий; цифры после буквы — процент содержания этого элемента, если оно превышает 1%. Обозначение высококачественных легированных сталей дополняется буквой А; стального литья — буквой Л в конце.

Механические свойства некоторых материалов, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка материала	ГОСТ	Заготовка, сечение $s$ , мм	Термическая или термохимическая обработка	Твердость, кгс/мм <sup>2</sup> HB, HRC, HV		Предел прочности $\sigma_B$ , кгс/мм <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_T$ , кгс/мм <sup>2</sup>
				на поверхности зуба	в сердцевине зуба		
Ст. 5	380—71	Поковка, 100—750	—	—	—	62—50	28—26
Ст. 6			—	—	—	72—60	31—30
30	1050—74	Поковка, 100—750	—	—	—	60—50	30
45			Нормализация	HB 217—167		70—60	35—30
		Поковка, 60—250	Улучшение	HB 236—180		85—65	45—35
50		Поковка, $\leq 30$	Закалка	HB 570—500		100	80
55		Поковка, 100—500	Нормализация	HB 229—180		62—58	32—29
50Г		Поковка, 80—300		HB 229—185		66—62	33—31
	HB 229—190		36—32				
35X	4543—71	Поковка, 60—200	HB 220—190		95—70	75—45	
40X	4543—71	Поковка 60—600	Нормализация	HB 230—200		100—70	80—45
		Поковка 120—250	Улучшение	HB 285—215		100—75	70—50
Поковка $\leq 60$		Азотирование	HV 550—500	HRC 26—30	100	80	
45 X		Поковка 100—500	Улучшение	HB 269—163		75—70	50—45
40XH		Поковка 100—300		HB $\geq 241$		80	58
		Поковка, $\leq 40$	Закалка	HRC 54—48		160	140
35XM	Поковка, 50—100	Улучшение	HB 269—241		90	80	

Марка материала	ГОСТ	Заготовка, сечение $s$ , мм	Термическая или термохимическая обработка	Твердость, кгс/мм <sup>2</sup> HB, HRC, HV		Предел прочности $\sigma_B$ , кгс/мм <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_T$ , кгс/мм <sup>2</sup>
				на поверхности зуба	в сердцевине зуба		
35ХМ	4543—71	Поковка, $\leq 40$	Закалка	HRC 53—45		160	140
40ХНМА		Поковка, 80—30	Улучшение	HB $> 217$		110—70	90—50
35ХГСА		Поковка, 40—150		HB 310—235		110—76	96—50
20Х		Поковка, $\leq 30$	Закалка	HRC 53—46		195—170	160—135
12ХНЗА		Поковка $\leq 60$	Цементация	HRC 63—56	HRC 40—25	65	40
25ХГТ		Поковка $\leq 90$		HRC 63—58		92	70
38ХМЮА			Азотирование	HV 900—850		115	95
35Л		977—65	Отливка	Нормализация	HB 142		50
40Л	HB 151				53	30	
45Л	HB 157				55	32	
50Л	HB 165				58	34	
55Л	HB 171				60	35	

Марка материала	ГОСТ	Заготовка, сечение $s$ , мм	Термическая или термохимическая обработка	Твердость, кгс/мм <sup>2</sup> HB, HRC, HV		Предел прочности $\sigma_B$ , кгс/мм <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_T$ , кгс/мм <sup>2</sup>
				на поверхности зуба	в сердцевине зуба		
40ГЛ	977—65	Отливка	Нормализация	HB 185		65	33
30ХНМЛ				HB 199		70	55
40ХЛ				HB 185		65	50
35ХМЛ				HB 199		70	55
СЧ 32—52	1412—70	Отливка	—	HB 255—187		$\sigma_B^H=52$ $\sigma_B^P=32$	—
СЧ 36—56			—	HB 269—197		$\sigma_B^H=56$ $\sigma_B^P=36$	—
ПТ		—	—	HB 34		$\sigma_B^H=14$	—
ПТК		—	—			$\sigma_B^H=16$	—

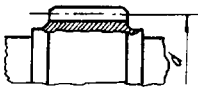
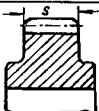
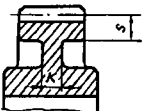
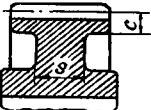
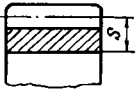
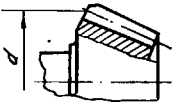
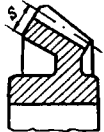


свойств объясняется влиянием размеров этих сечений на условия термической обработки стали.

При меньших значениях  $s$  принимаются более высокие механические характеристики ( $\sigma_B$ ,  $\sigma_T$ , HB, HRC, HV), а при больших значениях  $s$  — менее высокие значения этих характеристик.

Таблица 3.3

Ориентировочные данные для определения сечений заготовки

Эскиз заготовки	Значение $S$ , мм
	$S = \frac{d}{2}$ $d = 1910 \left( \frac{N_1}{n, u} \right)^{\frac{1}{4}}$
	$S \approx 668 \left( \frac{N_1}{n^2 u} \right)^{\frac{1}{4}} \left( \frac{u \pm 1}{2} \right)$
	$S \approx 115 \left( \frac{N_1}{n^2 u} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{(u \pm 1)}{u}$ $K < S$
	$S \approx 200 \left( \frac{N_1}{n^2 u} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{(u \pm 1)}{2}$ $C < S$
	$S = 115 \left( \frac{N_1}{n^2 u} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{(u \pm 1)}{2}$
	$S = \frac{d}{2}$ $d = 1910 \left( \frac{N_1}{n, u} \right)^{\frac{1}{4}}$
	$S = 70 \left( \frac{N_1}{n, u} \right)^{\frac{1}{4}}$

Примечание:  $N_1$  — мощность на валу шестерни, л.с.;  $n$  — частота вращения шестерни, об/мин;  $u$  — передаточное число рассчитываемой пары; (+) — для внешнего зацепления, (-) — для внутреннего.

Ориентировочное определение размеров указанных сечений выполняется по эмпирическим зависимостям, которые приводятся в табл. 3.3.

**ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ  
РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ПРОЧНОСТЬ  
И ВЫНОСЛИВОСТЬ**

При передаче крутящего момента в зацеплении возникают силы взаимодействия. Под влиянием этих сил в зубьях возникает сложное напряженное состояние. Решающее влияние на их работоспособность оказывают два основных вида напряжений: контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$ . Для каждого зуба  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  не являются постоянно действующими<sup>2</sup>. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому, близкому к пульсирующему, циклу. Время действия напряжения  $\sigma_F$  за один оборот колеса равно продолжительности зацепления одной пары зубьев. Напряжение  $\sigma_H$  действует еще меньшее время. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев.

Известны различные виды разрушения зубьев. Основные из них сводятся либо к поломке зубьев, либо к разрушению их контактных поверхностей. **Поломка зубьев** является наиболее опасным видом разрушения, приводящим к выходу из строя передачи и часто к разрушению других деталей и узлов машины. Причинами поломок зубьев могут быть следующие:

1. Возникновение максимальной разрушающей (пиковой нагрузки) ударного или статического действия.

2. Повторное приложение нагрузки достаточной, чтобы вызвать возникновение усталостных явлений и обеспечить их развитие.

3. Местная концентрация нагрузки, являющаяся результатом неточностей при изготовлении и сборке передачи или значительных деформаций ее деталей (колес, валов, подшипников, корпусов).

**Разрушение контактных поверхностей.** Оно происходит в различных формах [5].

**Абразивный износ.** Этот вид разрушения рабочих поверхностей зубьев возникает главным образом в открытых передачах. Он заключается в истирании зубьев в результате попадания на их рабочие поверхности пыли, грязи, металлических частиц и т. п., играющих роль абразивного материала.

**Заедание.** Оно происходит вследствие разрыва масляной пленки или отсутствия смазки при больших удельных давлениях на

---

<sup>2</sup> Индекс  $H$  приписывается всем параметрам, связанным с расчетом по контактным напряжениям, в честь автора теории контактных напряжений (Hertz); индекс  $F$  — связанным с расчетом по напряжениям изгиба, который выполняют для ножки ( $Fu\beta$ ) зуба.

зубьях. При этом в зоне контакта развивается высокая температура и происходит отрыв частиц материала от поверхностного слоя зуба одного колеса и схватывание с поверхностным слоем зуба другого колеса. В дальнейшем оторванные частицы бороздят по контактными поверхностям зубьев и оставляют на них глубокие следы.

**Выкрашивание.** Этот вид разрушения рабочих поверхностей является распространенным для большинства закрытых, хорошо

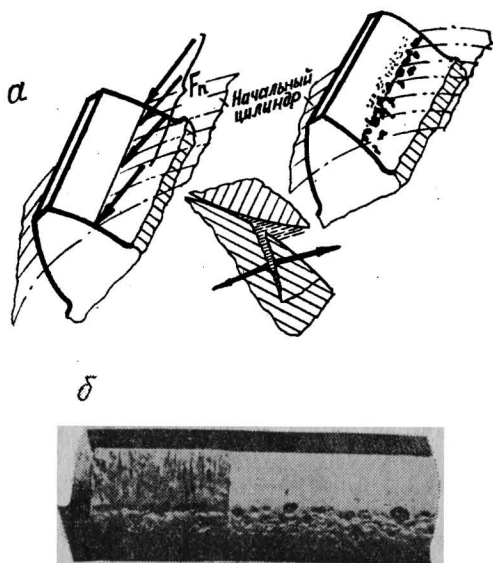


Рис. 4.1. К разрушению контактной поверхности зубьев:

а — схема разрушения вследствие выкрашивания; б — с разрушенной контактной поверхностью в результате выкрашивания и заедания.

смазываемых и защищенных от загрязнения зубчатых колес. Под влиянием повторного возникновения контактных напряжений в местах поверхностных неровностей в поверхностном слое зубьев возникают микроскопические трещины. Эти трещины сначала возникают в зоне, примыкающей к начальным цилиндрам. Под влиянием давления масла, которое вдавливаются с большой силой в трещины сопряженным зубом, эти трещины довольно быстро увеличиваются. На определенной глубине, где контактные напряжения небольшие, распространение трещин в толщу металла прекращается. Трещины превращают кусочек металла как бы в консольную балочку, которая надламывается в опасном сечении и происходит выкрашивание этого кусочка. На рис. 4.1, а показана схема разрушения контактной поверхности вследствие выкрашивания, а на рис. 4.1, б — фотография зуба с разрушенной контактной поверхностью в результате выкрашивания и заедания.

В открытых передачах этот вид разрушения распространения не получил, так как в связи с отсутствием жидкой смазки благоприятных условий для распространения трещин нет. Кроме того, истирание поверхностей зубьев в результате абразивного износа в таких передачах происходит значительно быстрее, чем развиваются трещины.

Из существующих видов разрушения зубьев наиболее распространенными являются выкрашивание рабочих поверхностей зубьев вследствие возникновения повторных контактных напряжений; поломка зубьев вследствие возникновения повторных напряжений изгиба; разрушение их из-за возникновения мгновенных пиковых напряжений. В соответствии с физическими явлениями, которые возникают в зубчатых передачах, закрытые передачи рассчитываются на выносливость зубьев по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба, на прочность при воздействии пиковой нагрузки; открытые передачи — на выносливость зубьев по напряжениям изгиба и на прочность при воздействии пиковой нагрузки.

Для цилиндрических зубчатых передач главными параметрами, определяющими размеры зубчатых колес и зубьев, являются межосевые расстояния и модули зацепления. Из этих параметров на величину контактных напряжений оказывает влияние только межосевое расстояние, а на величину напряжений изгиба — модуль зацепления. Поэтому формулы для расчета зубьев на выносливость по контактным напряжениям выражают через межосевое расстояние  $a_w$ , по напряжениям изгиба — через модуль  $m$ .

---

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС  
С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

5.1. Расчет зубьев на выносливость  
по контактным напряжениям

Получение основных расчетных зависимостей. Этот расчет выполняется с целью предохранения от разрушения рабочих поверхностей зубьев вследствие возникновения повторных контактных напряжений. В основу расчета зубьев на выносливость по контактным

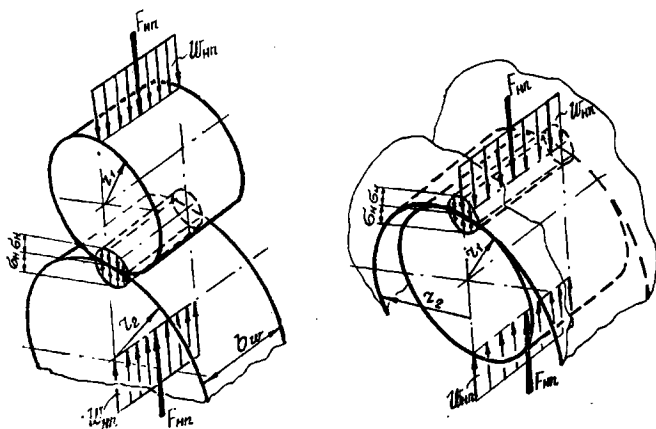


Рис. 5.1. К расчету зубьев на выносливость по контактным напряжениям.

