

Министерство образования Российской Федерации  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра «Основы проектирования машин»

621.83(07)  
У805

**Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис**

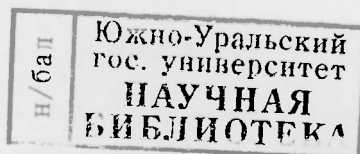
**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ**

*Компьютеризированное учебное пособие  
с программами расчета передач*

*Под редакцией Е.П. Устиновского*

*Рекомендовано учебно-методическим  
объединением вузов по университетскому  
политехническому образованию в качестве  
учебного пособия для студентов высших  
учебных заведений, обучающихся по машиностроительным специальностям*

52 99



Прил.: CD-R

Челябинск  
Издательство ЮУрГУ  
2002

04 - 05

УДК 621.83(075.8)

Устиновский Е.П., Шевцов Ю.А., Вайчулис Е.В. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: Компьютеризированное учебное пособие с программами расчета передач / Под ред. Е.П. Устиновского. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2002. – 193 с.

В пособии приведены кинематический и силовой расчеты привода, дана методика выбора электродвигателя по мощности и частоте вращения вала, изложена методика проектного и проверочного расчетов цилиндрических, планетарных, конических, червячных и волновых зубчатых передач как с применением компьютерных технологий, так и при расчетах без поиска оптимального решения. Рассмотрены вопросы смазывания зубчатых колес, расчета комплекса параметров для их контроля и правила оформления рабочих чертежей деталей передач. К пособию прилагается лазерный диск с программами расчета передач.

Ил. 46, табл. 65, список лит. – 15 назв.

Одобрено учебно-методической комиссией механико-технологического факультета.

11/879211

Рецензенты: кафедра «Основы проектирования машин» Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (зав. кафедрой д-р техн. наук **О.А. Ряховский**);  
канд. техн. наук **Г.И. Торбеев**;  
канд. техн. наук **Г.В. Савельев**

ISBN 5-696-02083-6

© Издательство ЮУрГУ, 2002.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Пособие предназначено для самостоятельной работы студентов при выполнении семестровых работ и курсового проекта и содержит предисловие, введение и 11 разделов. К пособию прилагается лазерный диск с программами расчета.

В соответствии с программой дисциплины «Детали машин и основы конструирования» учебное пособие охватывает расчет и общие вопросы конструирования передач зацеплением с применением компьютерных технологий, а также требования по разработке рабочих чертежей деталей передач.

Первый раздел посвящен кинематическому и силовому расчетам привода, выбору электродвигателя.

Во втором разделе приведены рекомендации по выбору материалов, термообработки и определению допускаемых напряжений в цилиндрических, планетарных и конических зубчатых передачах.

В разделах 3...7 описана методика расчета соответственно цилиндрических, планетарных, конических, червячных и волновых зубчатых передач.

Восьмой раздел посвящен выбору смазки для смазывания передач зацеплением.

В девятом разделе описаны методы контроля зубчатых колес и червяков, приведены формулы для расчета контрольного комплекса.

В десятом разделе описана методика расчета передач зацеплением и контрольного комплекса с применением компьютерных технологий.

В одиннадцатом разделе приведены требования к оформлению и правила выполнения чертежей деталей зубчатых и червячных передач.

Лазерный диск, прилагаемый к пособию, содержит программы многовариантного проектного расчета редукторов, проектного и проверочных расчетов открытой зубчатой цилиндрической передачи, комплекса для контроля передач и инструкцию для работы с программами.

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по деталям машин является первой конструкторской работой студентов, при выполнении которой приобретаются навыки расчета и конструирования деталей и узлов машин, изучаются методы, нормы и правила проектирования, обеспечивающие получение надежных, долговечных и экономичных конструкций.

Темами курсового проекта по деталям машин являются приводы ленточных и цепных конвейеров, лебедок, винтовых толкателей, токарных станков, поворотных столов технологического оборудования, испытательных стендов, триммеров летательных аппаратов и др.

Приводы этих механизмов включают электродвигатель, систему механических передач, соединительные муфты и исполнительный механизм. Система передач предназначена для передачи мощности от электродвигателя к исполнительному механизму с уменьшением угловой скорости и увеличением вращающего момента и в общем случае состоит из редуктора, включающего закрытые зубчатые или (и) червячные передачи, собранные в отдельном корпусе, и из открытой передачи (ременной, цепной, зубчатой). Открытая передача в приводе может отсутствовать. Иногда привод включает передачу «винт-гайка», преобразующую вращательное движение в поступательное.

В настоящем пособии приведены:

- кинематический и силовой расчеты привода;
- методика выбора электродвигателя;
- методика проектного и проверочного расчетов передач зацеплением;
- методика расчета параметров для контроля деталей передач;
- изложены общие требования и правила выполнения рабочих чертежей деталей передач.

Рассмотрены цилиндрические, конические, планетарные и волновые зубчатые передачи, а также червячные передачи с цилиндрическим червяком.

Методика расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления изложена в соответствии с ГОСТ 21 354-87. В качестве базового учебника при разработке пособия принята работа [1].

Методика проектирования передач зацеплением изложена в двух вариантах:

- многовариантное проектирование с поиском оптимального решения на ЭВМ по массе и габаритам редуктора;
- проектирование без поиска оптимального решения с применением калькулятора.

Применение ЭВМ в учебном процессе позволяет повысить качество расчетов и сократить сроки курсового проектирования.

Расчеты на ЭВМ рекомендуется выполнять студентам дневной формы обучения; студентам вечерней и заочной форм обучения допускается проводить расчеты без поиска оптимального решения на ЭВМ.



## 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

### 1.1. Техническое задание на проектирование привода

Проектирование привода выполняют на основании технического задания, в котором содержатся назначение, основные технические характеристики, режим нагружения и ресурс механизма. В качестве силовой характеристики привода в задании приведена номинальная (наибольшая длительно действующая) нагрузка на валу исполнительного механизма, которая задана в виде вращающего момента  $T_k$  или окружного усилия  $F_t$  при вращающемся исполнительном механизме (приводы конвейеров, лебедок, испытательных стендов), или в виде осевого усилия  $F_a$  при поступательном движении исполнительного механизма (приводы винтовых толкателей, триммеров летательных аппаратов). В некоторых случаях задана непосредственно мощность  $P_n$  на валу исполнительного механизма. В качестве кинематической характеристики привода задана либо линейная скорость движения исполнительного механизма (ленты или цепи конвейера, каната лебедки, винта винтового толкателя и т.п.), либо угловая скорость или частота вращения исполнительного механизма или вала электродвигателя.

В задании могут быть указаны размеры исполнительного механизма и другие справочные данные: диаметр  $D$  барабана ленточного конвейера, шаг  $t$  цепи и число зубьев  $z$  ведущей звездочки цепного конвейера, тип резьбы передачи «винт-гайка» и др.

Режим нагружения передач, характеризующий распределение рабочей нагрузки по времени, задан типовой, аппроксимированный одной из непрерывных функций (рис. 1.1).

На рисунке по оси ординат отложено отношение текущего вращающего момента  $T_i$  к наибольшему длительно действующему моменту  $T_n$ , а по оси абсцисс – отношение суммарного числа циклов  $\sum i v_i$  нагружения зубчатого колеса вращающим моментом  $T_i$  к общему числу циклов его нагружения за весь срок службы передачи.

Постоянный режим нагружения (0) характерен для конвейерного автоматизированного производства, тяжелый режим (1) – для горных машин, средний равновероятный (2) – для интенсивно эксплуатируемых машин, средний нормальный (3) – для большинства универсальных машин, легкий (4) и особо легкий (5) – для широкоуниверсальных станков с большим диапазоном регулирования скоростей.

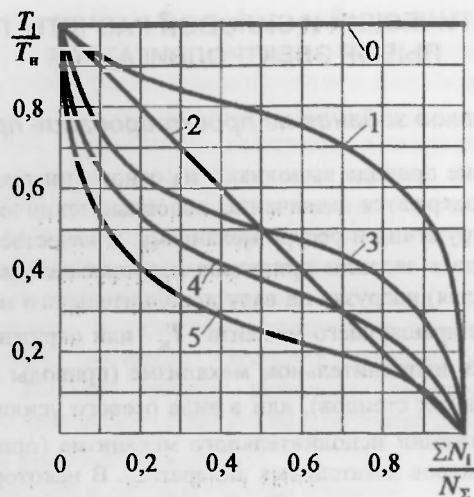


Рис. 1.1. Типовые режимы нагружения передач:

0 – постоянный, 1 – тяжелый, 2 – средний равновероятный,  
3 – средний нормальный, 4 – легкий, 5 – особо легкий

При работе привода помимо рабочей длительно действующей нагрузки в нем могут возникать кратковременные пиковые перегрузки (например, при пуске конвейера). В техническом задании их величина задана в виде отношения наибольшей пиковой нагрузки  $T_{\max}$  к номинальной (наибольшей длительно действующей) нагрузке  $T_H$ :

$$\beta_1 = \frac{T_{\max}}{T_H} > 1.$$

### 1.2. Разработка кинематической схемы привода

Прежде чем приступить к расчетам, студент должен ознакомиться с конструкциями, подобными заданной, по рекомендуемой учебной литературе, макетам и стендам, представленным на кафедре, в реальных машинах и механизмах. При этом следует уяснить особенности конструкции и эксплуатационные возможности привода, его достоинства и недостатки, назначение отдельных элементов и взаимодействие их в приводе. По согласованию с консультантом можно уточнить предлагаемую в задании схему привода и исходные данные.

Согласно техническому заданию на курсовое проектирование студент составляет кинематическую схему привода [2]. В качестве примера на рис. 1.2 приведена кинематическая схема привода ленточного конвейера. Мощность от электродвигателя через упругую муфту передается на быстроходный вал двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора, от тихоходного вала редуктора мощность через открытую цепную передачу передается на приводной барабан ленточного конвейера (исполнительный механизм).

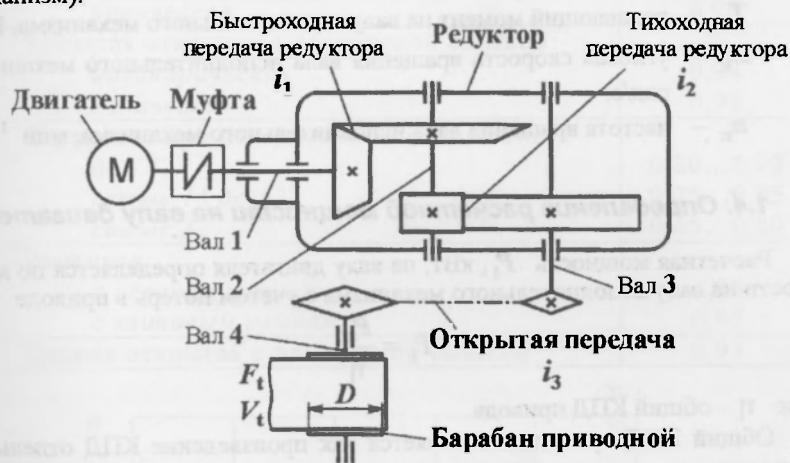


Рис. 1.2. Кинематическая схема привода ленточного конвейера

В пояснительной записке к курсовому проекту приводится кинематическая схема привода с нумерацией валов (см. рис. 1.2). Порядковый номер вала возрастает от быстроходного к тихоходному, причем, если валы соединены муфтой и вращаются с одинаковой угловой скоростью, то им следует присвоить один номер (например, на рис. 1.2 вал двигателя и быстроходный вал редуктора вращаются с одинаковой угловой скоростью и им присвоен номер 1).

### 1.3. Определение мощности на валу исполнительного механизма

Мощность  $P_k$ , кВт, на валу исполнительного механизма вычисляется (если она не задана) в зависимости от исходных данных по одной из следующих формул:

$$P_k = \frac{F_k \cdot V_k}{1000}; \quad P_k = \frac{T_k \cdot \omega_k}{1000}; \quad P_k = \frac{T_k \cdot n_k}{9550},$$

где  $k$  – порядковый номер вала исполнительного механизма согласно кинематической схеме привода (см. разд. 1.2);

$F_k$  – окружное  $F_t$  или осевое  $F_a$  усилие на исполнительном механизме, Н;

$V_k$  – линейная скорость вращательного или поступательного движения исполнительного механизма в направлении действия усилия  $F_k$ , м/с;

$T_k$  – вращающий момент на валу исполнительного механизма, Нм;

$\omega_k$  – угловая скорость вращения вала исполнительного механизма, рад/с;

$n_k$  – частота вращения вала исполнительного механизма, мин<sup>-1</sup>.

#### 1.4. Определение расчетной мощности на валу двигателя

Расчетная мощность  $P_1$ , кВт, на валу двигателя определяется по мощности на валу исполнительного механизма с учетом потерь в приводе

$$P_1 = \frac{P_k}{\eta},$$

где  $\eta$  – общий КПД привода.

Общий КПД привода вычисляется как произведение КПД отдельных передач, учитывающих потери во всех элементах кинематической цепи привода

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_{k-1} = \prod_{j=1}^{k-1} \eta_j, \quad (1.1)$$

где  $k-1$  – число передач привода;

$\eta_j$  – КПД, учитывающий потери в  $j$ -й передаче, включая потери в опорах валов.

Средние значения КПД некоторых передач приведены в табл. 1.1; КПД планетарных передач – в табл. 4.1, а КПД волновых передач представлен графически на рис. 1.3.

В многопоточном редукторе относительные потери мощности в каждом потоке и в редукторе в целом равны. Поэтому в многопоточных редукторах необходимо учитывать КПД одного потока.

КПД планетарной, червячной и волновой передач существенно зависят от передаточного отношения, которое на данном этапе проектирования неизвестно. Поэтому расчеты по формулам разд. 1.4...1.7 рекомендуется проводить методом последовательных приближений, задавая предварительно средние значения передаточных отношений этих передач.