напряжениям положена теория статически сжатых тел, разработанная Герцем и развитая Н. М. Беляевым [6], [7]. В соответствии с этой теорией наибольшие контактные напряжения, возникающие на поверхности двух сжатых цилиндров (рис. 5.1)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega_{Hn} E_{np}}{\rho_{np} 2\pi (1 - \nu^2)}}. \quad (5.1)$$

Здесь  $\omega_{Hn} = \frac{F_{Hn}}{b_w}$  — удельное давление;  $F_{Hn}$  — сила нормального давления;  $b_w$  — ширина цилиндров;  $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$  — приведенный мо-

дуль упругости;  $\nu$  — коэффициент Пуассона;  $\rho_{пр}$  — приведенный радиус кривизны;  $\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ ;  $\rho_1$  и  $\rho_2$  — радиусы цилиндров [знак (+) — для внешнего касания цилиндрических поверхностей, знак (—) — для внутреннего].

Зависимость (5.1), полученная для статически сжатых цилиндров, не отражает всех сложных и многообразных явлений возникающих в зубчатых передачах. Поэтому для правильной количествен-

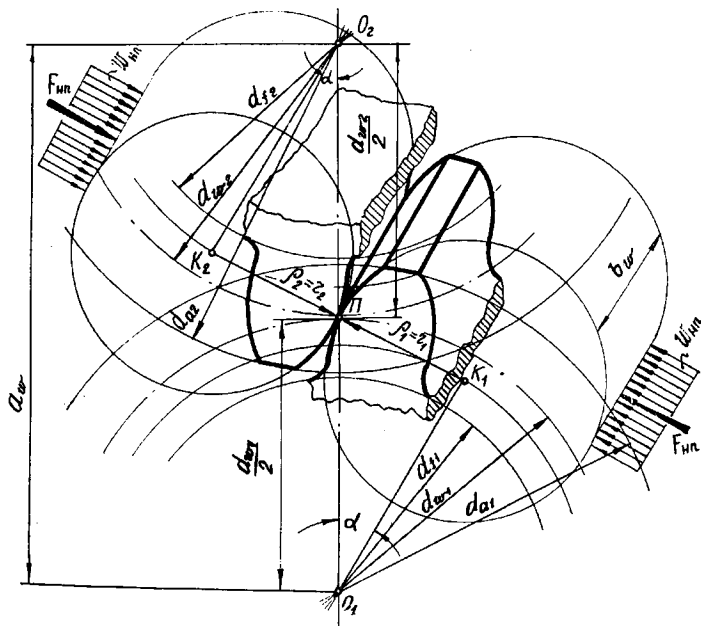


Рис. 5.2. К расчету зубьев на выносливость по контактным напряжениям.

венной оценки контактных напряжений в зависимости (5.1) вводятся соответствующие корректирующие коэффициенты и опытным путем определенные допусковые напряжения [8], [9], [10]. Исследования показали, что наибольшие контактные напряжения возникают в зубьях при зацеплении в полосе.

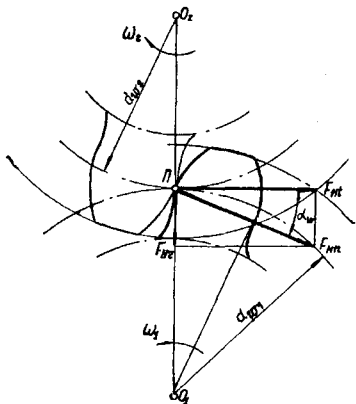
Изобразим зубья в момент их касания в полюсе зацепления. Для определения контактных напряжений с помощью зависимости (5.1) пара сопряженных зубьев заменяется цилиндрами, у которых радиусы равны радиусам кривизны  $\rho$  профилей в точке их касания, а ширина цилиндров равна расчетной ширине колеса (рис. 5.2). Для приведения зависимости (5.1) к виду, удобному для практического использования, выразим все величины, входящие в нее, через параметры шестерни. Из  $\Delta P O_1 K_1$  и  $\Delta P O_2 K_2$  (рис. 5.2) радиусы заменяющих цилиндров равны:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_{w1}}{2} u \sin \alpha_w;$$

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2(u \pm 1)}{d_w \sin \alpha_w u}, \quad (5.2)$$

где  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  — соответственно диаметры начальных окружностей шестерни и колеса.

Выразим удельную силу нормального давления  $w_{Hn}$  через расчетный крутящий момент на шестерне  $T_{1H}$ . Для этого разложим силу нормального давления  $F_{Hn}$  на две составляющие  $F_{Ht}$  и  $F_{Hr}$  (рис. 5.3). Тогда с учетом коэффициента перекрытия  $\epsilon_\alpha$  и коэффициента характеризующего колебания длины контактных линий  $K_\epsilon$



$$w_{Hn} = \frac{2 \cdot 1000 T_{1H}}{d_{w1} b_w K_\epsilon \epsilon_\alpha \cos \alpha_w} \frac{\text{кгс}}{\text{мм}}. \quad (5.3)$$

Из (5.1), (5.2) и (5.3)

$$\sigma_{H1}^2 = \frac{w_{Hn}}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\nu^2)} =$$

$$= \frac{2000 T_{1H}}{d_{w1} b_w K_\epsilon \epsilon_\alpha \cos \alpha_w} \cdot \frac{2(u \pm 1)}{d_{w1} \sin \alpha_w u} \times$$

$$\times \frac{2E_1 E_2}{2\pi(1-\nu^2)(E_1 + E_2)},$$

Рис. 5.3. Силы, действующие на зуб шестерни в момент его зацепления в полюсе.

так как

$$d_w^2 = \frac{4a_w^2}{(u \pm 1)^2}; \quad \sin \alpha_w \cos \alpha_w = \frac{\sin 2\alpha_w}{2};$$

$$\sigma_{H1}^2 = \frac{w_{Hn}}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\nu^2)} =$$

$$= \frac{2000 T_{1H}}{4a_w^2 b_w} \cdot \frac{2(u \pm 1)^3}{u} \cdot \frac{2}{\sin 2\alpha_w} \cdot \frac{1}{K_\epsilon \epsilon_\alpha} \cdot \frac{2E_1 E_2}{2\pi(1-\nu^2)(E_1 + E_2)}.$$

Введем обозначения:

$$\frac{2}{\sin 2\alpha_w} = Z_H^2; \quad \frac{1}{K_\epsilon \epsilon_\alpha} = Z_\epsilon^2; \quad \frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = Z_M^2.$$

С учетом этих обозначений

$$\sigma_{H1}^2 = \frac{w_{Hn}}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\nu^2)} = \frac{500 T_{1H}}{a_w^2 b_w} \cdot \frac{(u \pm 1)^3}{u} Z_H^2 Z_\epsilon^2 Z_M^2. \quad (5.4)$$

Откуда окончательно

$$\sigma_{H1} = 22,36 Z_H Z_\epsilon Z_M \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}(u \pm 1)^2}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1} \quad (5.5)$$

Эта зависимость используется для проверочного расчета. Чтобы получить зависимость для проектного расчета в уравнении (5.4), ширину колеса выражают через межосевое расстояние  $a_w$  и решают его относительно  $a_w$ .

При этом

$$\sigma_{H1}^2 = \left( 22,36 Z_H Z_\epsilon Z_M \frac{1}{a_w} \right)^2 \frac{T_{1H}(u \pm 1)^2}{b_w u} = \sigma_{HP1}^2;$$

$$b_w = \psi_{ba} a_w;$$

$$22,36^2 Z_H^2 Z_\epsilon^2 Z_M^2 \frac{T_{1H}(u \pm 1)^2}{\psi_{ba} u \sigma_{HP1}^2} = a_w^3.$$

Откуда

$$a_w = 7,94 (u \pm 1) \sqrt[3]{\left( \frac{Z_H Z_\epsilon Z_M}{\sigma_{HP1}} \right)^2 \frac{T_{1H}}{\psi_{ba} u}} \quad (5.6)$$

В зависимостях (5.5) и (5.6)  $T_{1H}$  — расчетная нагрузка, кгс·м;  $\sigma_{H1}$  и  $\sigma_{HP1}$  — расчетные и допускаемые напряжения, кгс/мм<sup>2</sup>;  $a_w$  — межосевое расстояние, мм;  $b_w$  — ширина колеса, мм;  $u$  — передаточное число, рассчитываемой пары;  $\psi_{ba}$  — коэффициент ширины: в двухпарных знаках (+) — для внешнего зацепления; (—) — для внутреннего;  $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$  — коэффициент, которым учитывается форма сопряженных поверхностей зубьев;  $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\epsilon \epsilon_\alpha}}$  — коэффициент, которым учитывается суммарная длина контактных линий.

Для прямозубых колес

$$Z_H = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}};$$

$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{2f_1 f_2}{f_1 + f_2}}$  — коэффициент, которым учитывается механические свойства материалов

Для стальных некорректированных колес с углом зацепления  $\alpha_w = 20^\circ$ :

$$Z_H = 1,77; \quad Z_\epsilon \approx 1 \quad (\text{так как } \epsilon_\alpha \approx 1);$$

$$Z_M = 86,6 \quad (\text{так как } E = 2,15 \cdot 10^4 \text{ кгс/мм}^2; \nu = 0,3).$$



Тогда из (5.5) и (5.6) <sup>3</sup>

$$\sigma_{H1} = \frac{3427,4}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}(u \pm 1)^3}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1} \quad (5.7)$$

$$a_w = 227,32 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\psi_{ba} u \sigma_{HP1}^2}} \quad (5.8)$$

**Расчетная нагрузка.** При определении расчетной нагрузки и допускаемых напряжений учитываются фактические условия работы передачи, существенно влияющие на ее долговечность: режим работы передачи или характер изменения нагрузки во времени, характер распределения нагрузки по длине контактной поверхности зубьев

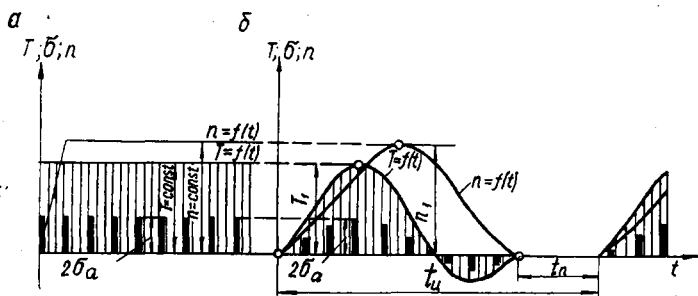


Рис. 5.4. Режимы работы зубчатой передачи:  
а — постоянный режим; б — переменный.

и динамические явления, возникающие из-за погрешностей в зацеплении [11]—[14]. Режим работы передачи может быть постоянным, когда нагрузка и число оборотов длительно сохраняют постоянное или близкое к нему значение (рис. 5.4, а). В таком режиме работают, например, транспортеры, конвейеры и т. д. Переменный режим работы передачи — это такой режим, когда действующие нагрузки и число оборотов изменяются во времени по тем или иным законам (рис. 5.4, б). В таком режиме работают большинство грузоподъемных машин, экскаваторов и др.

В условиях любого режима работы передачи в зубьях колес всегда возникают переменные напряжения. Закономерность их изменения во времени также показана на рис. 5.4. В реальных условиях вследствие деформации и неточности изготовления зубчатых колес, валов и других элементов конструкции передач нагрузка не

<sup>3</sup> Здесь и в дальнейшем ширина колеса принимается равной рабочей ширине венца колеса

распределяется равномерно вдоль зубьев, как показано на рис. 5.5, а, а концентрируется на небольшом участке поверхности (рис. 5.5, б). Погрешности в зацеплении, особенно ошибка по шагу (рис. 5.6), вызывают возникновение дополнительных динамических нагрузок. Характер распределения нагрузки по длине контактной поверхности зубьев и динамические явления, возникающие из-за погрешностей

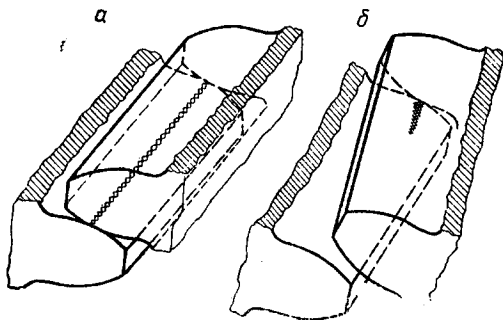


Рис. 5.5. Распределение нагрузки по ширине зубчатого колеса:

а — контактная площадка при равномерном распределении нагрузки по ширине колеса; б — при концентрации нагрузки.