Таблица 1.1

**КПД передач с учетом потерь в опорах валов  
на подшипниках качения**

Типы передач	КПД	
Зубчатая закрытая с жидкой смазкой: <i>цилиндрическая</i>	0,97	
	<i>коническая</i> 0,96	
Зубчатая открытая с пластичной смазкой: <i>цилиндрическая</i>	0,94	
	<i>коническая</i> 0,93	
Червячная при передаточном отношении: <i>до 16</i>	0,80...0,90	
	<i>свыше 16 до 32</i>	0,75...0,85
	<i>свыше 32</i>	0,65...0,80
Ременная: <i>с плоским ремнем</i>	0,96	
	<i>с клиновым ремнем</i> 0,95	
Цепная открытая с пластичной смазкой	0,93	

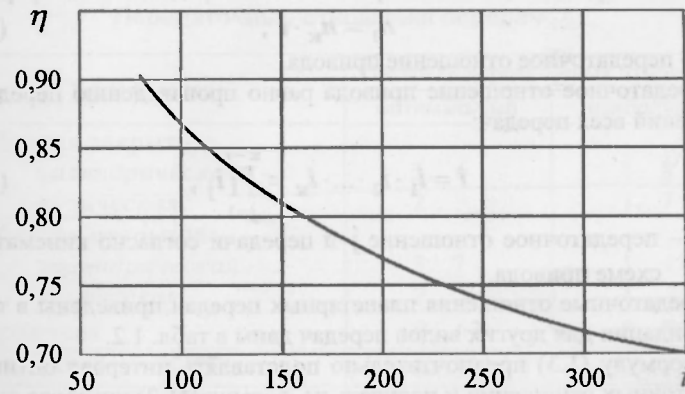


Рис. 1.3. КПД волновой передачи

Если в приводе имеется передача «винт-гайка», то рекомендуется расчет начать с нее. Методика расчета передачи «винт-гайка» изложена в пособии [3]. В ходе расчета определяются размеры и КПД передачи. В приводах предпочтение следует отдавать четырехзаходным винтовым механизмам, имеющим более высокое значение КПД.

### 1.5. Определение частоты вращения вала исполнительного механизма

Частота  $n_k$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , вращения вала исполнительного механизма, если она не задана, вычисляется по одной из следующих формул:

$$n_k = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_k}{\pi \cdot D}; \quad n_k = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_k}{z \cdot t};$$
$$n_k = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_k}{z \cdot p}; \quad n_k = \frac{30 \cdot \omega_k}{\pi},$$

где  $D$  – диаметр барабана ленточного конвейера или лебедки, мм;  
 $z$  – число зубьев ведущей звездочки цепного конвейера или число заходов резьбы передачи «винт-гайка»;  
 $t$  – шаг цепи цепного конвейера, мм;  
 $p$  – шаг резьбы передачи «винт-гайка», мм.

### 1.6. Определение частоты вращения вала электродвигателя

Частота  $n_1$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , вала электродвигателя определяется по формуле

$$n_1 = n_k \cdot i, \quad (1.2)$$

где  $i$  – передаточное отношение привода.

Передаточное отношение привода равно произведению передаточных отношений всех передач:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_k = \prod_{j=1}^{k-1} i_j, \quad (1.3)$$

где  $i_j$  – передаточное отношение  $j$ -й передачи согласно кинематической схеме привода.

Передаточные отношения планетарных передач приведены в табл. 4.1, рекомендации для других видов передач даны в табл. 1.2.

В формулу (1.3) предпочтительно подставлять интервал оптимальных передаточных отношений и получать по формуле (1.2) интервал оптимальных частот вращения вала двигателя.

При выборе частоты вращения вала электродвигателя из найденного интервала оптимальных частот необходимо руководствоваться следующими соображениями. Тихоходные электродвигатели имеют большие габариты и стоимость, низкий КПД по сравнению с быстроходными. Поэтому тихоходные двигатели следует применять только в технически обоснованных случаях. При увеличении частоты вращения вала электродвигателя резко уменьшаются его габариты и стоимость, но одновременно увеличи-

вается передаточное отношение привода, а следовательно, габариты и стоимость передач. Оптимальным является привод, имеющий наименьшую общую массу и стоимость, наибольший КПД. Для этого частоту вращения вала электродвигателя следует выбирать в зависимости от назначения и способа крепления электродвигателя:

- в мотор-редукторах с фланцевым консольным креплением редуктора к электродвигателю, установленному на плите на лапах, для уменьшения габаритов редуктора частоту вращения вала электродвигателя следует выбирать близкой к среднему значению найденного интервала оптимальных частот;

- если электродвигатель и редуктор устанавливаются на раме в виде самостоятельных агрегатов, то частоту вращения вала электродвигателя следует увеличить в 1,2...1,3 раза по отношению к среднему значению найденного интервала оптимальных частот;

- если электродвигатель крепится фланцем консольно к корпусу редуктора, установленного на плите на лапах, то для уменьшения габаритов электродвигателя частоту вращения его вала следует увеличить в 1,5...1,7 раза по отношению к среднему значению найденного интервала оптимальных частот.

Таблица 1.2

**Передаточные отношения передач**

Типы передач	Интервал передаточных отношений	
	оптимальный	наибольший
Зубчатая закрытая: <i>цилиндрическая</i> <i>коническая</i>	3...6	1...8
	2...3	1...7
Зубчатая открытая: <i>цилиндрическая</i> <i>коническая</i>	3...7	1...10
	2...5	1...8
Червячная	8...63	8...80
Волновая	80...320	60...400
Цепная	2...4	1...6
Ременная	2...3	1...5

Если в техническом задании указана частота вращения вала электродвигателя, то необходимо проверить, находится ли она в найденном интервале оптимальных частот, в противном случае по согласованию с консультантом следует изменить частоту вращения вала электродвигателя или кинематическую схему привода.

### 1.7. Выбор электродвигателя

В приводах общего назначения применяют в основном трехфазные асинхронные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором серии АИР, отличающиеся простотой конструкции и низкой стоимостью. Технические данные этих электродвигателей, а также их габаритные, установочные и присоединительные размеры приведены в работе [4]. Промышленностью выпускаются двигатели с синхронной частотой вращения  $n_c$  магнитного поля статора 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500 мин<sup>-1</sup>.

В приводах малогабаритных установок летательных аппаратов и промышленных роботов применяют быстроходные электродвигатели постоянного тока с частотой вращения вала 3000...10 000 мин<sup>-1</sup>. Эскизы и технические характеристики микродвигателей постоянного тока приведены на рис. 1.4, 1.5 и в табл. 1.3 и 1.4, а также в работах [5, 6]. Габаритные, установочные и присоединительные размеры этих двигателей даны в табл. 1.5.

Типоразмер двигателя выбирают по расчетной мощности  $P_1$  и по назначенной частоте  $n_1$  вращения вала. По экономическим соображениям паспортная мощность  $P_{дв}$  двигателя должна быть близка к расчетной мощности  $P_1$ . При длительной работе привода перегрузка двигателя не должна превышать 5 %.

Для асинхронных двигателей переменного тока по выбранной синхронной частоте  $n_c$  вращения магнитного поля уточняется номинальная асинхронная частота вращения вала:

$$n_1 = n_c \cdot (1 - s),$$

где  $s$  – относительное скольжение вала.

Если в справочнике отсутствуют данные о величине скольжения, то для асинхронных двигателей с достаточной точностью можно принять  $s = 0,02...0,07$ . Все дальнейшие расчеты ведут по расчетной мощности  $P_1$  на валу двигателя. Разность паспортной мощности  $P_{дв}$  и расчетной мощности  $P_1$  обеспечивает необходимый запас, реализуемый при пуске двигателя).

Если в приводе действуют кратковременные пиковые перегрузки, то выбранный двигатель следует проверить на перегрузочную способность при пуске.

Условие работоспособности двигателя при пуске:

$$\frac{P_{дв}}{P_1} \cdot \left( \frac{T_{пуск}}{T_n} \right) > \beta_1, \quad (1.4)$$



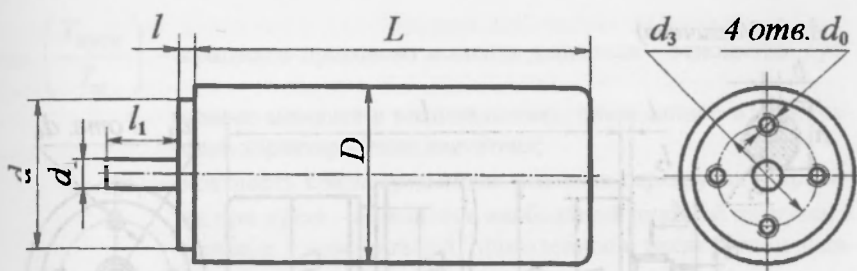


Рис. 1.4. Эскиз микродвигателя постоянного тока серии ДП исполнения Р09

Таблица 1.3

Параметры микродвигателей постоянного тока серии ДП исполнения Р09

Тип двигателя	Напряжение питания, В	Мощность, Вт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Кратность пускового момента	Масса, кг, не более
ДП32-4-3-27-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	27	4	3000	3,5	0,193
ДП32-6-6-27-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	27	6	6000	6,5	0,193
ДП32-10-10-27-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	27	10	10000	8,5	0,193
ДП40-10-3-12-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	12	10	3000	3,1	0,320
ДП40-16-6-12-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	12	16	6000	5,4	0,320
ДП40-10-3-27-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	27	10	3000	3,1	0,320
ДП40-16-8-27-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	27	16	6000	5,8	0,320
ДП40-25-10-27-1М3681-С09-Р09-Д41-У3	27	25	10000	8,2	0,320

А-А (Увеличено)

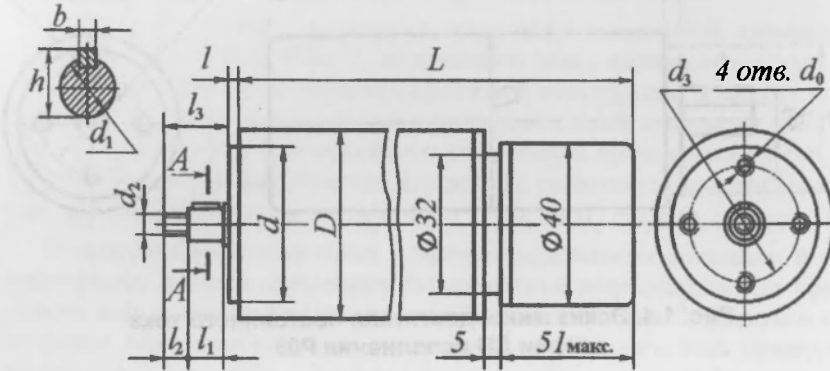


Рис. 1.5. Эскиз микродвигателя постоянного тока серии ДП исполнения Р11

Таблица 1.4

Параметры микродвигателей постоянного тока серии ДП исполнения Р11

Тип двигателя	Напряжение питания, В	Мощность, Вт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Кратность пускового момента	Масса, кг, не более
ДП 35-25-4-24-Р11-Д0940	24	25	4000	3,6	0,8
ДП 40-40-4-24-Р11-Д0940	24	40	4000	4,5	1,0
ДП 50-60-4-24-Р11-Д0940	24	60	4000	6,2	1,7
ДП 60-90-4-24-Р11-Д0940	24	90	4000	8,2	2,6

Таблица 1.5

Основные размеры микродвигателей постоянного тока типа ДП

Типоразмер двигателя	Размеры, мм												
	D	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>0</sub>	L	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	b	h
ДП 32-Р09	20	18	3	-	12	М2	56	1,6	10	-	-	-	-
ДП 40-Р09	40	32	4	-	25	М4	85	2,0	12	-	-	-	-
ДП 35-Р11	35	25	4	М3	20	М3	135	2,0	8	4	13	1,0	4,5
ДП 40-Р11	40	32	5	М4	25	М4	145	2,0	9	5	15	1,5	5,7
ДП 50-Р11	50	40	6	М4	32	М5	165	2,0	10	6	17	1,5	6,7
ДП 60-Р11	60	50	7	М4	40	М5	187	2,0	10	6	17	2,0	7,9

где  $\left( \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{н}}} \right)$  – кратность пускового момента двигателя – отношение пус-

кового момента к номинальному, приведенное в технической характеристике двигателя;

$\beta_1$  – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе при пуске – отношение наибольшей пиковой нагрузки в приводе к номинальной, приведенное в техническом задании.

При невыполнении условия (1.4) следует выбрать двигатель большей мощности или применить крановый двигатель серии МТФ или МТКФ с повышенным пусковым моментом [7], которые выпускаются мощностью от 1,4 кВт и с частотой вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$  и менее.

Помимо типоразмера двигателя в соответствии с техническим заданием следует правильно выбрать его исполнение. Если двигатель и редуктор устанавливаются на раме (плите) в виде самостоятельных агрегатов, то необходимо применять двигатели на лапах исполнений IM 1001, IM 1002 или IM 1081, IM 1082.

Если двигатель устанавливается на раме (плите) на лапах, а к его фланцу консольно крепится редуктор, не имеющий опорных лап (мотор-редуктор), то применяют двигатель на лапах и с фланцем исполнений IM 2001, IM 2002 или IM 2081, IM 2082 или IM 2181, IM 2182.

Если двигатель консольно крепится фланцем к корпусу редуктора, то применяют двигатель с фланцем на торце без лап исполнений IM 3011, IM 3031, IM 3081 или IM 3681, IM 3682.

По требованию заказчика электродвигатели всех исполнений могут выпускаться с двумя цилиндрическими выступающими концами валов. Такие двигатели можно использовать в обоснованных случаях для установки на втором конце вала тормозного шкива и т.п. Основное применение имеют двигатели с одним выступающим цилиндрическим концом вала.

В пояснительной записке приводится эскиз выбранного электродвигателя с указанием габаритных, присоединительных и установочных размеров.

### **1.8. Определение передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням**

После выбора электродвигателя уточняется передаточное отношение привода

$$i = \frac{n_1}{n_k}.$$

Далее проводится разбивка передаточного отношения привода между редуктором и открытой передачей, находящейся вне редуктора (ременной, цепной, зубчатой). Следует отметить, что задача эта многовариантная и от ее решения зависят габариты, масса, КПД и стоимость привода.

Предлагается разбивать передаточное отношение привода следующим образом. Вначале назначить передаточное отношение  $i_j$  открытой (внешней) передачи по табл. 1.2 так, чтобы оно делило табличное значение интервала передаточных отношений в том же соотношении, в каком частота вращения  $n_1$  выбранного электродвигателя делит интервал оптимальных частот его вращения, полученный по формуле (1.2). Здесь  $j$  – порядковый номер открытой передачи на кинематической схеме привода (см. рис. 1.1).

Затем вычислить передаточное отношение  $i_p$  редуктора

$$i_p = \frac{i}{i_j}.$$

Далее необходимо выбрать число ступеней редуктора, если оно не задано в техническом задании. Чтобы редуктор был проще и дешевле, следует выбирать возможно меньшее число ступеней, руководствуясь при этом рекомендациями, изложенными в разд. 1.6 в отношении передаточных чисел отдельных передач.