в зацеплении, оказывают непосредственное влияние на нагрузку и поэтому учитываются при определении ее расчетного значения.

Режим работы или характер изменения нагрузки во времени оказывает влияние на предел контактной выносливости поверхностного слоя зубьев, а следовательно, на величину допускаемых напряжений и поэтому учитывается при их определении.

В зависимостях (5.5)—(5.8) расчетная нагрузка выражена через расчетный крутящий момент на шестерне  $T_{1H}$

$$T_{1H} = T_1 K_{H\beta} K'_{H\alpha}, \quad (5.9)$$

где  $T_1$  — наибольшая нагрузка на шестерне, за исключением так называемой пиковой нагрузки. Под пиковой нагрузкой понимают кратковременно действующую нагрузку, продолжительностью не более 3 с, которая за весь срок службы передачи вызывает суммарное число циклов напряжений в зубьях шестерни, не превышающее  $5 \cdot 10^4$ . Если закономерность изменения нагрузки известна и задана функцией  $T_1 = T_1(t)$ , то из нее определяется наибольшее значение  $T_1$ , а если эта закономерность не известна, то принимают:

$$T_1 = 716,2 \frac{N_1}{n_1} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

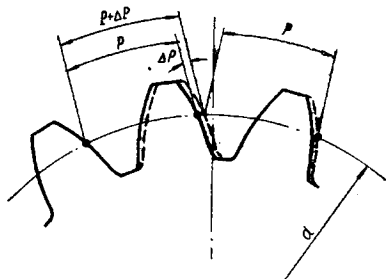


Рис. 5.6. Погрешности в зацеплении.

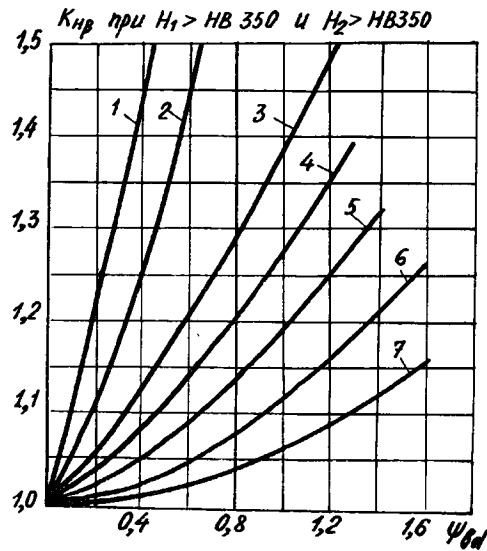
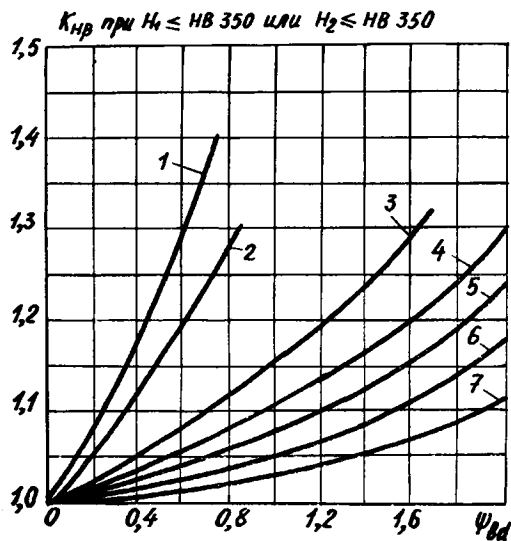
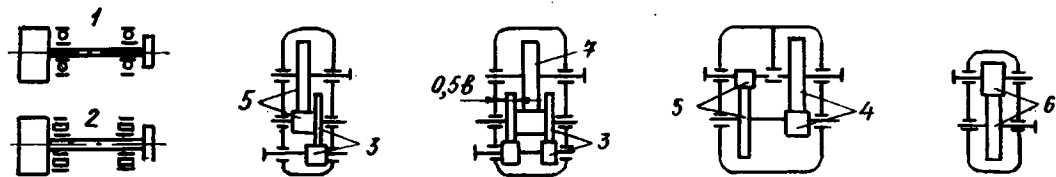


Рис. 5.7. К определению значений  $K_{H\beta}$

где  $N_1$  — номинальная мощность на шестерне, л. с.;  $n_1$  — частота вращения шестерни, об/мин;  $K_{H\beta}$  — коэффициент, которым учитывается характер распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса. Его значение зависит от ряда факторов. Основные из них это жесткость вала, ширина колеса, расположение его по отношению к опорам и твердость поверхностного слоя. Если  $T_1 = \text{var}$  и  $H\beta \geq 350$  значение  $K_{H\beta}$  определяют в зависимости от перечисленных факторов по графикам и схемам (рис. 5.7). Цифры у кривых этих графиков соответствуют передачам, показанным на схемах

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}(\psi_{bd}).$$

Коэффициенты  $\psi_{bd}$  и  $\psi_{ba}$  связаны зависимостью

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} \frac{u \pm 1}{2}.$$

Если  $T_1 = \text{var}$  и  $H\beta > 350$ , приработка зубьев происходит очень медленно, и неравномерность распределения нагрузки, возникшая в начальный период работы передачи, сохраняется на протяжении почти всего времени ее эксплуатации. При  $T_1 = \text{var}$  и  $H\beta \leq 350$  приработка зубьев происходит быстрее, однако неравномерность распределения нагрузки при эксплуатации передачи остается длительное время. Поэтому при  $T_1 = \text{var}$  и  $H\beta \leq 350$   $K_{H\beta}$  имеет меньшее значение, чем при  $T_1 = \text{var}$  и  $H\beta > 350$ . Вследствие более высокой жесткости тихоходных валов по сравнению с быстроходными,  $K_{H\beta}$  для тихоходной передачи имеет меньшее значение, чем для быстроходной.

• Наилучшие условия для приработки возникают при  $T_1 = \text{const}$  и  $H\beta \leq 350$ . В этом случае неравномерность распределения нагрузки, возникшая в начальный период, быстро исчезает, и  $K_{H\beta}$  принимают равным 1.  $K_{H\beta}$  — коэффициент, которым учитывается динамическая нагрузка, возникающая в зацеплении. Величина этой нагрузки зависит от неточности при изготовлении зацепления (главным образом от погрешностей по шагу), окружной скорости, величин приведенных масс и жесткостей. Значение коэффициента динамичности нагрузки с достаточной степенью точности для технических расчетов может определяться по табл. 5.1 в зависимости от принятой степени точности по нормам плавности с учетом модификации головки зуба (фланкирование), если она применяется.

Выбирая степень точности, следует учитывать эксплуатационные требования, которые предъявляются к рассчитываемой передаче, окружные скорости, передаваемую мощность, шумовые характеристики и др. В табл. 5.2 приводятся данные для выбора степени точности цилиндрических передач. В приближенных расчетах можно принимать

$$T_{1H} \approx (1,3 \div 1,5) T_1. \quad (5.10)$$

Меньшие значения — при симметричном расположении колес по отношению к опорам (приблизительно в середине пролета между опорами), большие — при несимметричном расположении колес [6].

Таблица 5.1

Значение коэффициента  $K_{Hv}$ 

Степень точности	Коэффициент динамической нагрузки $K_{Hv}$
6 — для нефланкированных зубьев	1,0
7 — для фланкированных »	1,0
7 — для нефланкированных »	1,2
8 — для фланкированных »	1,2
8 — для нефланкированных »	1,4
9 — для нефланкированных »	1,7

Таблица 5.2

## Данные для выбора степени точности цилиндрических передач

Степень точности	Характеристика передачи		
	Область применения	Окружные скорости, м/с	
		для прямо- зубых передач	для косозу- бых и шев- ронных передач
6	Передачи повышенной точности	До 15	До 30
7	» точные	До 10	До 15
8	» средней точности	До 6	До 10
9	» пониженной точности	До 2	До 4

**Допускаемые напряжения.** Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$  определяются по зависимости

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HL}, \quad (5.11)$$

где  $\sigma_{H \text{ lim } b}$  — базовый предел контактной выносливости (табл. 5.3);  $S_H$  — коэффициент безопасности;  $S_H = 1,1$  — при нормализации, улучшении или объемной закалке (однородная структура по объему);  $S_H = 1,2$  — при поверхностной закалке, цементации, азотировании (неоднородная структура по объему).

Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения коэффициентов безопасности следует увеличивать соответственно до  $S_H = 1,25$  и  $S_H = 1,35$ ;  $K_{HL}$  — коэффициент долговечности. Если закономерность изменения нагрузки и частоты вращения задана в функции времени  $T_1 = T_1(t)$  и  $n_1 = n_1(t)$  (рис. 5.4), то

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}, \quad (5.12)$$

## Значения базового предела контактной выносливости

Термическая или термохимическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	Группы стали	$\sigma_{H \text{ lim } b}$ , кгс/мм <sup>2</sup>
Улучшение, нормализация	HB ≤ 350	Углеродистые и легированные стали	0,2HB+7
Объемная закалка	HRC 40—56		1,8HRC+15
Поверхностная закалка			1,7HRC+20
Цементация и закалка	HRC 54—65	Легированные стали	2,3HRC
Азотирование	HRC 50—65 или HV 550—750		2HRC или 0,15HV

где  $N_{H0}$  — базовое число циклов напряжений; [ $N_{H0} \approx 30 \cdot \text{HB}^2 \cdot 4$ , здесь HB (кгс/мм<sup>2</sup>) для большинства углеродистых сталей  $N_{H0} \approx 10^7$ ];  $N_H$  — число циклов напряжений за расчетный срок службы передачи.

Зависимость (5.12) получается из уравнения наклонной ветви кривой Велера

$$\sigma_{H \text{ lim } b}^m N_H = \sigma_{H \text{ lim } b}^m N_{H0} = C,$$

где  $\sigma_{H \text{ lim } b}$  — базовый предел контактной выносливости. Из этого уравнения

$$\sigma_{H \text{ lim } b} = \sigma_{H \text{ lim } b} \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_H}} = \sigma_{H \text{ lim } b} K_{HL},$$

так как для контактных напряжений  $m=6$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}$$

При постоянном режиме

$$N_H = 60n_1c_1t, \quad (5.13)$$

где  $n_1$  — частота вращения шестерни, об/мин;  $c_1$  — число зацеплений зуба шестерни за один оборот шестерни (рис. 5.8);  $t$  — расчетная продолжительность работы передачи за весь ее срок службы в часах (с учетом числа часов работы передачи в сутки, числа рабочих дней в году и расчетного числа лет работы передачи).

При переменном режиме  $N_H$  — эквивалентное число циклов напряжений. Под эквивалентным понимают такое число циклов напряжений, в течение которого максимальная, не изменяющаяся во времени нагрузка (за исключением «пиковой») создает такой же усталостный эффект в материале зубьев, как и фактически действующая нагрузка.

Для определения  $N_H$  действительный нагрузочный график (5.9, а), представляющий собой плавную кривую, заменяется ступенчатым

графиком. При построении ступенчатого графика учитываются нагрузки только одного знака, а ординаты располагаются в порядке их убывания (рис. 5.9, б). В соответствии с полученными графиками, для общего случая переменного режима, когда  $T = \text{var}$  и  $n = \text{var}$ , эквивалентное число циклов напряжений

$$N_H = \frac{60c_1}{T_1^3 n_1} \sum T_i^3 n_i t_i, \quad (5.14)$$

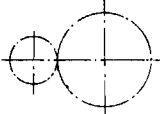
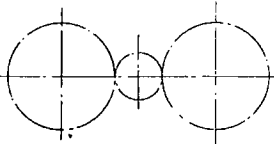
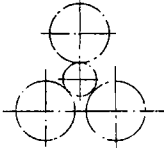
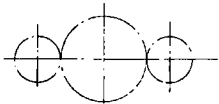
Схема передачи	$\epsilon_1$	$\epsilon_2$
	1	1
	2	1
	3	1
	1	2

Рис. 5.8. Число зацеплений зуба шестерни или колеса за один их оборот.