Затем разбить передаточное отношение многоступенчатого редуктора между отдельными передачами в соответствии с формулой (1.3). Следует отметить, что задача эта многовариантная, и от разбивки передаточного отношения по ступеням зависят габариты, масса, КПД и стоимость привода в целом, условия смазки и компоновки передач в редукторе, рациональность конструкции корпуса редуктора и др.

При курсовом проектировании по деталям машин возможны два варианта решения этой задачи.

*1 вариант.* Проводится многовариантное проектирование редуктора на ЭВМ с выбором оптимального варианта по массе и габаритам. Этот вариант рекомендуется студентам механических и машиностроительных специальностей всех форм обучения.

*2 вариант.* Студент разбивает передаточное отношение редуктора по ступеням по формуле (1.3) в соответствии с данными табл. 1.2 и 4.1 без поиска оптимального решения. Этот вариант рекомендуется студентам немеханических специальностей и иногородним студентам заочной формы обучения, не имеющим возможности провести расчеты редуктора на ЭВМ.

### 1.9. Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов

На начальном этапе проектирования известны мощности  $\bar{P}_1$  и  $P_k$ , а также частоты вращения  $n_1$  и  $n_k$  на валах двигателя и исполнительного механизма.

Связь между мощностями и частотами вращения предыдущего и последующего валов выражается зависимостями:

$$P_{j+1} = P_j \cdot \eta_j \quad (1.5)$$

$$n_{j+1} = \frac{n_j}{i_j}, \quad j = 1, 2, \dots, (k-1), \quad (1.6)$$

где  $k$  – порядковый номер вала исполнительного механизма в кинематической схеме привода (см. разд. 1.2).

Вращающие моменты на валах вычисляются по одной из формул:

$$T_j = 9550 \cdot \frac{P_j}{n_j} = \frac{1000 \cdot P_j}{\omega_j}, \quad j = 1, 2, \dots, k, \quad (1.7)$$

или 
$$T_{j+1} = T_j \cdot i_j \cdot \eta_j, \quad j = 1, 2, \dots, (k-1). \quad (1.8)$$

На валу барабана ленточного конвейера или тяговой лебедки вращающий момент можно найти по более простой зависимости

$$T = \frac{F_i \cdot D}{2000}. \quad (1.9)$$

Если проводится многовариантное проектирование редуктора на ЭВМ (1 вариант решения по разд. 1.8), то на данном этапе проектирования по формулам (1.5)...(1.9) определяются *только* мощности, частоты вращения и вращающие моменты на быстроходном и тихоходном валах редуктора. Эти величины для промежуточных валов редуктора определяют *после* разбивки передаточного отношения редуктора по ступеням в результате расчета на ЭВМ.

Результаты расчета по формулам разд. 1.9 для всех валов свести в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Силовые и кинематические параметры привода

Номер вала	Мощность $P_j$ , кВт	Частота вращения $n_j$ , мин <sup>-1</sup>	Вращающий момент $T$ , Нм
1			
2			
...			

## 2. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ, ПЛАНЕТАРНЫХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

### 2.1. Материалы и термообработка зубчатых колес

Материал зубчатых колес должен обеспечить: для закрытых передач – высокую сопротивляемость выкрашиванию поверхностных слоев зубьев, для открытых передач – высокую прочность зубьев на изгиб и износостойкость передачи. Этим требованиям отвечают термически обрабатываемые углеродистые и легированные стали. В малонагруженных передачах иногда применяют чугуны и пластмассы.

Нагрузочная способность передач редукторов обычно лимитируется контактной прочностью. Допускаемые контактные напряжения на зубьях пропорциональны твердости материалов, а несущая способность передач пропорциональна квадрату твердости. Это указывает на целесообразность широкого применения для зубчатых колес сталей, закаливаемых до высокой твердости.

Наибольшую твердость зубьев  $H = 55...63$  HRC обеспечивают химико-термические упрочнения: поверхностное насыщение углеродом или азотом и последующая закалка.

*Цементация* – поверхностное насыщение зубьев углеродом с последующей закалкой и низким отпуском. Углерод может находиться в твердой фазе (кокс) или в газовой среде. В условиях автоматизированного производства основное применение имеет газовая цементация.

*Азотирование* – поверхностное насыщение зубьев азотом. Оно обеспечивает малую толщину упрочненного слоя, равную 0,2...0,5 мм, что не позволяет применять этот вид упрочнения при работе передачи с ударными нагрузками или интенсивным износом. Этот вид термообработки применяют при необходимости обеспечения высокой задиростойкости передачи.

*Нитроцементация* – насыщение поверхностных слоев зубьев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой и низким отпуском. Этот вид химико-термической обработки обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию, в связи с чем получает все более широкое применение.

Несколько меньшую твердость  $H = 48...56$  HRC обеспечивает *поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ)*. Этот вид термообработки вследствие высокой технологичности широко применяется для средненагруженных зубчатых колес. Недостатком этого вида термообработки для мелко модульных передач является прогрев мелких зубьев насквозь, что приводит к их короблению. Поэтому при модуле зацепления

до 6 мм рекомендуется применять сталь пониженной прокаливаемости марки 58 (55 пп) по ГОСТ 1050-88.

*Объемная закалка* до твердости  $H = 45...55$  HRC не сохраняет вязкую сердцевину, что приводит к хрупкому разрушению зубьев при динамических нагрузках. Поэтому такой вид термообработки для зубчатых колес не рекомендуется.

*Улучшение* (закалка с высоким отпуском) применяется для зубчатых колес мелкосерийного и индивидуального производства при отсутствии жестких требований к габаритам, а также для малогабаритных зубчатых колес. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес проводят после термической обработки, что исключает необходимость их шлифования при обеспечении достаточной точности. Твердость улучшенных зубчатых колес ограничивают технологическими условиями обеспечения достаточной стойкости инструмента: для колес небольших размеров принимают твердость  $H = 280...320$  HB, для крупных колес –  $H = 200...240$  HB.

*Нормализация* (нагрев с охлаждением на воздухе) до твердости  $H = 150...220$  HB применяется только для крупногабаритных колес, выполненных из стального литья, так как улучшение колес большого диаметра в связи с неодинаковым охлаждением обода и спиц при закалке приводит к возникновению остаточных напряжений.

В табл. 2.1 приведены рекомендуемые сочетания материалов шестерни и колеса, их термообработка и пределы контактной и изгибной выносливости.

## **2.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев**

Принято называть меньшее из сопряженных зубчатых колес шестерней, большее – колесом. Величинам, относящимся к шестерне, присваивают индекс 1, к колесу – индекс 2. Величины, относящиеся к передаче в целом, пишутся без индекса.

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$ , МПа, вычисляются отдельно для шестерни и колеса каждой из рассчитываемых передач:

$$\sigma_{HPj} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimj}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{Nj}, \quad j = 1; 2. \quad (2.1)$$

Таблица 2.1

Рекомендуемые сочетания материалов зубчатых колес, термообработка и пределы контактной и изгибной выносливости

Марка стали		Термо-обработка	Твердость зубьев				Предел выносливости, МПа		Область применения
			поверхности, HRC		сердцевины, HB		контактной $\sigma_{Hlimb}$	изгибной $\sigma_{Flimb}$	
шестерня	колесо		шестерня	колесо	шестерня	колесо			
15X 20X ГОСТ 4543-71	15X 20X ГОСТ 4543-71	Цементация, нитроцементация, цианирование с закалкой	55...60	55...60	230...240	230...240	23 H <sub>HRC</sub>	680	Высоконагруженные зубчатые передачи общего назначения серийного и массового производства
12ХН3А 20Х2Н4А ГОСТ 4543-71	12ХН3А 20Х2Н4А ГОСТ 4543-71		56...60	56...60	260...300	260...300	23 H <sub>HRC</sub>	780	Высоконагруженные зубчатые передачи ответственных машин

Продолжение табл. 2.1

Марка стали		Термо-обработка	Твердость зубьев				Предел выносливости, МПа		Область применения
			поверхности, HRC		сердцевины, HB		контактной $\sigma_{Hlimb}$	изгибной $\sigma_{Flimb}$	
шестерня	колесо		шестерня	колесо	шестерня	колесо			
38ХМЮА ГОСТ 4543-71	38ХМЮА ГОСТ 4543-71	Азотирование с закалкой	56...60	56...60	320...350	320...350	1050	290 + 12 H <sub>HRC</sub>	Высоконагруженные зубчатые передачи с высокой стойкостью к заеданию при отсутствии динамических нагрузок



Продолжение табл. 2.1

Марка стали		Термо- обработка	Твердость зубьев				Предел выносливости, МПа		Область применения
			поверхности, HRC		сердцевины, HB		контактной $\sigma_{Hlimb}$	изгибной $\sigma_{Flimb}$	
шестерня	колесо		шестерня	колесо	шестерня	колесо			
45ХН ГОСТ 4543-71	40Х ГОСТ 4543-71	Поверх- ностная закалка с нагревом ТВЧ	50...55	50...55	270...300	230...260	17·H <sub>HRC</sub> + 200	580	Среднена- груженные зубчатые передачи
40Х ГОСТ 4543-71	45 ГОСТ 1050-88		50...55	50...55	250...280	210...230		390	
58 (55пп) ГОСТ 1050-88	58 (55пп) ГОСТ 1050-88		50...55	50...55	270...300	230...260		870	

22

Продолжение табл. 2.1

Марка стали		Термо- обра- ботка	Твердость зубьев				Предел выносливости, МПа		Область применения
			поверхности, HRC		сердцевины, HB		контактной $\sigma_{Hlimb}$	изгибной $\sigma_{Flimb}$	
шестерня	колесо		шестерня	колесо	шестерня	колесо			
40ХН ГОСТ 4543-71	35Х ГОСТ 4543-71	Улучшение	-	-	230...280	200...240	2 H <sub>HB</sub> +70	1,75 H <sub>HB</sub>	Зубчатые пе- редачи мел- косерийного производства при отсутст- вии жестких требований к габаритам. Зубчатые пе- редачи мало- габаритных приводов ле- тательных аппаратов
40Х ГОСТ 4543-71	45 ГОСТ 1050-88		-	-	230...280	200...240	2 H <sub>HB</sub> +70	1,75 H <sub>HB</sub>	

23

Окончание табл. 2.1

Марка стали		Термо- обработка	Твердость зубьев				Предел выносливости, МПа		Область примене- ния
			поверхности, HRC		сердцевины, HB		контактной	изгибной	
шестерня	колесо		шестерня	колесо	шестерня	колесо	$\sigma_{Hlimb}$	$\sigma_{Flimb}$	
40Х ГОСТ 4543-71	50Л ГОСТ 977-88	Улучше- ние шес- терни, нормали- зация колеса	—	—	230...280	190...220	$2 H_{HB}+70$	$1,75 H_{HB}$	Крупнога- баритные зубчатые передачи

Расчетные допускаемые контактные напряжения передачи определяются:

– для прямозубых передач как меньшее из значений, вычисленных по формуле (2.1),

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP min} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}); \quad (2.2)$$

– для косозубых и шевронных передач

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \quad (2.3)$$

при выполнении условия

$$\sigma_{HP min} \leq \sigma_{HP} \leq 1,23 \cdot \sigma_{HP min}.$$

Формула (2.3) учитывает повышение нагрузочной способности косозубой и шевронной передач при разной твердости зубьев шестерни и колеса.

В формуле (2.1):

$\sigma_{H limb 1}, \sigma_{H limb 2}$  – пределы контактной выносливости поверхностей зубьев шестерни и колеса, соответствующие базовому числу циклов напряжений;

$S_{H min}$  – минимальный коэффициент запаса прочности: для материалов однородной структуры (улучшение, нормализация, объемная закалка)  $S_{H min} = 1,1$ ; при поверхностном упрочнении зубьев (цементация, азотирование, закалка ТВЧ)  $S_{H min} = 1,2$ ;

$Z_{N1}, Z_{N2}$  – коэффициенты долговечности для шестерни и колеса, определяемые в зависимости от отношения  $N_{HE1}/N_{H limb 1}$  и  $N_{HE2}/N_{H limb 2}$  по графику (рис. 2.1) или по формуле

$$Z_{Nj} = q_H \sqrt{\frac{N_{H limb j}}{N_{HEj}}}, \quad j = 1; 2; \quad (2.4)$$

$N_{H limb j}$  – базовое число циклов контактных напряжений шестерни и колеса, определяемое по рис. 2.2 в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев. Соотношение единиц твердости HB (по Бринеллю), HRC (по Роквеллу) и HV (по Виккерсу) приведено на рис. 2.3;

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов контактных напряжений на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода.

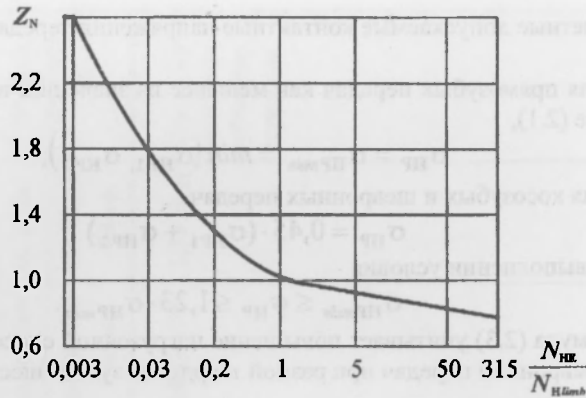


Рис. 2.1. График для определения коэффициента  $Z_N$

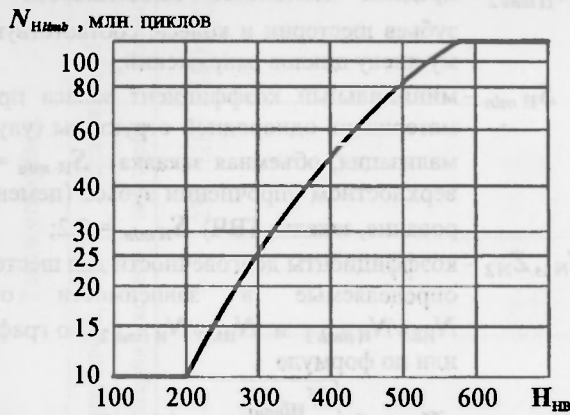
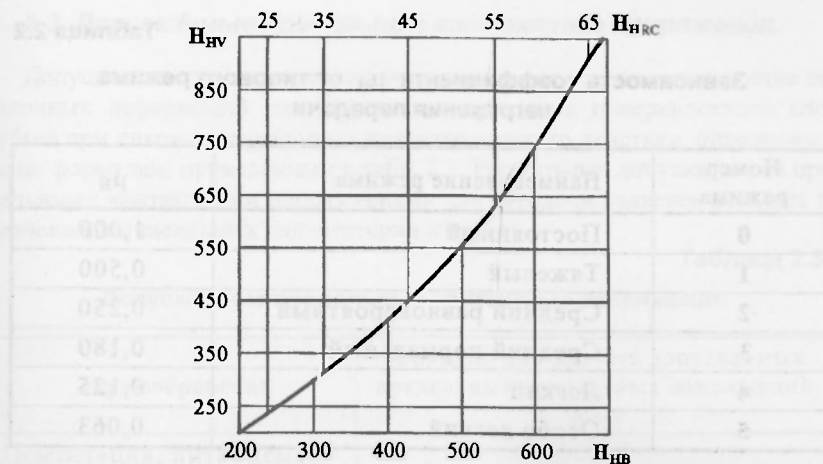


Рис. 2.2. График для определения базового числа циклов напряжений  $N_{Hlimb}$

Показатель степени в формуле (2.4):

$$q_H = 6 \text{ при } N_{HEj} \leq \sqrt{N_{Hlimbj}} \text{ и } q_H = 20 \text{ при } N_{HEj} > N_{Hlimbj}.$$

На этапе многовариантного проектирования редуктора на ЭВМ частоты вращения его промежуточных валов неизвестны. Поэтому допускаемые контактные напряжения определяются при  $Z_{N1} = Z_{N2} = 1$ . После оптимизации редуктора на ЭВМ и определения передаточных отношений его передач по формуле (1.6) уточняются частоты вращения валов и по формулам (2.1)...(2.4) – коэффициенты долговечности и допускаемые контактные напряжения.



**Рис. 2.3. График соотношения твердостей, выраженных в единицах HB, HRC и HV**

Эквивалентное число циклов контактных напряжений для типового режима нагружения определяется по формуле

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_{\Sigma j}, \quad j = 1; 2, \quad (2.5)$$

где  $\mu_H$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на контактную прочность, принимаемый по табл. 2.2;

$N_{\Sigma j}$  – число циклов нагружения зуба шестерни или колеса за весь срок службы передачи.

Режим нагружения привода и продолжительность его работы заданы в техническом задании.

Суммарное число циклов нагружения зуба шестерни или колеса определяется по формуле

$$N_{\Sigma j} = 60 \cdot C_j \cdot n_j \cdot t_{\Sigma}, \quad j = 1; 2, \quad (2.6)$$

где  $C_j$  – число циклов нагружения зуба за один оборот зубчатого колеса, равное числу зубчатых колес, находящихся в зацеплении с рассматриваемым;

$n_j$  – частота вращения зубчатого колеса в относительном движении,  $\text{мин}^{-1}$  (см. табл. 1.6 для цилиндрических и конических передач и табл. 4.3 – для планетарных передач);

$t_{\Sigma}$  – время работы (ресурс) передачи за весь срок службы привода, определяемое техническим заданием, ч.

Таблица 2.2

**Зависимость коэффициента  $\mu_n$  от типового режима  
нагружения передачи**

Номер режима	Наименование режима	$\mu_n$
0	Постоянный	1,000
1	Тяжелый	0,500
2	Средний равновероятный	0,250
3	Средний нормальный	0,180
4	Легкий	0,125
5	Особо легкий	0,063

Обычно срок службы привода задают числом лет работы. В этом случае ресурс передачи определяется по формуле

$$t_{\Sigma} = L_{\Gamma} \cdot 365 \cdot K_{\Gamma} \cdot 24 \cdot K_{\text{с}},$$

где  $L_{\Gamma}$  – срок службы привода, лет;

$K_{\Gamma}$  – коэффициент использования привода в течение года, представляющий собой отношение числа дней работы привода в году к общему количеству дней в календарном году;

$K_{\text{с}}$  – коэффициент использования привода в течение суток, представляющий собой отношение среднего времени работы привода в сутки к 24 часам.

При повторно-кратковременном режиме работы ресурс привода обычно задают продолжительностью одного включения и числом включений агрегата за весь срок службы.

Коэффициент долговечности  $Z_{N_i}$  должен лежать в пределах:

– для материалов однородной структуры (улучшение, нормализация, объемная закалка)

$$0,75 \leq Z_{N_i} \leq 2,6;$$

– для материалов неоднородной структуры – при поверхностном упрочнении зубьев (цементация, нитроцементация, азотирование, закалка с нагревом ТВЧ)

$$0,75 \leq Z_{N_i} \leq 1,8.$$

Если значение коэффициента долговечности  $Z_{N_j}$  выходит за указанные пределы, то он принимается равным соответствующему пределу.

### 2.3. Допускаемые предельные контактные напряжения

Допускаемые предельные контактные напряжения, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев при пиковых перегрузках кратковременного действия, определяются по формулам, приведенным в табл. 2.3. Расчетными допускаемыми предельными контактными напряжениями для передачи является меньшее из значений, вычисленных для шестерни и колеса.

Таблица 2.3

Допускаемые предельные контактные напряжения

Термообработка	Формула для расчета допускаемых предельных контактных напряжений, МПа
Цементация, нитроцементация, цианирование, закалка с нагревом ТВЧ	$\sigma_{HP\ max} = 44 \cdot H_{HRC}$
Азотирование	$\sigma_{HP\ max} = 3 \cdot H_{HV}$
Улучшение, нормализация	$\sigma_{HP\ max} = 2,8 \cdot \sigma_T$

Примечания:

1. Соотношение единиц твердости HRC (по Роквеллу), HB (по Бринеллю) и HV (по Виккерсу) приведено на рис. 2.3.
2.  $\sigma_T$  – предел текучести материала зубчатого колеса при растяжении [8, т. 1].

### 2.4. Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу

При многовариантном проектировании редуктора на ЭВМ расчеты по этому пункту следует проводить на этапе проверочного расчета для выбранного оптимального варианта.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FPj}$ , МПа, не вызывающие усталостного разрушения материала, определяются как для шестерни, так и для колеса каждой из рассчитываемых передач:

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{Flimbj}}{S_{Fminj}} \cdot Y_{Nj} \cdot Y_A, \quad j = 1; 2, \quad (2.7)$$

где  $\sigma_{Flimbj}$  – предел выносливости материала шестерни или колеса при изгибе, соответствующий базовому числу циклов, установленному для отнулевого цикла напряжений (см. табл. 2.1);

$S_{Fminj}$  – минимальный коэффициент запаса прочности,

$$S_{Fminj} = 1,7;$$

$Y_{Nj}$  – коэффициент долговечности, вычисляемый отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$Y_{Nj} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim}}{N_{FEj}}}, \quad j = 1; 2,$$

$q_F = 6$  – для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев  $H < 350$  HB и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки их зубьев;

$q_F = 9$  – для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев  $H > 350$  HB ;

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  – базовое число циклов напряжений изгиба, соответствующее перегибу кривой усталости;

$N_{FEj}$  – эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода.

По аналогии с формулой (2.5) эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях шестерни и колеса для типового режима нагружения определяется по зависимости

$$N_{FEj} = \mu_F \cdot N_{\Sigma j}, \quad j = 1; 2,$$

где  $\mu_F$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на изгиб, принимаемый по табл. 2.4.

Таблица 2.4

Зависимость коэффициента  $\mu_F$  от типового режима нагружения зубчатой передачи

Номер режима	Наименование режима	$q_F = 6$	$q_F = 9$
		$\mu_F$	
0	Постоянный	1,000	1,000
1	Тяжелый	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,065	0,063
4	Легкий	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,013	0,004



Значение  $N_{\Sigma j}$  вычислено ранее по формуле (2.6).

Коэффициент долговечности должен находиться в пределах:

$$1 \leq Y_{Nj} \leq 4 \quad \text{при } u_{\Sigma} = 6,$$

$$1 \leq Y_{Nj} \leq 2,5 \quad \text{при } q_{\Sigma} = 9,$$

Если значение коэффициента  $\bar{Y}_{Nj}$  выходит за указанные пределы, то он принимается равным соответствующему пределу.

В формуле (2.7)

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения (реверсирования) нагрузки на зубья, принимаемый по табл. 2.5.

Таблица 2.5

Зависимость коэффициента  $Y_A$  от условий нагружения и термообработки зубьев

Условия нагружения	Термообработка зубьев	$Y_A$
Передача неревверсивная (зуб работает одной стороной)	Любая	1,0
Передача реверсивная (зуб работает обеими сторонами)	Улучшение, нормализация	0,65
	Цементация, нитроцементация, цианирование, закалка с нагревом ТВЧ	0,75
	Азотирование	0,90

### 2.5. Допускаемые напряжения изгиба при действии кратковременной максимальной нагрузки

Допускаемые напряжения изгиба, не вызывающие остаточных деформаций, хрупкого излома или первичных трещин при пиковых перегрузках кратковременного действия, определяются после проектного расчета отдельно для шестерни и колеса каждой из рассчитываемых передач по формуле

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{FStmin}} \cdot Y_X, \quad (2.8)$$

где  $\sigma_{FSt}$  – предельные напряжения изгиба при максимальной нагрузке, МПа, приведенные в табл. 2.6;

Таблица 2.6

Базовое значение предельного напряжения зубьев  $\sigma_{FSt}$  при изгибе максимальной нагрузкой

Стали	Способ и условия термической или химико-термической обработки зубьев		Твердость зубьев		Толщина диффузионного или закаленного слоя на поверхности зуба, мм	$\sigma_{FSt}$ , МПа
			поверхности	сердцевины		
Легированные, содержащие никель более 1%	Цементация. Закалка с повторного нагрева		56...60 HRC	27...32 HRC	$(0,28m-0,007m^2)\pm 0,2$	2800
Прочие легированные	Цементация. Закалка с цементационного нагрева		54...60 HRC	30...43 HRC		2000
Легированные, содержащие никель 1% и более	ТВЧ Закалка при нагреве	Закаленный слой повторяет очертания впадин между зубьями	48...54 HRC	24...30 HRC	$(0,2...0,4)m$	2200
Прочие легированные						1800
Легированные, содержащие никель 1% и более		Закаленный слой распространяется на все сечение зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием зуба и впадины	48...52 HRC		$(0,5...1,0)m$ (под основанием впадин зубьев)	2500
Прочие легированные						2250
Легированные и углеродистые						1600
Легированные и углеродистые	Нормализация, улучшение		200...350 HB		—	$6,5 H_{HB}$

Примечание:  $m$  – модуль зацепления, мм.

$S_{FStmin}$  – минимальный коэффициент запаса прочности при расчете по максимальной нагрузке,

$$S_{FStmin} = Y_Z \cdot S_Y;$$

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса, выбираемый по табл. 2.7;

$S_Y$  – коэффициент, зависящий от вероятности неразрушения зубчатого колеса;  $S_Y = 1,75$  при вероятности неразрушения 0,9 (приводы общего назначения) и  $S_Y = 2,2$  при вероятности неразрушения свыше 0,99 (приводы летательных аппаратов);

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, выбираемый по рис. 2.4 в зависимости от делительного диаметра зубчатого колеса.

Таблица 2.7

Коэффициент  $Y_Z$ , учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса

Способ получения заготовки зубчатого колеса	Коэффициент $Y_Z$
Ковка, штамповка	1,0
Прокат	0,9
Литье	0,8

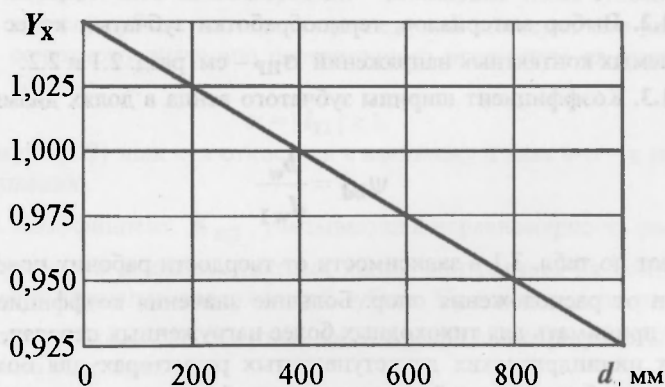


Рис. 2.4. Коэффициент  $Y_X$ , учитывающий размеры зубчатого колеса

### 3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цилиндрические зубчатые передачи рассчитывают в два этапа:

- проектный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев (для закрытых хорошо смазываемых передач при модуле  $m > 1$  мм) или на выносливость зубьев по изгибу (для мелкомодульных передач при  $m < 1$  мм, а также для открытых передач, работающих в абразивных средах);
- проверочные расчеты на контактную и изгибную выносливость зубьев, а также на контактную и изгибную прочность при действии кратковременных пиковых перегрузок после определения геометрических размеров передачи.

#### 3.1. Закрытые цилиндрические передачи

##### 3.1.1. Проектный расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

3.1.1.1. Цель расчета – определение основных геометрических размеров зубчатых колес из условия предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев. Основной расчетный параметр – межосевое расстояние передачи. Вычислению межосевого расстояния предшествуют выбор материалов, термообработки и определение допускаемых напряжений в зубчатой передаче, выбор ряда расчетных коэффициентов.

3.1.1.2. Выбор материалов, термообработки зубчатых колес и расчет допускаемых контактных напряжений  $\sigma_{HP}$  – см. разд. 2.1 и 2.2.

3.1.1.3. Коэффициент ширины зубчатого венца в долях диаметра шестерни

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}} \quad (3.1)$$

выбирают по табл. 3.1 в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и от расположения опор. Большие значения коэффициента  $\psi_{bd}$  следует принимать для тихоходных более нагруженных передач, причем в соосных цилиндрических двухступенчатых редукторах для большей загрузки быstroходной малонагруженной ступени эта разница должна быть (2...3)-кратной, соответственно значения коэффициента ширины для быstroходной ступени могут быть меньше указанных в табл. 3.1.

**Таблица 3.1**  
**Рекомендуемые значения коэффициента ширины  $\psi_{bd}$**

Расположение зубчатого колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$H_2 < 350$ HB	$H_1 > 350$ HB и $H_2 > 350$ HB
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

*Примечание.* Большие значения для постоянных и близких к ним нагрузок, для жестких конструкций валов, установленных в роликовых подшипниках качения.

В формуле (3.1):

$b_w = b_2$  – рабочая ширина зубчатых венцов, равная ширине зубчатого венца колеса, являющегося более узким звеном (рис. 3.1);

$d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни.