где

$$\sum T_i^3 n_i t_i = T_1^3 n_1 t_1 + T_2^3 n_2 t_2 + \dots + T_n^3 n_n t_n;$$

$t_i$  и  $n_i$  соответствуют  $T_1$ ;  $t_2$  и  $n_2$  соответствуют  $T_2$  и т. д.

При  $T = \text{var}$  и  $n \approx \text{const}$   $n_1 = n_2 = \dots = n_n$ ;  $T \approx \text{const}$  и  $n = \text{var}$   $T_1 = T_2 = \dots = T_n$ .

Для любого режима работы передачи (постоянного или переменного) при  $N_H \geq N_{H0}$ ,

$$K_{HL} = 1.$$

Если закономерность изменения нагрузки во времени неизвестна для типовых переменных режимов  $K_{HL1}$  или  $K_{HL2}$  с известной степенью точности определяют по табл. 5.4 в зависимости от трех групп режима и частоты вращения шестерни или колеса.

Значения коэффициентов долговечности  $K_{HL}$  и  $K_{FL}$ 

Число оборотов рассчитываемого колеса в минуту	Режим работы		
	легкий	средний	тяжелый
0	1,58	1,58	1,58
10	1,58	1,58	1,58
15	1,58	1,58	1,58
20	1,58	1,58	1,51
30	1,58	1,58	1,44
40	1,58	1,52	1,39
50	1,58	1,47	1,35
60	1,58	1,43	1,31
70	1,56	1,41	1,28
80	1,52	1,37	1,25
90	1,51	1,35	1,24
100	1,49	1,34	1,22
150	1,41	1,29	1,15
200	1,35	1,22	1,11
300	1,28	1,15	1,05
400	1,23	1,11	1,01
500	1,19	1,08	1,00
600	1,16	1,05	1,00
700	1,14	1,03	1,00
800	1,12	1,01	1,00
900	1,10	1,00	1,00
1000	1,08	1,00	1,00
1500	1,03	1,00	1,00
2000	1,00	1,00	1,00

К 1-й группе относят передачи работающие в так называемом *легком режиме*, ко 2-й — работающие в *среднем режиме*, к 3-й — работающие в *тяжелом режиме*. К одной из трех групп передачи относятся в зависимости от совокупности следующих основных факторов:

коэффициента использования передачи в течение суток

$$K_c = \frac{\text{число часов работы}}{24};$$

коэффициента использования передачи в течение года

$$K_r = \frac{\text{число дней работы}}{365};$$

относительной продолжительности включения ПВ в %

$$ПВ = \frac{\sum t_p}{\sum t_p + \sum t_n} \cdot 100,$$

где  $\sum t_p$  — время работы передачи в течение цикла;  $\sum t_n$  — время паузы в течение цикла.



Если закономерности изменения нагрузки, характеризующие переменный режим работы, неизвестны, то группа переменного режима обычно указывается в задании. Если же таких данных нет, то группу переменного режима рекомендуется определять по табл. 5.5.

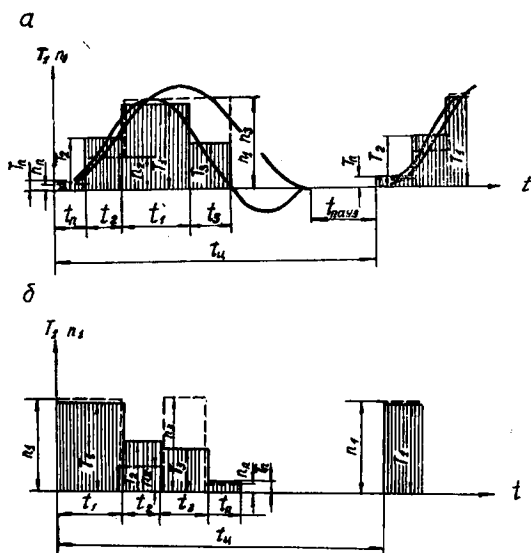


Рис. 5.9. Построение нагрузочного графика: а — действительный нагрузочный график; б — заменяющий.

## 5.2. Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

**Получение основных расчетных зависимостей.** Наибольшие напряжения изгиба в одном из сопряженных зубьев возникают в начальный или конечный момент их зацепления. Зуб рассматривается как консольная балка, нагруженная удельной силой нормального давления  $w_{Fn}$  с опасным сечением  $ab_w$  у основания зуба (рис. 5.10). Удельная сила нормального давления

$$w_{Fn} = \frac{F_{Fn}}{b_w},$$

где  $F_{Fn}$  — сила нормального давления;  $b_w$  — ширина колеса.

Зуб представляет собой короткую и широкую консоль, размеры опасного сечения которой соизмеримы с ее высотой. В таких случаях, при изгибе, возникает поворот и деформация сечений, а определение наибольших напряжений связано с решением сложной пространственной задачи теории упругости [15], [16]. Для упрощения задачи напряжение изгиба определяется в соответствии с классиче-

Характеристика групп переменного режима

Группа	Режим работы	Коэффициент использования в течение года, $K_r$	Коэффициент использования в течение суток, $K_c$	Относительная продолжительность включения ПВ, %
1	Легкий	0,25	0,33	15
2	Средний	0,5	0,67	25
3	Тяжелый	0,75	0,67	40

ской теорией изгиба, в основу которой положена гипотеза плоских сечений. При этом неточности, которые вносит теория в решение рассматриваемой задачи, компенсируются введением в расчет соответствующего коэффициента концентрации напряжений [17].

Все величины, входящие в расчетные зависимости, выразим через параметры шестерни. Изобразим профиль зуба в крупном масштабе (рис. 5.11). Перенесем силу  $F_{Fn}$  в точку  $A$  и разложим ее на две взаимно перпендикулярные составляющие  $F_{Ft}$  и  $F_{Fr}$ . Составляющая  $F_{Ft}$  направлена перпендикулярно оси симметрии профиля и вызывает поперечный изгиб зуба; составляющая  $F_{Fr}$  — вдоль оси симметрии и вызывает сжатие зуба (без учета сил трения  $F_{Fr} = F_{Ft} \operatorname{tg} \alpha$ ). Напряжение сжатия от силы  $F_{Fr}$  невелико, оно составляет не более  $4 \div 6\%$  от напряжения изгиба. Поэтому напряжения сжатия в расчете не учитываются, что компенсируется введением в расчет составляющей  $F_{Ft}$ , которая несколько больше фактической.

Выразим составляющую  $F_{Ft}$  через расчетный крутящий момент на шестерне

$$F_{Ft} = \frac{1000T_{1F}}{\left(\frac{d_{w1}}{2} + l\right) \varepsilon_\alpha} \approx \frac{2000T_{1F}}{d_{w1} \varepsilon_\alpha} \quad (5.15)$$

$$\left(T_{1F} \text{ в кгс}\cdot\text{м; } d_{w1} \text{ в мм; } l \ll \frac{d_{w1}}{2}\right).$$

Для составления уравнения прочности необходимо знать положение опасного сечения зуба; для определения положения опасного сечения в профиль зуба вписывается профиль балки равного сопротивления — очерченный квадратичной параболой. Эта парабола вписывается таким образом, чтобы ее вершина совпадала с точкой приложения силы  $A$ , а ветви касались профиля зуба. Незаштрихованное параболическое тело представляет собой балку равного сопротивления (см. рис. 5.11), а опасное сечение зуба проходит через точки  $m$ ,  $n$  касания параболы с профилем зуба.

Практически положение опасного сечения находится следующим образом. Через точку  $A$  приложения сил проводится прямая  $AT$  до пересечения с профилем в точке  $T$ . Из точки  $T$  под прямым углом к прямой  $AT$  проводится прямая  $TB$  до пересечения с осью симметрии профиля  $OO$  в точке  $B$ ; из точки  $T$  на ось

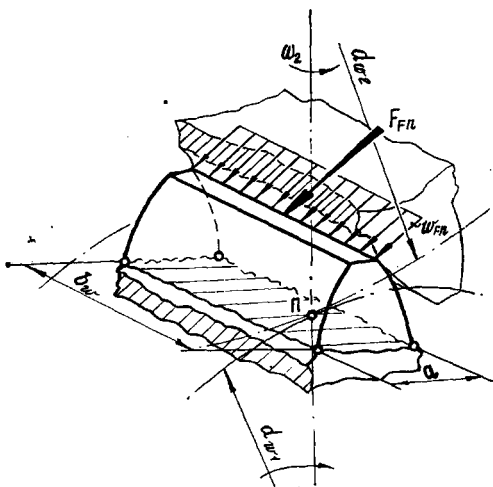


Рис. 5.10. К расчету зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.

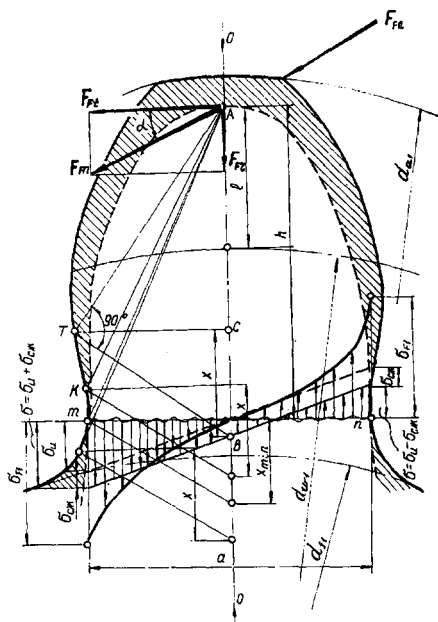


Рис. 5.11. К расчету зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.

симметрии профиля  $OO$  опускается перпендикуляр  $ТС$ . Такое построение производится для ряда точек профиля зуба, например  $k, m$  и т. д. Опасным сечением  $mn$  будет являться такое сечение, при котором отрезок  $BC=X$  примет наименьшее значение, т. е.  $X=X_{\min}$

Обозначив расстояние от опасного сечения  $mn$  до точки приложения силы  $F_{F1}$  через  $h$  и используя классическую теорию изгиба, можно записать уравнение прочности следующим образом

$$F_{F1} h = \frac{b_w a^2}{6} \gamma \sigma_{F1}, \quad (5.16)$$

где  $\gamma$  — коэффициент, которым учитывается уменьшение момента сопротивления вследствие износа (коэффициент износа). Он определяется по табл. 5.6. Для того чтобы учесть различие законов распределения напряжений в опасном сечении зуба (рис. 5.11): линейного, принятого в классической теории изгиба, и нелинейного, фактического, — в левую часть уравнения (5.16) введем теоретический коэффициент концентраций напряжений у основания зуба  $K_T$ , значение которого зависит от формы и радиусов переходной кривой. Тогда с учетом (5.15) уравнение (5.16) запишется следующим образом:

$$\frac{2000 T_{1F} h K_T}{d_{w1} \varepsilon_\alpha} = \frac{b_w a^2}{6} \gamma \sigma_{F1}. \quad (5.17)$$

Выразив размеры  $a$  и  $h$  через шаг  $p$  с помощью соотношений  $a = \alpha_1 p$ ,  $h = \alpha_2 p$  и обозначив

$$\frac{\alpha_1^2}{6 \alpha_2 K_T} = \frac{1}{Y_{F1}}; \quad \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = Y_e;$$

с учетом  $d_{w1} = m z_1$ ,  $p = \pi m$ , приведем уравнение (5.17) к виду

$$\frac{2000 T_{1F}}{m z_1} Y_e = \pi b_w m \gamma \sigma_{F1} \frac{1}{Y_{F1}}. \quad (5.18)$$

Отсюда наибольшее местное напряжение при изгибе на переходной поверхности зуба со стороны растяжения

$$\sigma_{F1} = Y_e Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F}}{m^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1} \quad (5.19)$$