Затем определяют коэффициент ширины зубчатого венца в долях межосевого расстояния передачи

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u \pm 1}, \quad (3.2)$$

где  $u$  – передаточное число передачи – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни; при ведущей шестерне оно равно абсолютному значению передаточного отношения от шестерни к колесу:

$$u = |i_{12}| > 1.$$

В формуле (3.2) знак «+» относится к внешнему и знак «-» – к внутреннему зацеплению.

**3.1.1.4.** Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев. Принимается по рис. 3.2 в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор вала.

**3.1.1.5.** Предварительное определение межосевого расстояния передачи. При многовариантном проектировании редуктора расчеты по этому пункту выполняются на ЭВМ согласно разд. 10 с последующим переходом к п.п. 1.9 и 3.1.1.6.

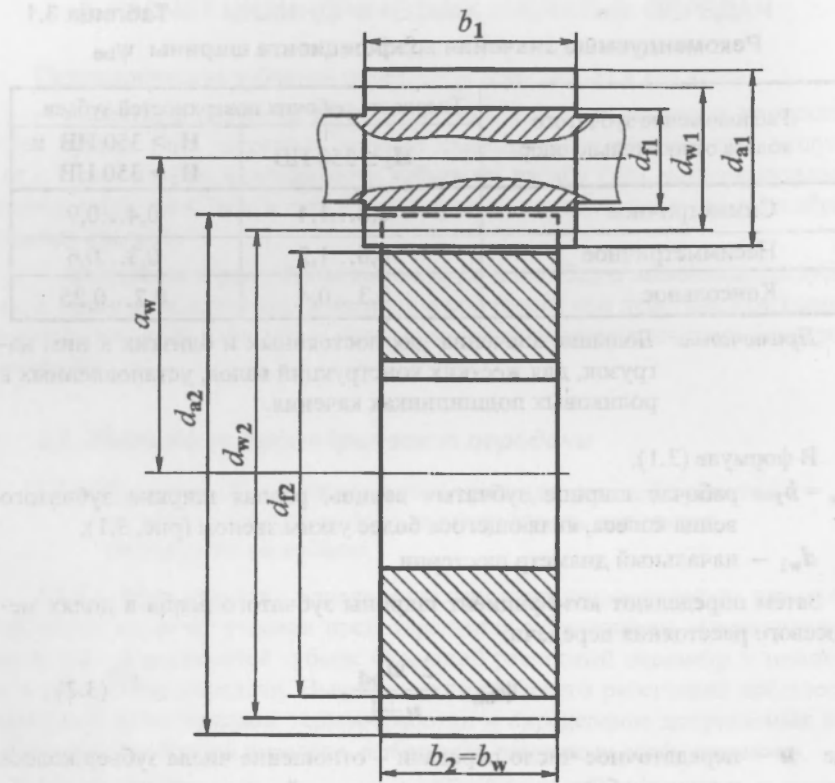


Рис. 3.1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

При выполнении расчетов без оптимизации редуктора расчетное значение межосевого расстояния, мм, определяют по формуле

$$a_w \geq K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (3.3)$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент:  $K_a = 495$  – для стальных прямозубых колес,  $K_a = 430$  – для стальных косозубых и шевронных колес;

$T_2$  – вращающий момент на колесе рассчитываемой передачи, Нм (см. табл. 1.6);

$\sigma_{HР}$  – допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев, МПа (см. разд. 2.1 и 2.2).

В формуле (3.3) знак «+» относится к внешнему и «-» – к внутреннему зацеплению.

При проектировании редуктора предпочтение следует отдавать косозубым передачам, обладающим большей плавностью и нагрузочной способностью.

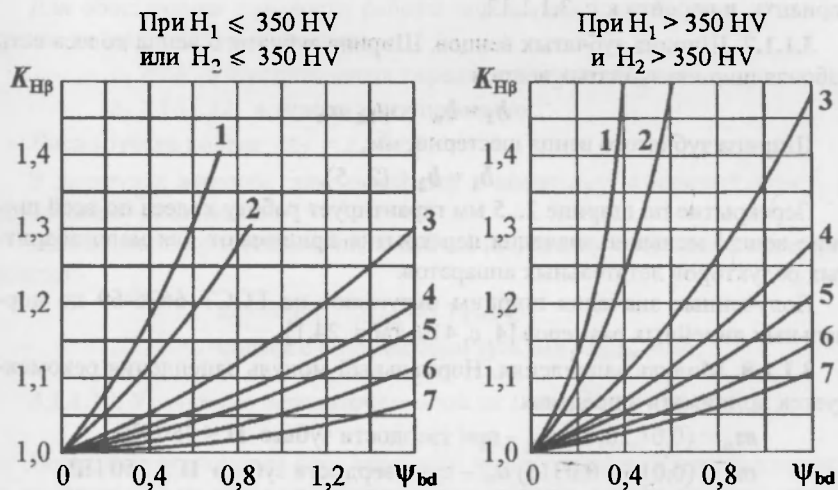
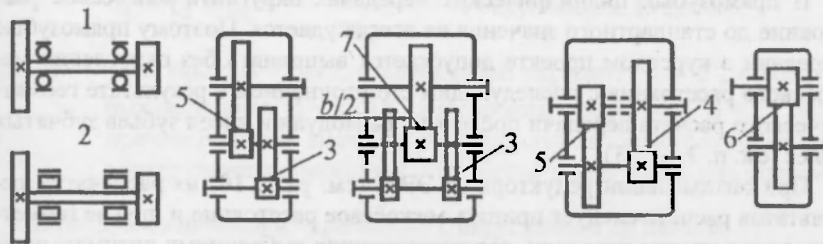


Рис. 3.2. График для определения коэффициента  $K_{H\beta}$

(цифры 1...7 на графиках соответствуют расположению зубчатых колес на схемах)

**3.1.1.6. Уточнение межосевого расстояния.** Вычисленное по формуле (3.3) значение межосевого расстояния передачи желательно округлить до ближайшего большего значения по ГОСТ 2185-66 из следующих рядов (мм):

1-й ряд (предпочтительный): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 140, 180, 224, 260, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

Если вычисленное межосевое расстояние существенно отличается от стандартного, допускается округлять до ближайшего большего нормально-го линейного размера по ГОСТ 6636-69 [4, с. 410, табл. 24.1].

В прямозубых цилиндрических передачах округлить межосевое расстояние до стандартного значения не всегда удается. Поэтому прямозубые передачи в курсовом проекте допускается выполнять без округления межосевого расстояния с последующим его уточнением в результате геометрического расчета передачи после выбора модуля и чисел зубьев зубчатых колес (см. п. 3.1.1.13).

При оптимизации редуктора на ЭВМ (см. разд. 10) из распечатки результатов расчета следует принять межосевое расстояние и другие геометрические размеры передачи, соответствующие выбранному оптимальному варианту, и перейти к п. 3.1.1.12.

**3.1.1.7. Ширина зубчатых венцов.** Ширина зубчатого венца колеса есть рабочая ширина зубчатых венцов

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a_w.$$

Ширина зубчатого венца шестерни, мм,

$$b_1 = b_2 + (2...5).$$

Перекрытие по ширине 2...5 мм гарантирует работу колеса по всей ширине венца; меньшие значения перекрытия принимают для малогабаритных редукторов летательных аппаратов.

Полученные значения ширины округляют по ГОСТ 6636-69 до нормальных линейных размеров [4, с. 410, табл. 24.1].

**3.1.1.8. Модуль зацепления.** Нормальный модуль зацепления рекомендуется принимать в пределах:

$$m_n = (0,01...0,02) a_w \text{ — при твердости зубьев } H < 350 \text{ НВ,}$$

$$m_n = (0,016...0,0315) a_w \text{ — при твердости зубьев } H > 350 \text{ НВ.}$$

Меньшие значения модуля в указанном диапазоне следует принимать для быстроходных малонагруженных ступеней редуктора, что обеспечивает большую плавность работы передачи и меньшие потери на трение, большие значения модуля — для тихоходных высоконагруженных передач.

Полученное значение модуля уточняют в соответствии с ГОСТ 9563-80. Ниже приведены модули в наиболее употребляемом диапазоне, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

2-й ряд: 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.



В силовых передачах рекомендуется принимать  $m_n > 1,5$  мм из-за опасности понижения несущей способности мелко модульного зубчатого колеса в результате износа зубьев, неоднородности материала, опасности разрушения зубьев при перегрузках.

**3.1.1.9.** Число зубьев зубчатых колес. Сумма чисел зубьев зубчатых колес для внешнего зацепления, или разность – для внутреннего зацепления

$$z_c = z_2 \pm z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} \text{ с округлением до целого,}$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев; в прямозубой передаче  $\beta = 0^\circ$ , в косозубых передачах  $\beta = 8...18^\circ$ , в шевронных передачах  $\beta = 25...40^\circ$ , причем большие значения угла назначают в быстроходных малонагруженных передачах, что обеспечивает плавность работы.

Число зубьев шестерни  $z_1 = \frac{z_c}{u \pm 1}$  с округлением до целого.

Для обеспечения плавности работы зацепления и снижения потерь на трение рекомендуется принимать:

$z_1 \geq 24$  в быстроходных передачах (первая ступень редуктора),  
 $z_1 \geq 18...22$  в тихоходных передачах.

Число зубьев колеса  $z_2 = z_c + z_1$ .

В формулах верхний знак относится к внешнему, а нижний знак – к внутреннему зацеплению.

Минимально допустимое число зубьев из условия отсутствия интерференции:

шестерни  $z_{1min} \approx 17 \cdot \cos^3 \beta$ ,  
 колеса с внутренними зубьями  $z_{2min} = 85$ .

**3.1.1.10.** Уточнение передаточного числа:  $u = \frac{z_2}{z_1}$ .

Возможно отклонение передаточного числа отдельных передач привода от принятого на этапе предварительного расчета, однако разница между фактическим и номинальным значениями передаточного отношения всего привода не должна превышать  $\pm 5\%$ .

**3.1.1.11.** Угол наклона зубьев. В косозубых и шевронных передачах после округления чисел зубьев зубчатых колес уточняется угол наклона зубьев (с точностью до секунды)

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot (z_2 \pm z_1)}{2 \cdot a_w}$$

**3.1.1.12.** Геометрические размеры зубчатых колес внешнего зацепле-

ния, нарезанных без смещения исходного контура, вычисляются с точностью до тысячной доли миллиметра (см. рис. 3.1):

<i>Шестерня</i>	<i>Колесо</i>
делительный (начальный) диаметр	делительный (начальный) диаметр
$d_1 = d_{w1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}$	$d_2 = d_{w2} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}$
диаметр вершин зубьев	диаметр вершин зубьев
$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n$
диаметр впадин зубьев	диаметр впадин зубьев
$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n$	$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n$

**3.1.1.13.** Проверка вписывания передачи в заданное межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{2}$$

В косозубой передаче это условие должно выполняться с точностью до тысячной доли миллиметра. В прямозубой передаче вычисленное значение  $a_w$  принимают как окончательное или передачу нарезают со смещением инструмента.

### 3.1.2. Проверочный расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

**3.1.2.1.** Цель расчета – определить фактические напряжения в контакте для проверки условия прочности. Фактические напряжения могут отличаться от допускаемых вследствие уточнения геометрических размеров передачи и расчетных коэффициентов.

**3.1.2.2.** Уточнение коэффициента  $\psi_{H\alpha}$  – по формуле (3.1).

**3.1.2.3.** Уточнение коэффициента  $\lambda_{H\beta}$  – по рис. 3.2.

**3.1.2.4.** Окружная скорость в зацеплении, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_j}{60 \cdot 1000}$$

где  $d_1$  – делительный диаметр шестерни рассчитываемой передачи, мм;

$n_j$  – частота вращения вала шестерни, мин<sup>-1</sup> (см. табл. 1.6).

Индекс «j» соответствует номеру вала по рис. 1.2, на котором находится шестерня.

**3.1.2.5.** Выбор степени точности передачи. Проводится по табл. 3.2 в зависимости от окружной скорости в зацеплении.

**Таблица 3.2**  
**Выбор степени точности зубчатых передач**

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Предельная окружная скорость, м/с				Область применения
	цилиндрическая передача		коническая передача		
	прямые зубья	непрямые зубья	прямые зубья	непрямые зубья	
6 (высокоточные)	15	30	12	20	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи: делительные, отсчетные и т.п.
7 (точные)	10	15	8	10	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
8 (средней точности)	6	10	4	7	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	1,5	3	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности (для передач редукторов не рекомендуется)

**3.1.2.6. Коэффициент перекрытия.** Перекрытие зубьев характеризуется коэффициентом торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$  и коэффициентом осевого перекрытия  $\epsilon_\beta$ .

Коэффициент торцового перекрытия вычисляется по формуле

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2})] \cdot \cos\beta.$$

В формуле знак «+» относится к внешнему зацеплению, знак «-» – к внутреннему зацеплению.

Коэффициент осевого перекрытия

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n}. \quad (3.4)$$

Суммарный коэффициент перекрытия  $\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$ .

3.1.2.7. Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления. Для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ . Для косозубых передач  $K_{H\alpha}$  определяется по рис. 3.3 в зависимости от степени точности передачи и суммарного коэффициента перекрытия  $\epsilon_\gamma$ .

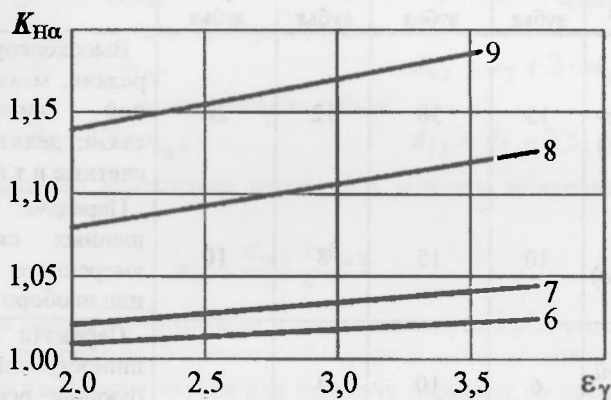


Рис. 3.3. График для определения коэффициента  $K_{H\alpha}$  цилиндрических передач (цифры на графике означают степень точности передачи по нормам плавности по ГОСТ 1643-81)

3.1.2.8. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении,

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_1},$$

где  $w_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}. \quad (3.5)$$

В формулах:

$T_1$  – вращающий момент на шестерне рассчитываемой передачи, Нм (см. табл. 1.6);

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (табл. 3.3);

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 3.4).

Полученное по формуле (3.5) значение  $w_{HV}$  не должно превышать предельного значения, приведенного в табл. 3.5. В противном случае его следует принять равным предельному значению.