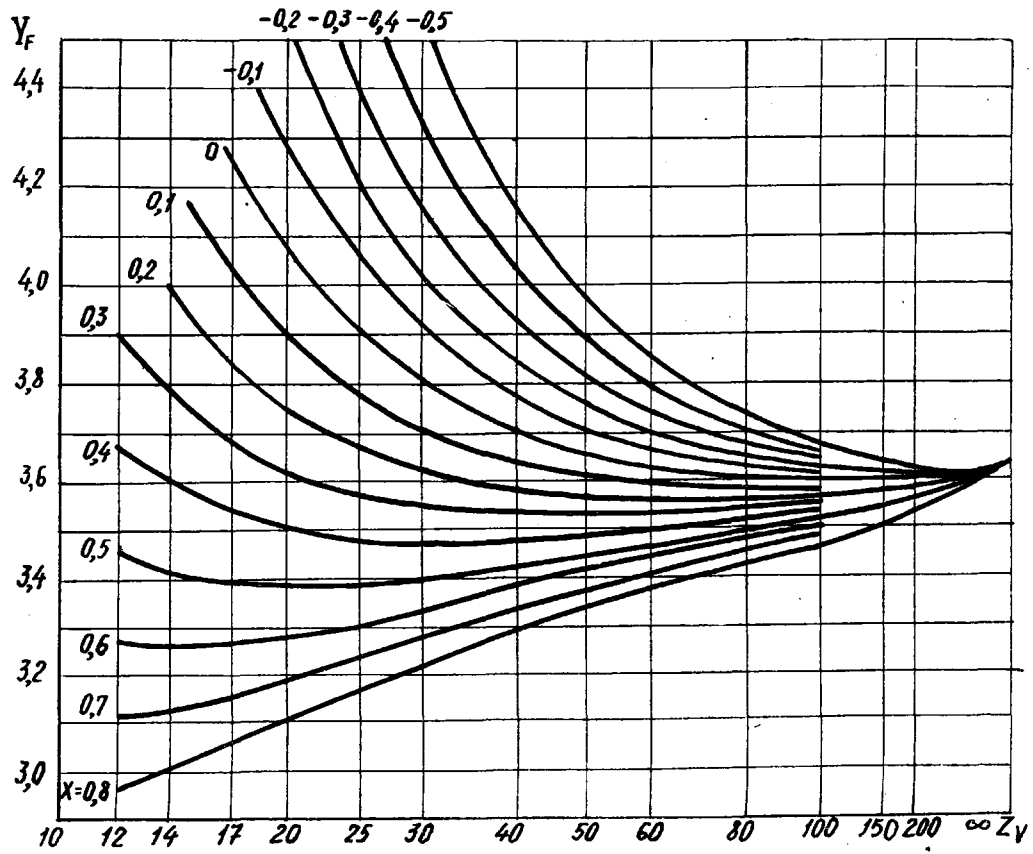


Рис. 5.12. График для определения коэффициента формы зуба  $Y_F$ .

Так как  $b_w = \psi_{bm} m$ , из (5.19) получим

$$m = 8,6 \sqrt[3]{Y_e Y_{F1} \frac{T_{1F}}{z_1 \psi_{bm} \sigma_{FP1}}} \quad (5.20)$$

В (5.19) и (5.20)  $T_{1F}$  — расчетный крутящий момент на шестерне, кгс·м;  $\sigma_{F1}$  и  $\sigma_{FP1}$  — соответственно расчетное и допускаемое напряжение, кгс/мм<sup>2</sup>;  $m$  — модуль, мм;  $b_w$  — рабочая ширина колеса, мм;  $Y_e$  — коэффициент, которым учитывается перекрытие зубьев (для прямозубых колес  $Y_e \approx 1$ );  $Y_{F1}$  — коэффициент формы зуба шестерни.

В общем случае для внешнего зацепления при различных значениях коэффициента смещения  $x$  коэффициент формы зуба  $Y_F$  для шестерни или колеса  $Y_F$  является функцией числа зубьев эквивалентного колеса и определяется по графику рис. 5.12. В прямозубых колесах эквивалентное число зубьев  $z_v$  равно фактическому числу зубьев  $z$ . Для внутреннего зацепления

$$Y_F = \frac{4z_v}{(z_v + 20)} \quad (5.21)$$

Расчетная нагрузка

$$T_{1F} \approx T_1 K_{F\beta} K_{Fv} \quad (5.22)$$

Физический смысл величин, входящих в (5.22), и методика их определения в основном такие же, как и в контактной задаче. Различие состоит только в том, что  $K_{F\beta}$  при  $T_1 = \text{вар}$  и  $\text{HB} \leq 350$  определяются по номограммам, графикам и схемам (рис. 5.13). Приближенно  $T_{1F}$  можно определять по зависимости (5.10).

Допускаемое напряжение изгиба

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{S_F} K_{FC} K_{FL} \quad (5.23)$$

Здесь  $\sigma_{F \text{ lim } b}$  — базовый предел выносливости зубьев по напряжению изгиба (значения  $\sigma_{F \text{ lim } b}$  определяют экспериментально на зубчатых колесах; рекомендации, выработанные на базе таких экспериментальных исследований, приведены в табл. 5.7);  $S_F$  — коэффициент безопасности (этим коэффициентом учитываются особенности структуры материала и степень ответственности передачи);  $S_F \approx 1,7 \div 2,2$  — меньшие значения принимают для поковок, большие — для литых заготовок;  $K_{FC}$  — коэффициент, которым учитывается влияние двустороннего приложения нагрузки ( $K_{FC} = 1$  — для зубьев, работающих одной стороной,  $K_{FC} = 0,7 \div 0,8$  — для зубьев, работающих двумя сторонами);  $K_{FL}$  — коэффициент долговечности.

При  $\text{HB} \leq 350$ , а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зубьев (I)

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_F}} \quad (5.24)$$

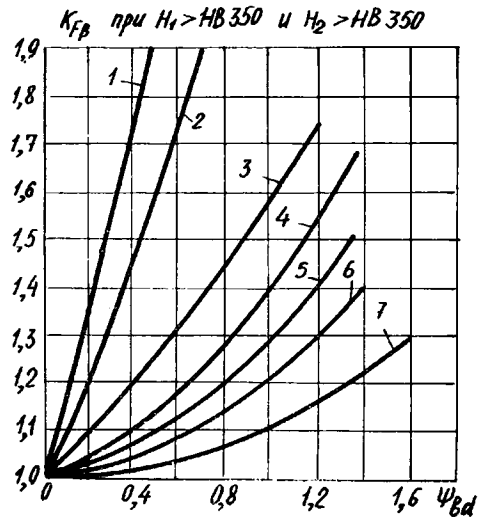
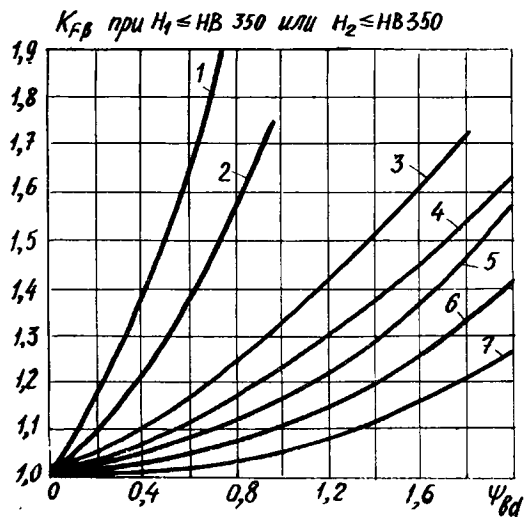
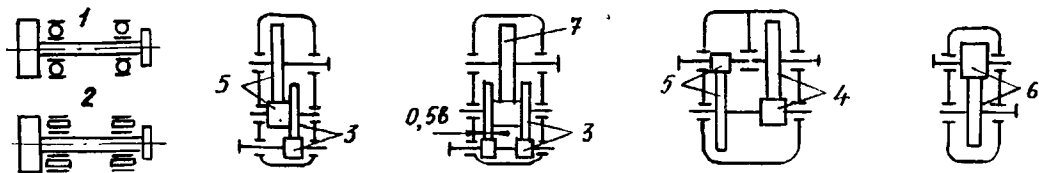


Рис. 5.13. К определению значений  $K_{F\beta}$

## Значения базового предела изгибной выносливости

Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		Группы и марки сталей	$\sigma_{F \text{ lim } b}$ , кгс/мм <sup>2</sup>
	на поверхности	в середине		
Нормализация, улучшение	HB 180—350		40, 45, 40X, 40XH, 45XH, 45XЦ, 35XM	0,18HB
Объемная закалка	HRC 45—55		40X, 40XH, 35XM	50—60
Закалка т. в. ч. по всему контуру	HRC 56—63 HRC 45—55	HRC <sub>c</sub> 27—35	55ГП, У6, 35XM, 40X, 40XH	90 65
Закалка т. в. ч. сквозная с охватом вп. адины	HRC 45—55		40X, 35XM, 40XH	55
Азотирование	HV 700—950 HV 500—700	HRC <sub>c</sub> 25—40	38X2Ю, 38X2МЮА, 40X, 40XФА, 40X2НМА	1,2HRC <sub>c</sub> +30
Цементация с автоматическим регулированием процесса	HRC 57—62		Легированные	85—95
Цементация				75—80
Нитроцементация с автоматическим регулированием процесса	HRC 56—63		25XГМ 25XГТ, 30XГТ, 35X	100 75
Нитроцементация			25XГТ, 30XГТ, 35X	70

При HB > 350 и нешлифованной переходной поверхностью (II)

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_F}}, \quad (5.25)$$

где  $N_{F0}$  — базовое число циклов напряжений.

Для большинства углеродистых сталей

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6.$$

Для постоянного режима нагрузки эквивалентное число циклов напряжений  $N_F$  определяется по формуле (5.13); для переменного — по формуле (5.14). При этом в формуле (5.14) вместо показателя степени 3 в случае (I) подставляется показатель степени 6, а в случае (II) показатель степени 9. Для любого режима работы передачи (постоянного или переменного), при  $N_F \geq N_{F0}$   $K_{FL} = 1$ . Если зако-



номерность изменения нагрузки во времени неизвестна, для типовых переменных режимов  $K_{FL1}$  или  $K_{FL2}$  с известной степенью точности определяют по табл. 5.4.

### 5.3. Расчет зубьев на прочность при воздействии пиковой (максимальной) нагрузки

При расчете зубьев на выносливость кратковременно действующие пиковые нагрузки продолжительностью не более чем 3 с, которые за весь срок службы передачи вызывают суммарное число циклов напряжений в зубьях, не превышающее  $5 \cdot 10^4$ , не принимались во внимание, поскольку они не оказывают заметного влияния на усталостные явления в материале зубьев. Однако под воздействием этих нагрузок возможны пластическая деформация от контактных напряжений и хрупкое разрушение от напряжений изгиба. Чтобы этих явлений не наблюдалось, пиковые контактные напряжения и напряжения изгиба не должны выходить за пределы допускаемой величины, т. е. должны выполняться следующие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{HM1} &= \sigma_{H1} \sqrt{\frac{T_{1M1}}{T_{1H}}} \leq \sigma_{HPM1}; \\ \sigma_{HM2} &= \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{2M2}}{T_{2H}}} \leq \sigma_{HPM2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.26)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{FM1} &= \sigma_{F1} \frac{T_{1M1}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FPM1}; \\ \sigma_{FM2} &= \sigma_{F2} \frac{T_{2M2}}{T_{2F}} \leq \sigma_{FPM2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.27)$$

где  $T_{1H}$ ;  $T_{1F}$ ;  $T_{2H}$ ;  $T_{2F}$  — расчетная нагрузка, принятая при расчете на выносливость соответственно на шестерне и колесе;  $T_{1M}$ ,  $T_{2M}$  — пиковая нагрузка соответственно на шестерне и на колесе;  $\sigma_{1H}$ ;  $\sigma_{F1}$ ;  $\sigma_{H2}$ ;  $\sigma_{2F}$  — напряжения, полученные при расчете на выносливость;  $\sigma_{HM1}$ ;  $\sigma_{FM1}$ ;  $\sigma_{HM2}$ ;  $\sigma_{FM2}$  — расчетные пиковые напряжения, т. е. напряжения, соответствующие пиковой нагрузке;  $\sigma_{HPM1}$ ;  $\sigma_{FPM1}$ ;  $\sigma_{HPM2}$ ;  $\sigma_{FPM2}$  — допускаемые пиковые напряжения.

При нормализации, улучшении или объемной закалке

$$\sigma_{HPM} = 2,8 \sigma_T$$

( $\sigma_T$  — предел текучести материала). При цементации зубьев и закалке т. в. ч.

$$\sigma_{HPM} = 4HRC.$$

При азотировании зубьев

$$\sigma_{НРМ} = 0,30 HV;$$

$$\sigma_{ФРМ} \approx 0,8 \sigma_T \text{ при } HB \leq 350;$$

$$\sigma_{ФРМ} \approx 0,6 \sigma_B \text{ при } HB > 350$$

( $\sigma_B$  — предел прочности материала). Соотношения между твердостями HRC, HV и HB приведено на стр. 33. В расчете зубьев на прочность при воздействии пиковой нагрузки обычно ограничиваются проверкой прочности зубьев шестерни. Зависимости (5.26) и (5.27) остаются без изменения для всех видов передач зацеплением.