**Таблица 3.3**  
Кoeffициенты  $\delta_H$  и  $\delta_F$

Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	$\delta_H$	$\delta_F$
$H_1 \leq 350 \text{ HV}$ или $H_2 < 350 \text{ HV}$	Прямые без модификации головки	0,006	0,016
	Прямые с модификацией головки	0,004	0,011
	Непрямые	0,002	0,006
$H_1 > 350 \text{ HV}$ и $H_2 > 350 \text{ HV}$	Прямые без модификации головки	0,014	0,016
	Прямые с модификацией головки	0,010	0,011
	Непрямые	0,004	0,006

**Таблица 3.4**  
Кoeffициент  $g_0$

Модуль $m_n$ , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81			
	6	7	8	9
До 3,5	38	47	56	73
Св. 3,5 – до 10	42	53	61	82
Св. 10	48	64	73	100

3.1.2.9. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм,

$$w_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

3.1.2.10. Кoeffициент  $Z_\epsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых передач вычисляется по формуле

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

Для косозубых передач с коэффициентом осевого перекрытия  $\epsilon_\beta < 1$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha) \cdot (1 - \epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$$

Для косозубых передач с  $\epsilon_\beta > 1$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Таблица 3.5

Удельная окружная динамическая сила  $w_{Hv}$  и  $w_{Fv}$

Модуль $m_n$ , мм	Предельные значения $w_{Hv}$ и $w_{Fv}$ , Н/мм			
	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81			
	6	7	8	9
До 3,5	160	240	380	700
Св. 3,5 – до 10	194	310	410	880
Св. 10	250	450	590	1050

3.1.2.11. Расчетные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}{d_1}} \leq \sigma_{HP}$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полусе зацепления, определяемый по графику, представленному на рис. 3.4;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных колес  $Z_E = 190$ ;

$\sigma_{HP}$  – допускаемые контактные напряжения – см. разд. 2.2.

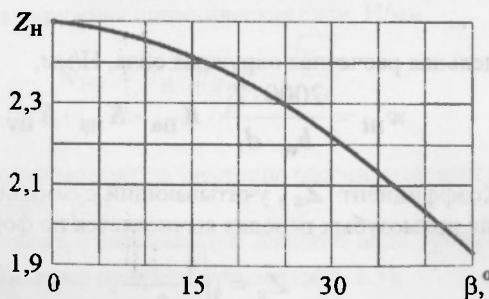


Рис. 3.4. График для определения коэффициента  $Z_H$

При невыполнении условия прочности следует увеличить ширину зубчатых венцов в  $(\sigma_H/\sigma_{HP})^2$  раз и повторить расчеты по п. 3.1.2. При значительной перегрузке передачи (свыше 10 %) более эффективным мероприятием является увеличение межосевого расстояния, при этом расчеты следует повторить по п.п. 3.1.1.6...3.1.2.11.

Если расчетные контактные напряжения существенно ниже допускаемых (их разница превышает 10 %), то целесообразно снизить материалоемкость передачи, уменьшив ширину зубчатых колес в  $(\sigma_{HP}/\sigma_H)^2$  раз.

### 3.1.3. Проверочный расчет цилиндрической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу

3.1.3.1. Цель расчета – предотвращение усталостного излома зубьев у основания вследствие действия переменных напряжений изгиба. Расчет проводится как закрытых, так и открытых цилиндрических передач.

3.1.3.2. Коэффициент  $\bar{Y}_{FB}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Находится по рис. 3.5 в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор.

3.1.3.3. Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления. При расчетах на изгибную прочность полагают, что влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями то же, что и в расчетах на контактную прочность, т.е.  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$  (значение  $K_{H\alpha}$  – см. п. 3.1.2.7).

3.1.3.4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении,

$$K_{FV} = 1 + \frac{w_{FV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_1}, \quad (3.6)$$

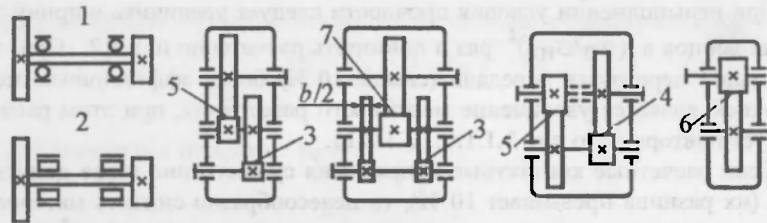
где  $w_{FV}$  – удельная окружная динамическая сила при расчете на изгиб, Н/мм,

$$w_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}; \quad (3.7)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (см. табл. 3.3).

Остальные величины, входящие в формулы (3.6) и (3.7), описаны в п. 3.1.2.8.

Полученное по формуле (3.7) значение  $w_{FV}$  не должно превышать предельного значения, приведенного в табл. 3.5. В противном случае его следует принять равным предельному значению.



При  $H_1 \leq 350 \text{ HV}$   
или  $H_2 \leq 350 \text{ HV}$

При  $H_1 > 350 \text{ HV}$   
и  $H_2 > 350 \text{ HV}$

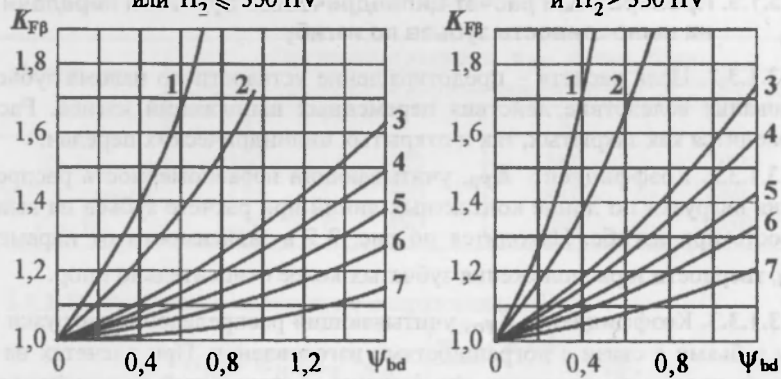


Рис. 3.5. График для определения коэффициента  $K_{F\beta}$   
(цифры 1...7 на графиках соответствуют  
расположению зубчатых колес на схемах)

3.1.3.5. Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле

$$w_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_1}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$$

3.1.3.6. Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется отдельно для шестерни и колеса по графику

(рис. 3.6) в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ .

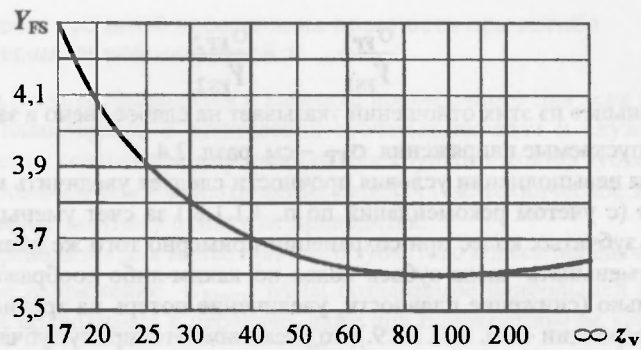
3.1.3.7. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

– для прямозубых передач  $\bar{\epsilon}_c = 1$ ;

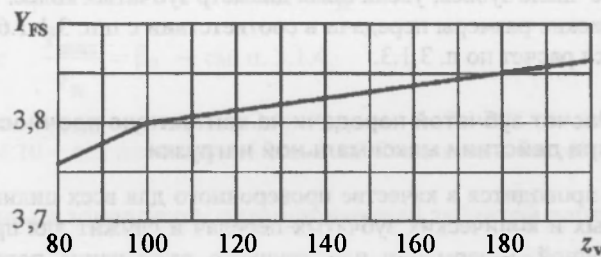
– для косозубых передач при  $\epsilon_\beta < 1$   $Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha}$ ,

– для косозубых передач при  $\epsilon_\beta > 1$   $Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}$ .





а)



б)

Рис. 3.6. График для определения коэффициента  $Y_{FS}$ :

- а) колесо с внешними зубьями;
- б) колесо с внутренними зубьями, нарезанное долбяком с числом зубьев  $z_0 = 30$

3.1.3.8. Коэффициент, учитывающий наклон зуба,

$$Y_{\beta} = 1 - \epsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^{\circ}} > 0,7,$$

где  $\beta$  – угол наклона зуба, градус.

3.1.3.9. Расчетные напряжения изгиба на переходной поверхности зуба определяются по формуле, МПа,

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\rho} \cdot \frac{W_{Fl}}{m_n} \leq \sigma_{FP}. \quad (3.8)$$

Принципиально расчет можно проводить отдельно для шестерни и колеса. Обычно расчет по формуле (3.8) проводится для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое определяется из сравнения отношений для шестерни и колеса:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \quad \text{и} \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}}$$

Меньшее из этих отношений указывает на слабое звено в зацеплении.

Допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  – см. разд. 2.4.

При невыполнении условия прочности следует увеличить модуль зацепления (с учетом рекомендаций по п. 3.1.1.8.) за счет уменьшения числа зубьев зубчатых колес при сохранении примерно того же диаметра колес. Если уменьшать числа зубьев колес по каким-либо соображениям нерационально (снижение плавности, увеличение потерь на трение, опасность интерференции – см. п. 3.1.1.9.), то увеличивают ширину зубчатых колес, а при значительной перегрузке передачи увеличивают модуль зацепления при том же числе зубьев, увеличивая диаметр зубчатых колес. Уточняются геометрические размеры передачи в соответствии с п.п. 3.1.1.6...3.1.1.13 и повторяется расчет по п. 3.1.3.

### 3.1.4. Расчет зубчатой передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Расчет проводится в качестве проверочного для всех цилиндрических, планетарных и конических зубчатых передач и служит для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя.

При постоянном режиме нагружения передач (см. техническое задание и рис. 1.6) расчет по этому пункту не проводится.

Расчетное напряжение  $\sigma_{Hmax}$ , МПа, создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии, вычисляют по формуле

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} \leq \sigma_{HPmax}$$

В формуле  $\frac{T_{max}}{T_H} = \beta_1$  – кратность кратковременных пиковых пере-

грузок в приводе согласно техническому заданию (см. разд. 1.7).

При отсутствии данных в техническом задании о пиковых перегрузках в приводе величина их определяется динамическими характеристиками двигателя при пуске и коэффициент  $\beta_1$  вычисляется по формуле (1.4) (см. разд. 1.7).

Величина  $\sigma_{HPmax}$  определяется согласно разд. 2.3,  $\sigma_H$  – см. п. 3.1.2.11 для цилиндрических, п. 4.2.3.12 – для планетарных и п. 5.1.2.10 – для конических зубчатых передач.

### 3.1.5. Расчет зубчатой передачи на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Этот вид расчета проводится в качестве проверочного для всех цилиндрических, планетарных и конических зубчатых передач и служит для предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев.

При постоянном режиме нагружения передач (см. техническое задание и рис. 1.6) расчет по этому пункту не проводится.

Расчет проводится для менее прочного зубчатого колеса передачи.

Расчетное напряжение  $\sigma_{Fmax}$ , МПа, создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии,

вычисляются по формуле  $\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T_H} \leq \sigma_{FPmax}$ .

Значение  $\frac{T_{max}}{T_H} = \beta_1$  – см. п. 3.1.4.

Величина  $\sigma_{FPmax}$  – см. разд. 2.5;  $\sigma_F$  – см. п. 3.1.3.9 для цилиндрической, п. 4.2.4.10 – для планетарной и п. 5.1.3.7 – для конической передач.

### 3.1.6. Силы в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи

3.1.6.1. Силы в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи (рис. 3.7), Н:

$$\begin{aligned} \text{– окружная сила} \quad F_t &= \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}}, \\ \text{– радиальная сила} \quad F_r &= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w. \end{aligned}$$

3.1.6.2. Силы в зацеплении косозубой цилиндрической передачи (рис. 3.8), Н:

$$\begin{aligned} \text{– окружная сила} \quad F_t &= \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}}, \\ \text{– радиальная сила} \quad F_r &= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta, \\ \text{– осевая сила} \quad F_a &= F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \end{aligned}$$

В формулах:

$T_1$  – вращающий момент на шестерне рассчитываемой передачи, Нм (см. табл. 1.6);

$d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни, мм;

$\alpha_w$  – угол зацепления в нормальном сечении; при нарезании зубьев без смещения исходного контура  $\alpha_w = 20^\circ$ ;

$\beta$  – угол наклона зубьев, град.

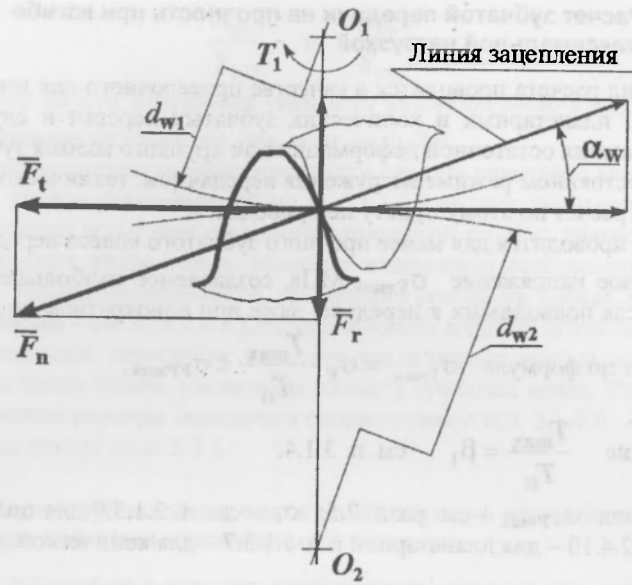


Рис. 3.7. Силы в прямозубой цилиндрической передаче

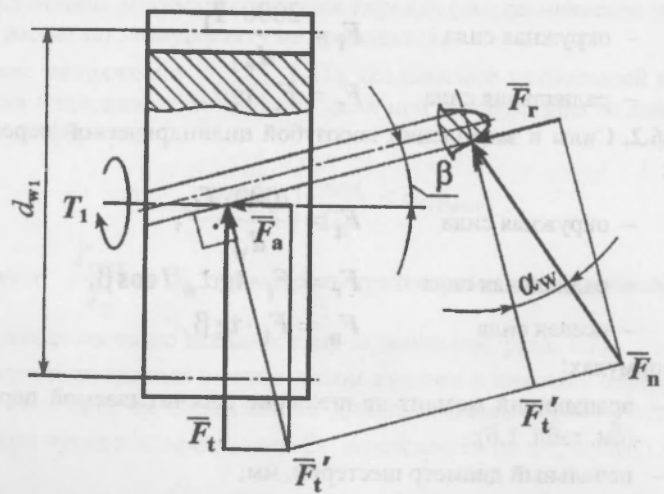


Рис. 3.8. Силы в косозубой цилиндрической передаче

## 3.2. Открытые цилиндрические передачи

### 3.2.1. Проектный расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу

3.2.1.1. Цель расчета – определение основных геометрических размеров зубчатых колес из условия предотвращения усталостной поломки зубьев. Основной расчетный параметр – модуль зацепления. Вычислению модуля предшествуют выбор материалов, термообработки и определение допускаемых напряжений изгиба зубьев зубчатых колес, выбор ряда расчетных параметров.