---

**ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА  
С КОСЫМИ И ШЕВРОННЫМИ ЗУБЬЯМИ**

**6.1. Цилиндрические зубчатые колеса с косыми зубьями  
и их расчет**

В отличие от прямозубых цилиндрических колес, у которых зубья располагаются параллельно оси вращения, в косозубых колесах зубья располагаются по винтовым линиям. При этом если в прямозубых колесах зубья входят в зацепление мгновенно по всей

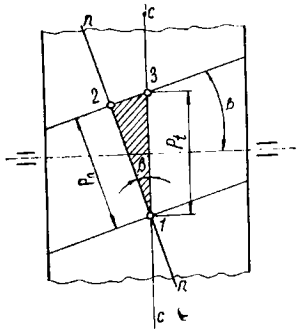


Рис. 6.1. Осевая сила в косозубых колесах.

длине, то в косозубых колесах постепенно. Благодаря этому при одинаковых неточностях в зацеплении косозубые колеса работают более плавно, чем прямозубые. Кроме того, косозубые колеса по сравнению с прямозубыми обладают большей нагрузочной способностью как по контактным напряжениям, так и по напряжениям изгиба.

Наряду с указанными достоинствами косозубые колеса имеют серьезный недостаток, который состоит в следующем. В результате винтового расположения зубьев возникает осевая сила  $F_a$  (рис. 6.1)

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

где  $\beta$  — угол наклона зуба к оси вращения на делительном цилиндре. Величина этой осевой составляющей, так же как плавность работы и нагрузочная способность передачи, зависит от угла наклона зубьев  $\beta$ . С увеличением угла наклона повышается плавность работы и нагрузочная способность передачи, но увеличивается осевая сила  $F_a$ . При больших значениях осевой силы  $F_a$  приходится предусматривать сложные конструкции опорных узлов, которые воспринимали бы эти силы. При этом конструкция передач значительно усложняется. ГОСТ 2185—55 для косозубых колес предусматривался угол наклона  $\beta = 8 - 15^\circ$ . При таких значениях этого угла обеспечивается, с одной стороны, достаточно высокая плавность работы и нагрузочная способность передачи, с другой — небольшая осевая составляющая  $F_a$ , для восприятия которой не требуется предусматривать опоры сложной конструкции. Новым ГОСТ 2185—

66 угол наклона  $\beta$  не регламентируется. Если нет необходимости в дальнейшем увеличении плавности и нагрузочной способности косозубых передач, то при выборе  $\beta$  можно использовать рекомендации старого ГОСТа.

В косозубых колесах различают (рис. 6.2):

1) шаг нормальный  $p_n$ , измеренный в плоскости, нормальной к линии зуба  $n-n$ , и соответствующий ему модуль нормальный  $m_n$ ;

2) шаг окружной  $p_t$ , измеренный в плоскости, перпендикулярной к оси вращения колеса, и соответствующий ему модуль окружной  $m_t$ . Модуль нормальный  $m_n$  является модулем расчетным и чаще всего стандартным. Из  $\triangle 1-2-3$  (рис. 6.2)

$$p_n = p_t \cos \beta,$$

соответственно

$$m_n = m_t \cos \beta.$$

Делительный диаметр

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

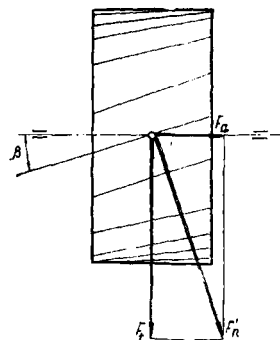


Рис. 6.2. К определению нормального и окружного шагов в косозубых колесах.

**Получение основных расчетных зависимостей.** Расчет косозубого колеса сводится к расчету прямозубого эквивалентного колеса, расчетные зависимости для которого были получены ранее. При этом профиль зуба эквивалентного прямозубого колеса должен соответствовать профилю зуба косозубого колеса в его нормальном сечении. Рассечем косозубое колесо (рис. 6.3) нормальной плоскостью  $n-n$ . В сечении колеса получится эллипс, в нормальном сечении зуба — некоторый профиль. Радиусом  $\rho$  через точку  $K$  эллипса опишем окружность. Если, приняв эту окружность за начальную, построить соответствующий ей эвольвентный профиль такого же модуля, как и модуль косозубого колеса в нормальном сечении  $n-n$ , то окажется, что эти профили получатся одинаковыми. Отсюда можно сделать вывод, что описанная радиусом  $\rho$  окружность является начальной окружностью эквивалентного прямозубого колеса, к которому сводится расчет косозубого колеса. На рис. 6.3 тонкими линиями показано прямозубое колесо, жирными линиями — косозубое колесо. Все величины, относящиеся к прямозубому колесу, обозначим с индексом  $v$ . Установим связь между величинами, относящимися к прямозубому и косозубому колесам. Радиус кривизны эллипса в точке  $K$  (см. рис. 6.3)

$$\rho = \frac{a^2}{l},$$

где  $\triangle 1-2-3$

$$a = \frac{d_w}{2 \cos \beta}; \quad l = \frac{d_w}{2}, \quad \rho = \frac{d_w v}{2},$$

откуда

$$d_{wv} = \frac{d_w}{\cos^2 \beta}. \quad (6.1)$$

Межосевое расстояние

$$a_{wv} = \frac{d_{wv1} + d_{wv2}}{2} = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2 \cos^2 \beta} = \frac{a_w}{\cos^2 \beta}. \quad (6.2)$$

В зависимости (6.1)

$$d_{wv} = m_n z_v; \quad d_w = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta},$$

откуда

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (6.3)$$

Из  $\triangle 4-5-6$

$$b_{wv} = \frac{b_w}{\cos \beta}. \quad (6.4)$$

Расчетный крутящий момент

$$T_v = F_{tv} \frac{d_{wv}}{2},$$

где

$$F_{tv} = \frac{F_t}{\cos \beta}; \quad d_{wv} = \frac{d_w}{\cos^2 \beta},$$

откуда

$$T_v = \frac{T}{\cos^3 \beta}. \quad (6.5)$$

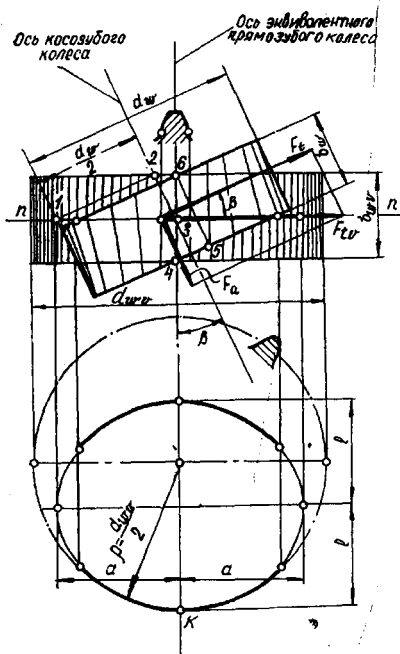


Рис. 6.3. К расчету цилиндрических колес с косыми зубьями.

Установив таким образом связь между величинами, относящимися к эквивалентному прямозубому и косозубому колесам, перейдем к получению основных зависимостей для расчета зубьев косозубых колес на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям. Для эквивалентной прямозубой шестерни

$$\sigma_{H1} = 22,36 Z_{Hv} Z_{\epsilon} Z_{Mv} \frac{1}{a_{wv}} \sqrt{\frac{T_{1Hv} (u \pm 1)^3}{b_{wv} u}}.$$

С учетом (6.1) — (6.5) для косозубой шестерни

$$\sigma_{H1} = 22,36 Z_H Z_{\epsilon} Z_M \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^2 \beta (u \pm 1)^3}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1} \quad (6.6)$$

где  $Z_H$  и  $Z_M$  — имеют такое же значение, как и в прямоугольных колесах, а

$$Z_e = \sqrt{\frac{1}{K_e \epsilon_\alpha}} \approx \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Для стальных зубчатых колес ( $E \approx 2,15 \cdot 10^4 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$ ;  $\nu \approx 0,3$ ) с углом зацепления  $\alpha_w = 20^\circ$

$$Z_M = 86,6; Z_H = 1,77 \sqrt{\cos \beta}, Z_e \approx \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Тогда

$$\sigma_{H1} = \frac{3427,4}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta}{b_w \epsilon_\alpha} \frac{(u \pm 1)^3}{u}} \leq \sigma_{HP1} \quad (6.7)$$

и при  $b_w = \psi_{ba} a_w$

$$a_w = 227,3 (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_{1H} \cos^3 \beta}{\sigma_{HP}^2 \psi_{ba} \epsilon_\alpha u}} \quad (6.8)$$

При расчете стальных косозубых колес с углом  $\beta = 8 \div 15^\circ$ , с достаточной степенью точности можно пользоваться формулами, полученными для  $\epsilon_\alpha = 1,6$ ;  $\beta = 8^\circ$

$$\sigma_{H1} = \frac{2670,1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u \pm 1)^3}{b_w u}} \leq \sigma_{HP1} \quad (6.9)$$

$$a_w = 192,5 (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_{1H}}{\sigma_{HP}^2 \psi_{ba} u}} \quad (6.10)$$

**Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.** Для эквивалентной прямоугольной шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_\epsilon Y_{F1} \frac{636,6 T_{1Fv}}{m_n^2 z_1 v b_w v \gamma}$$

С учетом (6.1 ÷ 6,5) для косозубой шестерни

$$\sigma_{F1} = Y_\epsilon Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F} \cos \beta}{m_n^2 z_1 b_w \gamma}, \quad (6.11)$$

Вследствие наклонного расположения контактных линий изгибная прочность зубьев косозубых колес по сравнению с изгибной

прочностью прямозубых колес выше. Это обстоятельство учитывается введением в зависимость (6.11) поправочного коэффициента  $Y_\beta \approx 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$ . Здесь угол  $\beta$  в градусах.

С достаточной степенью точности для технических расчетов можно принимать  $Y_\beta \approx \cos \beta$ . Тогда

$$\sigma_{F1} = Y_\varepsilon Y_{F1} \frac{636,6 T_{1F} \cos^2 \beta}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1} \quad (6.12)$$

и при  $b_w = \psi_{bm} m_n$

$$m_n = 8,6 \sqrt[3]{\frac{Y_\varepsilon Y_{F1} T_{1F} \cos^2 \beta}{z_1 \psi_{bm} \sigma_{FP1} \gamma}} \quad (6.13)$$

Для  $\beta = 8 \div 15^\circ$  и  $\varepsilon_\alpha \approx 1,6$

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{389,9 T_{1F}}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1} \quad (6.14)$$

$$m_n = 7,3 \sqrt[3]{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{\sigma_{FP1} z_1 \psi_{bm} \gamma}} \quad (6.15)$$

В зависимостях (6.6) — (6.15)

$$K_{H\beta k} \approx 1,2 K_{H\beta n}, K_{F\beta k} \approx K_{F\beta n}$$

где  $K_{\beta k}$  и  $K_{\beta n}$  — коэффициенты распределения нагрузки по ширине колеса соответственно для косозубого и прямозубого колес. Такое увеличение коэффициента концентрации нагрузки в косозубых колесах объясняется тем, что вследствие наклонного расположения контактных линий на поверхности зубьев возникает дополнительная концентрация нагрузки [11]

$$Y_\varepsilon \approx \frac{1}{\varepsilon_\alpha}; Y_{F1} = Y_{F1}(z_v); z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

(см. рис. 5.12). Остальные величины определяются так же, как и для прямозубых передач.  $\varepsilon_\alpha$  — коэффициент торцевого перекрытия. В общем случае

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{(z_1 + 2f \cos \beta)^2 - (z_1 \cos \alpha_{t w})^2} + \sqrt{(z_2 + 2f \cos \beta)^2 - (z_2 \cos \alpha_{t w})^2} - (z_1 + z_2) \sin \alpha_{t w}}{2\pi \cos \alpha_{t w}}$$

где  $\alpha_{t w}$  — торцовый угол зацепления;  $\operatorname{tg} \alpha_{t w} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$ ;  $f$  — коэффициент высоты головки зуба.

Для косозубых колес с углом  $\beta = 8 \div 15^\circ$  с достаточной степенью точности можно принимать

$$\varepsilon_\alpha \approx 1,6.$$

Коэффициент перекрытия, характеризующий число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, в косозубых колесах

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta,$$

где  $\varepsilon_\beta$  — коэффициент осевого перекрытия

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

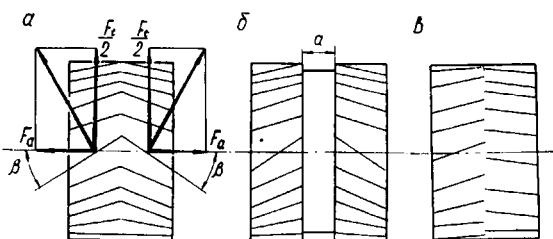


Рис. 6.4. Шевронное колесо (а), двухвенцовое (б), со смещенными зубьями (в).

$p_x$  и  $p_n$  — соответственно осевой и нормальный шаг зацепления. Для обеспечения соответствующей плавности работы передачи в зависимости от окружной скорости колес рекомендуются следующие наименьшие значения коэффициента перекрытия  $\varepsilon_{\gamma \min}$ :

для тихоходной передачи ( $v < 3$  м/с)

$$\varepsilon_{\gamma \min} \approx 1,2 \div 1,5;$$

для среднескоростной передачи ( $v = 3 \div 15$  м/с)

$$\varepsilon_{\gamma \min} \approx 1,5 \div 2;$$

для быстроходной передачи ( $v > 15$  м/с)

$$\varepsilon_{\gamma \min} \approx 2 \div 3.$$

## 6.2. Особенности цилиндрических зубчатых колес с шевронными зубьями и их расчет

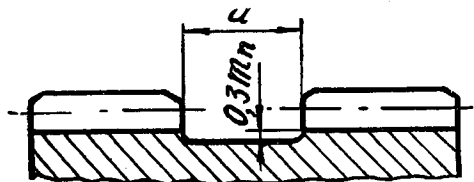
В шевронных колесах зубья располагаются по винтовым линиям, которые на каждой половине колеса имеют противоположные направления (рис. 6.4, а). Как следует из рис. 6.4, а, при таком расположении зубьев осевые составляющие  $F_a$  направлены в противоположные стороны. Если предположить, что нагрузка равномерно распределяется по длине зубьев, то осевые составляющие равны и взаимно уравновешиваются. Поэтому осевых сил, передающихся на опоры, нет.



По своей конструкции шевронные колеса могут быть различных разновидностей, например, двухвенцовые шевронные колеса (рис. 6.4, б) и шевронные колеса со смещенными зубьями (рис. 6.4, в). Эти разновидности шевронных колес несколько уступают изобретенной на рис. 6.4, а

Таблица 6.1

Ширина канавки для выхода червячных фрез при нарезании двухвенцовых шевронных колес



Нормальный модуль $m_n$ , мм	Угол наклона зубьев на длительном цилиндре		
	от 15 до 25°	от 25 до 35°	свыше 35°
ширина канавки $a$ , мм			
1	20	22	24
1,5	24	26	28
2	28	30	34
2,5	34	36	40
3	38	40	45
3,5	45	50	55
4	50	55	60
4,5	55	60	65
5	60	65	70
6	70	75	80
7	75	80	85
8	85	90	95
9	95	105	110
10	100	110	115
12	115	125	135
14	135	145	155
16	150	165	175
18	170	185	195
20	190	205	220

по прочности зубьев, однако дают возможность изготавливать их более точными и производительными методами. Размеры канавок, которые необходимы для выхода червячной фрезы при нарезании двухвенцовых шевронных колес (рис. 6.4, б) принимают в соответствии с табл. 6.1 [18].

При нарезании долбяками ширину канавки  $a$  можно делать в 10 раз меньше указанной в табл. 6.1 и даже изготавливать шевронные колеса без канавки. При выборе направления винтовых линий зуба необходимо учитывать направление вращения колеса. Направление винтовых линий желательно выбирать таким, чтобы при вращении колеса зуб входил в зацепление более прочной частью, т. е. вершиной угла  $K$ . При этом возникают более благоприятные условия для смазки (рис. 6.5). При реверсивной передаче иногда применяется двоянный шеврон. В та-

кой конструкции при любом направлении вращения колеса всегда входит в зацепление одна из вершин зуба  $K$ .

Расчет на прочность и выносливость шевронных зубчатых колес с любым углом наклона зубьев  $\beta$  выполняется по тем же формулам, что и расчет косозубых колес. При углах  $\beta = 25 \div 40^\circ$ , которые

чаще всего применяются в шевронных колесах,  $\varepsilon_a = 1,6$  формулы для расчета зубьев на выносливость имеют вид:

$$\sigma_{H1} = \frac{2337,9}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{(u \pm 1)^3}{u}} \quad (6.16)$$

$$a_w = 176,1 (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_{1H}}{\sigma_{HP}^2 \psi_{ba} u}} \quad (6.17)$$

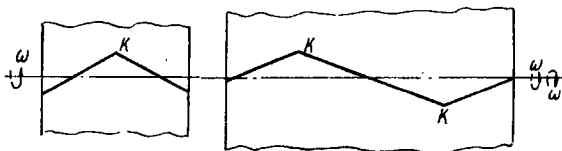


Рис. 6.5. Выбор направления винтовых линий в зависимости от направления вращения колеса.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{326,8 T_{1F}}{m_n^2 z_1 b_w \gamma} \leq \sigma_{FP1} \quad (6.18)$$

$$m_n = 6,89 \sqrt{\frac{T_{1F} Y_{F1}}{\sigma_{FP1} z_1 \psi_{bm} \gamma}} \quad (6.19)$$

Значение величин, входящих в зависимости (6.16) — (6.19) такое же, как и в зависимостях для косозубых колес.

### 6.3. Порядок расчета зубчатой передачи цилиндрическими колесами

Проектный расчет закрытой передачи. 1. Определение общего передаточного числа:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_2},$$

где  $n_1$  и  $n_2$  — частота вращения соответственно первого ведущего и последнего ведомого зубчатых колес. 2. Определение числа ступеней (см. табл. 2.3), распределение общих передаточных чисел между отдельными ступенями (см. табл. 2.4—2.6).

3. Выбор материалов (см. табл. 3.1). 4. Расчет ступеней.

Расчет можно вести, начиная либо с быстроходной, либо с тихоходной ступени. Обычно в цилиндрических передачах всех типов, за исключением соосной, принято этот расчет начинать с быстроходной ступени, в соосной передаче — с тихоходной ступени. Расчет

первой ступени (быстроходной или тихоходной) рекомендуется вести в такой последовательности.

1. Определение межосевого расстояния  $a_w$  ступени [зависимости (5.6); (5.8); (6.8); (6.10); (6.17)]. Полученное межосевое расстояние  $a_w$  округляется до ближайшего стандартного значения, данного в табл. 2.1.

2. Проверка зубьев на выносливость по контактным напряжениям сдвига при выбранном значении  $a_w$ . Контактные напряжения зубьев шестерни  $\sigma_{H1}$  [зависимости (5.5); (5.7); (6.6); (6.7); (6.9); (6.16)]

$$\sigma_{H1} \leq \sigma_{HP1}$$

Контактные напряжения зубьев колеса  $\sigma_{H2}$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \leq \sigma_{HP2}$$

Если напряжения  $\sigma_{H1}$  и  $\sigma_{H2}$  выходят за пределы допускаемых величин, необходимо либо изменить межосевое расстояние, приняв другое стандартное значение  $a_w$  по табл. 2.1, либо применить для зубчатых колес другие материалы и соответствующую термическую или термохимическую обработку. Для полного использования нагрузочной способности проектируемой передачи по контактным напряжениям желательно добиваться того, чтобы  $\sigma_{H1}$  и  $\sigma_{H2}$  отличались от допустимых значений не более, чем на  $\pm 5\%$ .

3. Выбор суммы чисел зубьев  $z_\Sigma$ , определение числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ , определение модуля  $m$  в соответствии с выбранной величиной  $z_\Sigma$  и принятым межосевым расстоянием  $a_w$  (см. табл. 2.1). Выбор суммы чисел зубьев  $z_\Sigma$  начинают с ее наименьшего значения, указанного в табл. 2.7—2.8 ( $z_{\Sigma \min} = 100$  — для прямозубых колес,  $z_{\Sigma \min} = 99$  — для косозубых колес со стандартным нормальным модулем). Число зубьев шестерни и колеса определяют по формулам:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1}; \quad z_2 = z_\Sigma - z_1.$$

4. Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба. Напряжение изгиба зубьев шестерни  $\sigma_{F1}$  [зависимости (5.19); (6.12); (6.14); (6.18)]

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}$$

Напряжение изгиба зубьев колеса  $\sigma_{F2}$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2},$$

где  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  — коэффициенты формы зуба, определяемые по графикам рис. 5.12;  $\sigma_{FP1}$  и  $\sigma_{FP2}$  — допускаемые напряжения изгиба, определяемые по зависимости (5.23).

Если напряжение  $\sigma_{F1}$  или  $\sigma_{F2}$  значительно меньше допустимого, сумму чисел зубьев увеличивают, принимая большее значение из

рекомендуемого в табл. 2.7—2.8 для данного  $a_w$  и снова определяют  $\sigma_{F1}$  и  $\sigma_{F2}$ . Такими несколькими последовательными пробами устанавливают оптимальное значение  $z_\Sigma$ , при котором достигается наиболее полное использование нагрузочной способности проектируемой передачи по напряжениям изгиба. Для более полного использования нагрузочной способности желательно добиваться того, чтобы напряжения изгиба  $\sigma_{F1}$  и  $\sigma_{F2}$  отличались от допускаемых напряжений не более чем на  $\pm 5\%$ .

5. Проверка зубьев на прочность при воздействии пиковой нагрузки (если в расчетном задании оговорена возможность возникновения пиковой нагрузки и указано ее значение) по зависимостям (5.26); (5.27). Если напряжения, подсчитанные по этим формулам, выходят за пределы допускаемой величины, то применяют для зубчатых колес более прочные материалы (иногда изменяют параметры передачи, увеличивая межосевое расстояние и модуль). В рассмотренной последовательности выполняют расчет остальных ступеней передачи. Однако при расчете других ступеней определяют их межосевые расстояния в соответствии с межосевым расстоянием уже рассчитанной ступени по табл. 2.1, а затем выполняют все необходимые проверки.

**Проектный расчет открытой передачи.** После распределения общего передаточного числа между отдельными ступенями, а также после выбора материала расчет каждой ступени ведут в такой последовательности.

1. Определение модуля  $m$  из условия выносливости зубьев по напряжениям изгиба по формулам [(5.20); (6.13); (6.15); (6.19)]. Полученный модуль округляется до ближайшего стандартного значения указанного в табл. 1.1.

2. Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба. Напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1} .$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2} .$$

3. Проверка зубьев на прочность при воздействии пиковой нагрузки по зависимостям, (5.27).

**Особенности проверочного расчета цилиндрических передач.** В закрытых передачах определяются  $\sigma_H$ ,  $\sigma_F$ ,  $\sigma_{HM}$ ,  $\sigma_{FM}$  в открытых передачах — только  $\sigma_F$  и  $\sigma_{FM}$ , а затем сравниваются с допускаемыми напряжениями. При этом определение напряжений производится так же, как и в проектном расчете.

#### 6.4. Силы в зубчатых передачах цилиндрическими колесами

На рис. 6.6 показаны прямозубые шестерни (ведущее звено —  $B_w$ ) и колесо (ведомое звено  $B_m$ ). Под влиянием внешних моментов, приложенных к зубчатым колесам, между зубьями возникают силы

взаимодействия. При этом полное давление на зуб  $F_n$  можно разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие: силу  $F_t$ , которая направлена по касательной к начальной окружности и называется **окружным усилием**, и на составляющую  $F_r$ , которая направлена перпендикулярно к оси вращения и называется **распорной силой**.

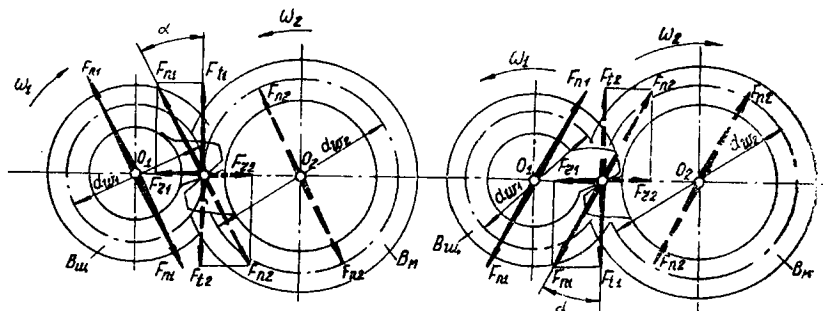


Рис. 6.6. Силы в цилиндрических колесах с прямыми зубьями.