3.2.1.2. Материалы и термообработка зубчатых колес – см. разд. 2.1.

3.2.1.3. Коэффициент ширины

$$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$$

выбирают по табл. 3.1 в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения опор. В открытых тихоходных высоконагруженных передачах предпочтительно принимать большие значения коэффициента  $\Psi_{bd}$  из указанных в таблице интервалов.

В формуле:

$b_w = b_2$  – рабочая ширина зубчатых венцов, равная ширине зубчатого венца колеса, являющегося более узким звеном (см. рис. 3.1);

$d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни (см. рис. 3.1).

3.2.1.4. Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость по изгибу. Принимается по рис. 3.5 в зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор.

3.2.1.5. Число зубьев зубчатых колес. Рекомендуется в тихоходных передачах принимать число зубьев шестерни  $z_1 = 18 \dots 22$ . Минимальное значение из условия отсутствия интерференции  $z_{1min} = 17$ .

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot u$ . Числа зубьев зубчатых колес округляются до целого с уточнением передаточного числа

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

Возможно отклонение передаточного числа отдельных передач привода от принятого на этапе предварительного расчета. Однако разница между фактическим и номинальным значениями передаточного отношения всего привода не должна превышать  $\pm 5\%$ .

**3.2.1.6.** Коэффициент  $Y_{FS1}$ , учитывающий форму зуба шестерни. Определяется по рис. 3.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_v$ .

Тихоходные открытые передачи выполняют, как правило, прямозубыми. Для прямозубой шестерни  $z_v = z_1$ .

**3.2.1.7.** Модуль зацепления, мм, определяют из условия выносливости зубьев по изгибу

$$m \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{\alpha\beta}}{z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} \cdot Y_{FS1}, \quad (3.9)$$

где  $K_m$  – вспомогательный коэффициент; для прямозубых передач  $K_m = 14$ ;

$T_1$  – вращающий момент на шестерне рассчитываемой передачи, Нм;

$\sigma_{FP1}$  – допускаемые напряжения для шестерни при расчете зубьев на выносливость по изгибу, МПа – см. разд. 2.4.

Вычисленное по формуле (3.9) значение модуля согласуют по ГОСТ 9563-80\* (см. п. 3.1.1.8).

**3.2.1.8.** Геометрические размеры зубчатых колес – см. п. 3.1.1.12.

**3.2.1.9.** Межосевое расстояние передачи, мм,

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$$

**3.2.1.10.** Ширина зубчатых венцов, мм:

– колеса  $b_2 = b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1}$ ,

– шестерни  $b_1 = b_2 + (2...5)$ .

Перекрытие по ширине 2...5 мм гарантирует работу колеса по всей ширине венца; меньшие значения перекрытия принимают для малогабаритных передач летательных аппаратов.

Размеры по ширине зубчатых венцов округляют по ГОСТ 6636-69 до нормальных линейных размеров [4, с. 410, табл. 24.1].

### **3.2.2. Проверочные расчеты открытой цилиндрической зубчатой передачи**

Проверочные расчеты открытых зубчатых передач проводят:

- на выносливость зубьев по изгибу – см. п. 3.1.3,
- на прочность зубьев по изгибу при действии максимальной нагрузки – см. п. 3.1.5.

**3.2.3. Силы в зацеплении** – см. п. 3.1.6.

## 4. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 4.1. Кинематический и силовой расчеты планетарных передач

#### 4.1.1. Схемы планетарных передач

В табл. 4.1 приведены кинематические схемы наиболее распространенных силовых планетарных передач и их основные характеристики.

*Передача по схеме 1* включает центральные колеса 1 и 3 и сателлит 2, установленный на водиле  $h$ . Ведущим, как правило, является колесо 1, ведомым – водило  $h$  и неподвижным – колесо 3. Колесо 1 при вращении заставляет вращаться вокруг собственной оси сателлит 2. Последний, зацепляясь с неподвижным колесом 3, обкатывается по нему, увлекая во вращение водило. Схема 1 является наиболее простой, имеет высокий КПД, небольшие габариты и получила на практике основное применение. Недостатком этой схемы является малая редукция (небольшое передаточное отношение). При необходимости получения большого передаточного отношения силовые планетарные редукторы часто выполняют по этой схеме двух- и трехступенчатыми, образуемыми последовательным соединением двух или трех однорядных планетарных механизмов.

*Передача по схеме 2* имеет двухрядный сателлит, расширяющий диапазон передаточных отношений. Венец 2 сателлита имеет внешнее зацепление с центральным колесом 1, венец 3 – внутреннее зацепление с центральным колесом 4. Передача компактна, однако сложнее в изготовлении и сборке, что ограничивает ее применение.

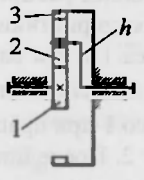
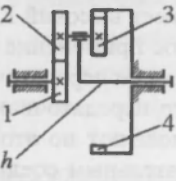
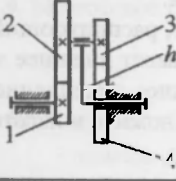
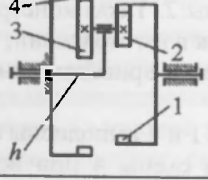
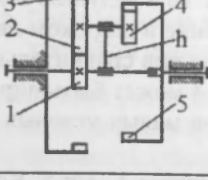
*В передаче по схеме 3* венец 3 сателлита имеет внешнее зацепление с центральным колесом 4, что отличает ее от схемы 2. Такая конструкция, по сравнению со схемой 2, менее технологична как в изготовлении, так и в сборке и рекомендуется к применению в основном в приводах кинематического назначения.

*В передаче по схеме 4* оба центральных колеса 1 и 4 выполнены с внутренними зубьями. Кинематические возможности схемы 4 при ведущем центральном колесе 1 и схем 2, 3 мало отличаются. При ведущем водиле  $h$  схема 4 позволяет получить передаточное отношение в широком диапазоне от нескольких десятков до нескольких тысяч, но при сравнительно низком КПД. Поэтому применение передач по схеме 4 может быть оправдано только в приводах кратковременного действия при малых угловых скоростях.

*Передача по схеме 5* имеет три центральных колеса 1, 3 и 5. Колесо 1 является ведущим, колесо 3 неподвижно закреплено в корпусе, колесо 5 – ведомое. Колесо 1, зацепляясь с венцом 2 сателлита, вращает сателлит в

Таблица 4.1

Схемы планетарных передач

№ схемы	Кинематическая схема	Звено			Передаточное отношение		Ориентировочное значение КПД
		ведущее	ведомое	неподвижное	расчетная формула	интервал значений	
1		1	$h$	3	$i_{1h}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$	3...8	$\eta_{1h}^3 = 0,98$
2		1	$h$	4	$i_{1h}^4 = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	7...16	$\eta_{1h}^4 = 0,96$
3		1	$h$	4	$i_{1h}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	-7...-15	$\eta_{1h}^4 = 0,96$
4		$h$	1	4	$i_{h1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}}$	30...1600	$\eta_{h1}^4 = \frac{1}{1 + \frac{0,02}{\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} - 1}} = 0,9...0,1$
5		1	5	3	$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_5}}$	20...1600	$\eta_{15}^3 = \frac{0,98}{1 + \frac{0,02}{\frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_5} - 1}} = 0,96...0,2$

Примечание. В буквенно-цифровых обозначениях величин индекс вверху обозначает номер неподвижного звена, первый знак в индексе внизу – ведущее, второй знак – ведомое звенья.



противоположную сторону. Сателлит, зацепляясь с неподвижным колесом 3, обкатывается по нему и вращает водило  $h$  в ту же сторону, что и колесо 1. При этом зубчатый венец 4 сателлита обкатывается по колесу 5. Так как числа зубьев (и начальные диаметры) венцов 2 и 4 разные, то при повороте сателлита на один оборот они пройдут разные пути. Если числа зубьев  $z_2 > z_4$ , то венец 4 пройдет меньший путь и повернет колесо 5 на разность длин их начальных окружностей в направлении вращения водила. При этом передаточное отношение передачи положительно. При числе зубьев  $z_2 < z_4$  колесо 5 будет вращаться в противоположную сторону, передаточное отношение такой передачи отрицательно. При числе зубьев  $z_2 = z_4$  колесо 5 неподвижно, а передаточное отношение передачи равно бесконечности. Таким образом, принимая числа зубьев венцов 2 и 4 незначительно отличающимися друг от друга, можно получить большое передаточное отношение при сохранении компактности редуктора. Передачи по этой схеме имеют передаточное отношение в широком диапазоне и применяются вместо схемы 4 в кратковременно работающих приводах при необходимости получения более высокого КПД. Применение этой схемы в силовых приводах рационально при передаточном отношении  $i = 20 \dots 100$ .

#### 4.1.2. Выбор числа сателлитов

В планетарных передачах мощность от ведущего вала к ведомому передается несколькими параллельными потоками, число которых равно числу сателлитов. С увеличением числа сателлитов нагрузочная способность передачи возрастает, однако при этом требуется повышать точность изготовления передачи и принимать конструктивные меры, направленные на выравнивание нагрузки между сателлитами. Обычно число сателлитов  $n_w = 2 \dots 6$ . В большинстве случаев наиболее компактные и рациональные конструкции получаются при числе сателлитов  $n_w = 3$ , что обеспечивает наилучшие условия для выравнивания нагрузки по потокам при плавающем одном из основных звеньев передачи. Планетарные передачи с одним сателлитом в силовых приводах обычно не применяют из-за их низкой нагрузочной способности, неуравновешенности вращающихся масс и отсутствия замыкания сил в механизме.

#### 4.1.3. Разбивка передаточного отношения многоступенчатого редуктора по ступеням

При расчетах многоступенчатого редуктора на ЭВМ, выполняемых студентами механических и машиностроительных специальностей, передаточное отношение редуктора по ступеням разбивается автоматически в

соответствии с рекомендациями, представленными в табл. 1.2 и 4.1.

При расчетах многоступенчатого редуктора без применения ЭВМ студент разбивает передаточное отношение редуктора по ступеням самостоятельно, руководствуясь рекомендациями табл. 1.2 и 4.1 с учетом формулы (1.3). Многоступенчатые планетарные редукторы, выполненные по одной кинематической схеме, получаются более компактными, если передаточное отношение каждой последующей ступени, начиная с быстроходной, на 10...20 % меньше, чем предыдущей. Однако в практике с целью упрощения технологии изготовления и сборки редуктора обычно принимают передаточные отношения всех ступеней одинаковыми.

#### 4.1.4. Выбор чисел зубьев зубчатых колес планетарной передачи

При выборе чисел зубьев зубчатых колес планетарной передачи необходимо получить с заданной точностью расчетное передаточное отношение, выполнить условия соосности, сборки, соседства сателлитов и правильности зацепления колес. В табл. 4.2 приведены формулы для проверки выполнения этих условий.

Подбор чисел зубьев зубчатых колес удобно проводить на ЭВМ при заданном конструктором числе сателлитов  $n_w$ . Задаваясь в зависимости от схемы передачи числом зубьев одного или двух зубчатых колес и используя уравнение, связывающее передаточное отношение с числом зубьев, определяем числа зубьев остальных зубчатых колес с последующей проверкой условий табл. 4.2.

Если при заданном числе сателлитов невозможно выполнить хотя бы одно из условий табл. 4.2, то число сателлитов уменьшается на единицу и процесс подбора чисел зубьев зубчатых колес повторяется.

Для передачи по схеме 1 в цикле меняется число зубьев первого колеса в пределах  $z_1 = 17...45$ . Исходя из требуемого передаточного отношения, вычисляется число зубьев сателлита  $z_2 = z_1 \cdot (0.5 \cdot i_{1h}^3 - 1)$  и из условия соосности – число зубьев третьего колеса  $z_3 = z_1 + 2 \cdot z_2$ . Полученные числа зубьев колес округляются до целых и проверяются условия табл. 4.2.

В схеме 2 в цикле меняется число зубьев третьего колеса в пределах  $z_3 = 20...30$  и четвертого – в пределах  $z_4 = 85...150$ . Из условия соосности и на основании уравнения, связывающего передаточное отношение передачи с числом зубьев зубчатых колес, вычисляются

$$z_1 = \frac{(z_4 - z_3) \cdot z_4}{i_{1h} \cdot z_3 - z_3 + z_4} \quad \text{и} \quad z_2 = z_4 - z_3 - z_1.$$

Проверяются условия табл. 4.2.