Без учета сил трения

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha; \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha},$$

где  $T$  — крутящий момент;  $d_w$  — диаметр начальной окружности;  $\alpha$  — угол зацепления.

Если перенести силы полного давления на зубья  $F_{n1}$  и  $F_{n2}$  в соответствующие центры  $O_1$  и  $O_2$ , то получаются пары сил, скручи-

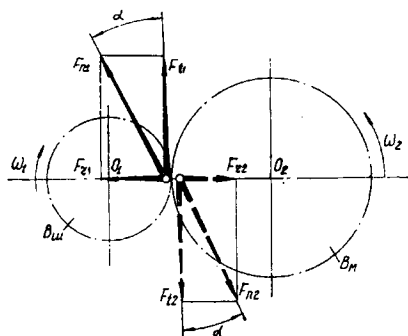


Рис. 6.7. К определению направления сил, действующих в цилиндрических колесах.

вающие валы шестерни и колеса, и силы, изгибающие эти валы. Для определения направления сил, действующих в зубчатом зацеплении, используется следующее правило: окружное усилие и полное давление на зуб ведущего колеса всегда направлены в сторону,

противоположную направлению скорости вращения этого колеса. Направление окружного усилия и полного давления на зуб ведомого колеса всегда совпадает с направлением скорости вращения этого колеса (рис. 6.7).

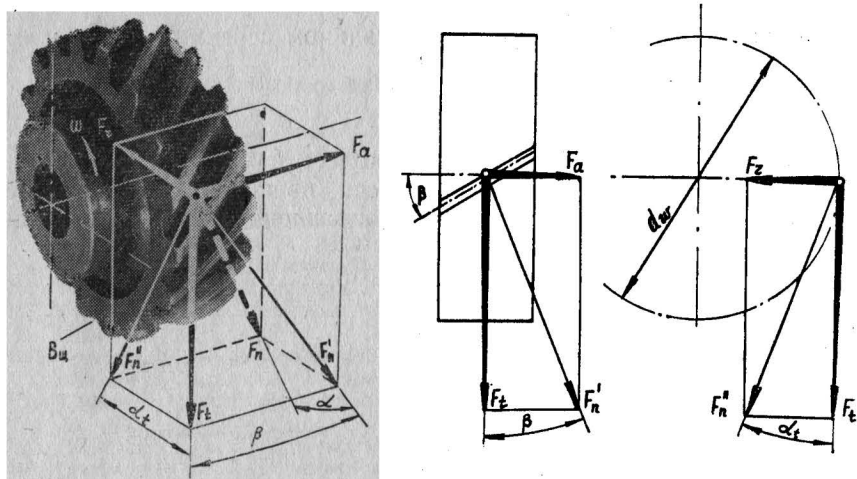


Рис. 6.8. Силы в цилиндрических колесах с косыми зубьями.

В косозубых колесах полное давление  $F_n$  на зуб можно разложить на три взаимно перпендикулярные составляющие (рис. 6.8, а, б) без учета сил трения. Первая составляющая представляет собой окружное усилие  $F_t$ , направленное по касательной к начальной окружности.

$$F_t = \frac{2T}{d_w}$$

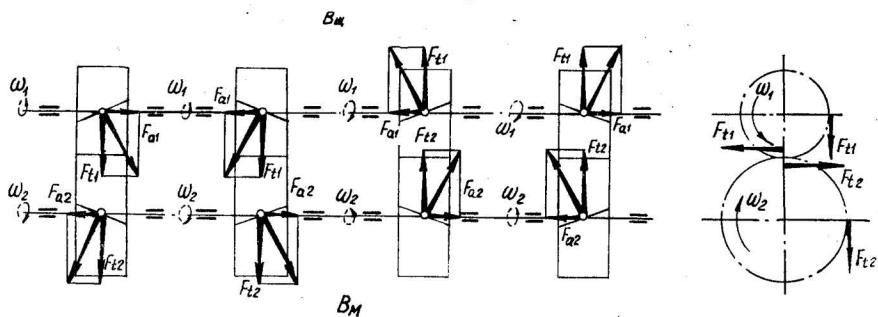


Рис. 6.9. К определению направления сил, действующих в цилиндрических колесах с косыми зубьями.

Вторая составляющая представляет собой осевое усилие  $F_\alpha$ , направленное параллельно оси вращения

$$F_\alpha = F_t \operatorname{tg} \beta$$

Третья составляющая представляет собой распорную силу  $F_r$ , направленную перпендикулярно к оси вращения колеса:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t,$$

где  $\beta$  — угол наклона зуба;  $\alpha_t$  — угол зацепления в торцовом сечении колеса.

Угол  $\alpha_t$  зависит от угла  $\alpha$  в нормальном сечении колеса и от угла наклона зуба  $\beta$ :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Распорная сила  $F_r$  у косозубых колес, как и у прямозубых, всегда направлена перпендикулярно к оси вращения. Направление окружной силы  $F_t$  зависит только от направления вращения, а на-

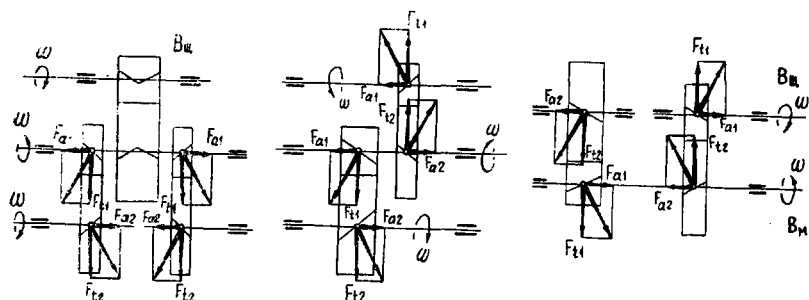


Рис. 6.10. К выбору направления винтовых линий в цилиндрических колесах с косыми зубьями.

правление осевой силы  $F_a$  как от направления вращения, так и от направления винтовой линии зубьев (правого или левого). Для определения направления окружной силы  $F_t$  и осевой силы  $F_a$  можно пользоваться схемами, изображенными на рис. 6.9.

При конструировании передач направление винтовых линий на зубчатых колесах необходимо выбирать таким образом, чтобы осевые давления, передающиеся на опоры, были минимальными.

На рис. 6.10 показаны распространенные схемы цилиндрических передач с косозубыми и шевронными колесами. Как видно из приведенных схем, правильно выбранные направления винтовых линий позволяют уменьшить осевые давления, передающиеся на опоры, что в конечном счете дает возможность улучшить их технико-экономические показатели.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М., Машгиз, 1969.
  2. Болотовский И. А., Гурьев Б. И., Смирнов В. Э. и др. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. М., «Машиностроение», 1974.
  3. Болотовский И. А., Гурьев Б. И., Смирнов В. Э. и др. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров. М., «Машиностроение», 1977.
  4. Кораблев И. А., Решетов Д. Н. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. М., «Машиностроение», 1968.
  5. Трубин Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. М., Машгиз, 1962.
  6. Решетов Д. Н. Детали машин. М., «Высшая школа», 1974.
  7. Иванов М. Н. Детали машин. М., «Высшая школа», 1977.
  8. Добровольский В. А., Заблонский К. И., Мак С. Л. и др. Детали машин. М., «Машиностроение», 1972.
  9. Дмитриев В. А. Детали машин. Л., «Судостроение», 1970.
  10. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением. М., «Машиностроение», 1969.
  11. Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л., «Машиностроение», 1971.
  12. Кистьян Л. Г. Методика расчета зубчатых передач на прочность. М., Машгиз, 1963.
  13. Петрусевич А. И. Детали машин. Сборник материалов по расчету и конструированию передачи. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., Машгиз, 1953.
  14. Эйдинов М. С. Расчет зубчатых и червячных передач. Москва — Свердловск, Машгиз, 1961.
  15. Устиненко В. Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. М., «Машиностроение», 1972.
  16. Заблонский К. И. Жесткость зубчатых передач. Киев, «Техника», 1967.
  17. Эйдинов М. С., Гальчун Б. Р., Гашуков В. С. и др. Детали машин. Конспект лекций. Под ред. М. С. Эйдинова, Свердловск, изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1972.
  18. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкция и расчет. М., «Машиностроение», 1972.
  19. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А., Бубырь Ю. В. Редукторы. Москва — Киев, Машгиз, 1963.
  20. Черновский С. А., Ицкович Г. М., Киселев В. А. и др. Проектирование механических передач. М., «Машиностроение», 1976.
  21. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. ГОСТ 21354—75. М., Изд-во стандартов, 1976.
  22. Передачи зубчатые. Исходный контур, модуль, основные параметры, допуски. Сб. стандартов. М., Изд-во стандартов, 1973.
  23. Передачи зубчатые. Термины, определения, обозначения, расчет геометрии, ГОСТы 16530—70, 16532—70. М., Изд-во стандартов, 1971.
  24. ЕСКД. ГОСТы 2.401÷2.426. М., Изд-во стандартов, 1976.
-



# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
Введение . . . . .	5
<i>Глава первая</i> Общие сведения по геометрии цилиндрических зубчатых передач . . . . .	7
1.1. Эвольвента и эвольвентное зацепление . . . . .	7
1.2. Зубчатые колеса и передачи без смещения и со смещением . . . . .	11
<i>Глава вторая</i> Основные параметры цилиндрических зубчатых передач . . . . .	19
<i>Глава третья</i> Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес . . . . .	30
<i>Глава четвертая</i> Физические основы современных методов расчета зубчатых колес на прочность и выносливость . . . . .	41
<i>Глава пятая</i> Расчет цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями . . . . .	44
5.1. Расчет зубьев на выносливость по контактным напряжениям . . . . .	44
5.2. Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба . . . . .	56
5.3. Расчет зубьев на прочность при воздействии пиковой (максимальной) нагрузки . . . . .	64
<i>Глава шестая</i> Цилиндрические зубчатые колеса с косыми и шевронными зубьями . . . . .	66
6.1. Цилиндрические зубчатые колеса с косыми зубьями и их расчет . . . . .	66
6.2. Особенности цилиндрических зубчатых колес с шевронными зубьями и их расчет . . . . .	71
6.3. Порядок расчета зубчатой передачи цилиндрическими колесами . . . . .	73
6.4. Силы в зубчатых передачах цилиндрическими колесами . . . . .	75
Литература . . . . .	79

*Михаил Соломонович ЭЙДИНОВ*  
*Борис Романович ГАЛЬЧУН*

## РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ Цилиндрические зубчатые передачи

*Учебное пособие*

Научный редактор доц. канд. техн. наук **М. С. Эйдинов**

Редактор издательства *Л. П. Федотова*

Технический редактор *И. М. Олерская*

Корректор *О. Е. Капустина*

---

НС 15171      Сдано в набор 29/XII 1977 г.      Подписано к печати 8/VI 1978 г.  
 Формат 60×90<sup>1/16</sup>      Бумага тип. № 1.      Усл. печ. л. 5,0      Уч.-изд. л. 5,09  
 Заказ 25.      Тираж 5000      Цена 18 коп.

---

### Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
33	3-я снизу	0,87	0,87 НВ
37	Марка материала	30	35
табл. 3.2	3-я сверху		
40	1-я, 2-я, 7-я	$n_1$	$n_1^2$
табл. 3.3	снизу		
	3-я сверху	$\dots \frac{u \pm 1}{u}$	$\dots \frac{u \pm 1}{2}$
46	1-я и 2-я снизу	$Z_H^2; Z_\epsilon^2; Z_M^2$	$Z_H^2; Z_\epsilon^2; Z_M^2$
54	Ф-ла 5.14	$N_H = \frac{\dots}{T_1^3 n_1} \dots$	$N_H = \frac{\dots}{T_1^3} \dots$
60	Рис. 5.12	$Y_F$	$Y'_F$
61	6-я сверху	$Y_{F1}$	$Y_{F1} = \pi Y'_F$
	8-я и 9-я сверху	$Y_F$	$Y'_F$
	Ф-ла 5.20	$\frac{\dots}{\sigma_{FP1}}$	$\frac{\dots}{\sigma_{FP1} Y}$
64	Ф-лы 5.26, 5.27	$T_{1M1} T_{2M2}$	$T_{1M} T_{2M}$
74	8-я сверху	$\dots$ напряжениям сдвига	$\dots$ напряжениям

Цена 18 коп.