Таблица 4.2

Условия правильности выбора чисел зубьев зубчатых колес планетарных передач

Расчетный параметр	Номер схемы планетарной передачи по табл. 4.1				
	1	2	3	4	5
Передачное отношение	Расчет по формулам табл. 4.1. Допустимое предельное отклонение передаточного отношения от номинального значения в силовых передачах $\pm 5\%$				
Условия правильно-сти зацеп-ления колес	$z_1 \geq 17$ $z_2 \geq 20$ $z_3 \geq 85$	$z_1 \geq 17$ $z_2 \geq 20$ $z_1 \geq 85$	$z_1 \geq 17$ $z_3 \geq 17$	$z_1 \geq 85$ $z_2 \geq 20$ $z_1 - z_2 \geq 8$	$z_1 \geq 17$ $z_4 \geq 20$ $z_5 \geq 85$
Условие соосности	$z_3 - z_1 = 2z_2$	$z_1 + z_2 = z_4 - z_3$	$z_1 + z_2 = z_3 + z_4$	$z_1 - z_2 = z_4 - z_3$	$z_1 + z_1 = z_3 - z_2 = z_5 - z_4$
Условие соосства сателлитов	$\sin \frac{\pi}{n_w} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}$	$\sin \frac{\pi}{n_w} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}$	$\sin \frac{\pi}{n_w} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}$ при $z_2 > z_3$	$\sin \frac{\pi}{n_w} > \frac{z_3 + 2}{z_4 - z_3}$ при $z_3 > z_1$	$\sin \frac{\pi}{n_w} > \frac{z_2 + 2}{z_1 - z_2}$ при $z_2 > z_1$

Продолжение табл. 4.2

Расчетный параметр	Номер схемы планетарной передачи по табл. 4.1				
	1	2	3	4	5
Условие сборки: частный случай	$\frac{z_1}{n_w} = \text{целое число}$ $\frac{z_2}{n_w} = \text{целое число}$	$\frac{z_1}{n_w} = \text{целое число}$ , $\frac{z_4}{n_w} = \text{целое число}$			$\frac{z_1}{n_w} = \text{целое число}$ $\frac{z_3}{n_w} = \text{целое число}$ $\frac{z_5}{n_w} = \text{целое число}$
Условие сборки: общий случай	$\frac{z_1 + z_3}{n_w} = \text{целое число}$	$\frac{z_2 \cdot z_4 + z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot n_w} - \frac{z_3}{z_2} (E \pm K) = \text{целое число}$	$\frac{z_2 \cdot z_4 - z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot n_w} + \frac{z_3}{z_2} (E \pm K) = \text{целое число}$	$\frac{z_1 + z_3}{n_w} = \text{целое число}$ и $\frac{z_2 \cdot z_1 - z_1 \cdot z_4}{z_1 \cdot n_w} + \frac{z_4}{z_2} (E \pm K) = \text{целое число}$	

Примечание. В формулах обозначено:  $E$  – ближайшее к отношению  $z_1/n_w$  большее целое число;  
 $K$  – ближайшее целое число, включая нулевое значение

В схеме 3 в цикле меняется число зубьев первого колеса в пределах  $z_1 = 17...30$  и третьего – в пределах  $z_3 = z_1 \pm 2$ . Незначительная разница в числах зубьев первого и третьего колес обеспечивает получение наименьших габаритов редуктора. Из условия соосности и на основании уравнения, связывающего передаточное отношение передачи с числом зубьев зубчатых колес, вычисляются

$$z_4 = \frac{z_1 - z_3}{2} + \sqrt{\left[\left(\frac{z_1 - z_3}{2}\right)^2 + z_1 \cdot z_3 \cdot (1 + |i_{1h}^4|)\right]} \quad \text{и} \quad z_2 = z_3 + z_4 - z_1.$$

Проверяются условия табл. 4.2.

Схема 4 рассмотрена с ведущим водилом. При положительном значении передаточного отношения:  $z_4 > z_1$  и  $z_3 > z_2$ . В цикле меняется число зубьев первого колеса в пределах  $z_1 = 85...150$  и второго – в пределах  $z_2 = 20...142$ . Из условия соосности и на основании уравнения, связывающего передаточное отношение с числом зубьев колес, вычисляются

$$z_4 = \frac{z_1 \cdot (i_{h1}^4 - 1) \cdot (z_1 - z_2)}{i_{h1}^4 \cdot (z_1 - z_2) - z_1} \quad \text{и} \quad z_3 = z_2 + z_4 - z_1.$$

Проверяются условия табл. 4.2.

Схема 5 рассмотрена с ведущим колесом 1. При положительном значении передаточного отношения:  $z_3 > z_5$  и  $z_2 > z_4$ . В цикле меняется число зубьев первого колеса в пределах  $z_1 = 17...40$  и пятого – в пределах  $z_5 = 85...140$ . Из условия соосности с учетом уравнения, связывающего передаточное отношение с числом зубьев колес, число зубьев третьего колеса найдем по формуле

$$z_3 = \frac{i_{15}^3 \cdot z_1 \cdot (z_5 - z_1)}{2 \cdot (i_{15}^3 \cdot z_1 - z_5)} + \sqrt{\left[\left[\frac{i_{15}^3 \cdot z_1 \cdot (z_5 - z_1)}{2 \cdot (i_{15}^3 \cdot z_1 - z_5)}\right]^2 + \frac{z_1^2 \cdot z_5 (i_{15}^3 - 1)}{i_{15}^3 \cdot z_1 - z_5}\right]}.$$

Округлив полученное значение до целого числа, кратного числу сателлитов, вычисляем из условия соосности

$$z_2 = 0,5 \cdot (z_3 - z_1) \quad \text{и} \quad z_4 = z_5 - z_3 + z_2.$$

Для передач по этой схеме удовлетворение условий табл. 4.2 во многих случаях накладывает существенные ограничения при подборе чисел зубьев, особенно при большом числе сателлитов. Поэтому число сателлитов больше трех принимать не рекомендуется.

При подборе чисел зубьев для передач по схемам 1...4 с применением простейших вычислительных устройств можно использовать те же зависимости, что и при расчетах на ЭВМ или воспользоваться методами, описанными в работах [4, 9]. Для схемы 5 подбор чисел зубьев указанными методами связан с большим объемом вычислительных работ. Поэтому для передач по схеме 5 по заданному передаточному отношению удобнее подобрать число зубьев зубчатых колес по табл. 6 и 7 из работы [10].

#### **4.1.5. Уточнение передаточного отношения редуктора, КПД, мощности, вращающих моментов на валах и частот вращения валов**

Расчеты по этому пункту на данном этапе студент проводит только при расчетах без оптимизации параметров редуктора на ЭВМ.

После выбора чисел зубьев зубчатых колес уточняется передаточное отношение, а для схем 4 и 5 уточняется также КПД планетарной передачи по формулам табл. 4.1 и всего привода – по формулам (1.1) и (1.3). В соответствии с разд. 1.9 по уточненным значениям передаточного отношения и КПД привода уточняются мощности, вращающие моменты на валах и частоты вращения всех валов. При этом известными величинами считаются частота вращения вала двигателя  $n_1$ , передаточное отношение привода  $i$ , КПД привода  $\eta$ , мощность  $P_k$  и вращающий момент  $\bar{M}_k$  на валу исполнительного механизма.

#### **4.1.6. Частота вращения звеньев планетарной передачи**

Расчеты по этому пункту проводятся после оптимизации параметров редуктора на ЭВМ. В табл. 4.3 приведены формулы для определения частот вращения звеньев планетарной передачи в абсолютном и относительном движении в пространстве водила.

В многоступенчатых редукторах расчеты по этому пункту выполняются для каждой ступени в отдельности.

### **4.2. РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ**

#### **4.2.1. Этапы расчета**

Планетарные зубчатые передачи рассчитывают в два этапа:

– проектный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев (для закрытых хорошо смазываемых передач при модуле  $m > 1$  мм) или на выносливость зубьев по изгибу (для мелкомодульных передач при  $m < 1$  мм, а также для открытых передач, работающих в абразивных средах);

Таблица 4.3  
 Формулы для определения передаточных чисел и частот вращения звеньев планетарной передачи

Расчетный параметр	Номер схемы планетарной передачи по табл. 4.1				
	1	2	3	4	5
Абсолютная частота вращения водила	$n_h = \frac{n_1}{i_{1h}^3}$	$n_h = \frac{n_1}{i_{1h}^4}$	$n_h = \frac{n_1}{i_{1h}^4}$	$n_h = n_1 \cdot i_{h1}^4$	$n_h = \frac{n_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}}$
Частота вращения центрального колеса 1 в относительном движении	$n_1^h = n_1 - n_h$		$n_1^h = n_1 + n_h$	$n_1^h = n_1 - n_h$	$n_1^h = n_1 - n_h$
Передаточное число между центральным колесом 1 и сателлитом 2			$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$ $u_{12} = \frac{z_1}{z_2}$	при $z_2 \geq z_1$ при $z_1 > z_2$	
Частота вращения сателлита в относительном движении			$n_2^h = \frac{n_1^h}{u_{12}}$ $n_2^h = n_1^h \cdot u_{12}$	при $z_2 \geq z_1$ при $z_1 > z_2$	

Продолжение табл. 4.3

Расчетный параметр	Номер схемы планетарной передачи по табл. 4.1				
	1	2	3	4	5
Частота вращения центрального колеса 3 (схемы 1 и 5), центрального колеса 4 (схемы 2, 3, 4), центрального колеса 5 (схема 5) в относительном движении	$n_3^h = -n_h$		$n_4^h = -n_h$		$n_3^h = -n_h$ $n_5^h = n_5 - n_h$ при $i_{15}^3 > 1$
Передаточное число между центральным колесом 3 и сателлитом 2 (схемы 1 и 5), центральным колесом 4 и сателлитом 3 (схемы 2, 3, 4), центральным колесом 5 и сателлитом 4 (схема 5)	$u_{23} = \frac{z_3}{z_2}$	$u_{34} = \frac{z_4}{z_1}$ при $z_4 \geq z_3$			$u_{23} = \frac{z_3}{z_2}$ $u_{45} = \frac{z_5}{z_4}$



– проверочные расчеты на контактную и изгибную выносливость зубьев, а также на контактную и изгибную прочность при действии кратковременных пиковых перегрузок после определения геометрических размеров передачи.

#### **4.2.2. Проектный расчет закрытой планетарной зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев**

**4.2.2.1.** Цель расчета – определение основных геометрических размеров зубчатых колес из условия предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев. Основной расчетный параметр – межосевое расстояние передачи. В многоступенчатых редукторах проводится последовательно расчет каждой ступени. Если ступени многоступенчатого планетарного редуктора выполнены по одной схеме, то с целью упрощения технологии изготовления и сборки обычно диаметральные габариты всех ступеней принимают одинаковыми и определяют их из проектного расчета наиболее нагруженной тихоходной ступени.

**4.2.2.2.** Разделение планетарной передачи на отдельные зацепления. При проведении прочностных расчетов в планетарной передаче рассматриваются отдельно зацепления сателлитов с каждым из центральных колес (табл. 4.4). Проектный расчет передачи проводится для наиболее нагруженного зацепления. В передаче по схеме 1 силы в зацеплениях сателлита 2 с обоими центральными колесами 1 и 3 одинаковы. Однако внутреннее зацепление по своим свойствам прочнее наружного, поэтому размеры передачи по схеме 1 определяют из прочностного расчета зацепления колес 1 и 2.

В передачах по схемам 2 и 3 проектный расчет проводится для зацепления колес 3 и 4, где усилие в  $z_2/z_3$  раз больше, чем в зацеплении колес 1 и 2.

В передаче по схеме 4 при  $z_3 > z_2$  проектный расчет выполняется для зацепления колес 1 и 2, усилие в котором в  $z_3/z_2$  раз больше, чем в зацеплении колес 3 и 4.

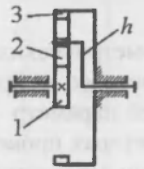
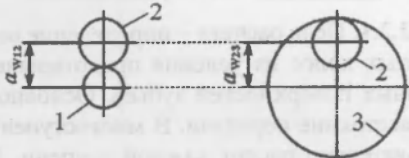
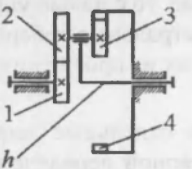
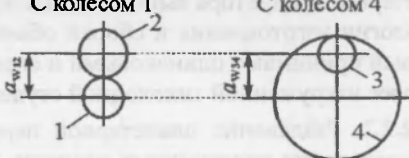
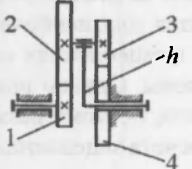
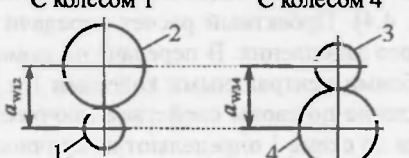
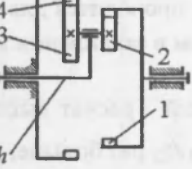
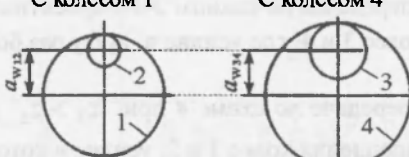
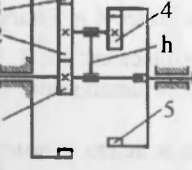

В передаче по схеме 5 при  $z_2 > z_4$  зацепление колес 4 и 5 нагружено в  $z_2/z_4$  раз больше, чем зацепление сателлита 2 с колесами 1 и 3. Поэтому для этой передачи проектный расчет проводится для зацепления колес 4 и 5.

**4.2.2.3.** Коэффициент ширины зубчатого венца в долях диаметра шестерни

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w} \quad (4.1)$$

Таблица 4.4

**Разделение зацеплений сателлита с центральными колесами в планетарных передачах**

Номер схемы	Кинематическая схема	Зацепление сателлита с центральными колесами
1		<p>С колесом 1                      С колесом 3</p> 
2		<p>С колесом 1                      С колесом 4</p> 
3		<p>С колесом 1                      С колесом 4</p> 
4		<p>С колесом 1                      С колесом 4</p> 
5		<p>С колесом 1                      С колесом 3                      С колесом 5</p> 

выбирают при расчетах без применения ЭВМ по табл. 4.5. При расчетах с применением ЭВМ подбор коэффициента студентом не проводится, а выполняется на ЭВМ автоматически после подбора чисел зубьев передачи.

В формуле (4.1)

$b_w$  – рабочая ширина зубчатых венцов, равная ширине зубчатого венца более узкого из зацепляемых колес (сателлита):  $b_w = \bar{d}_{\min}$ ;

$d_w$  – начальный диаметр шестерни (меньшего из зацепляемых зубчатых колес) рассчитываемого зацепления (рис. 4.1).

Таблица 4.5

Рекомендуемые значения коэффициента ширины  $\Psi_{bd}$  в планетарных передачах

Номер схемы	Коэффициент ширины $\Psi_{bd}$	
	интервал оптимальных значений	предельное значение
1	$(0,12 \dots 0,18) \cdot \frac{z_3}{z_1}$ при $z_1 \leq z_2$	0,75
	$(0,12 \dots 0,18) \cdot \frac{z_3}{z_2}$ при $z_1 > z_2$	
2	$(0,12 \dots 0,18) \cdot \frac{z_4}{z_3}$	0,75
3	$(0,12 \dots 0,18) \cdot \frac{z_4}{z_3}$	0,75
4	$(0,12 \dots 0,18) \cdot \frac{z_1}{z_2}$	0,75
5	0,3...0,35	0,4

*Примечание.* Меньшие значения коэффициента  $\Psi_{bd}$  принимать при высокой твердости зубьев и отсутствии самоустанавливаемости звеньев.

При больших значениях коэффициента ширины  $\Psi_{bd}$  уменьшаются диаметральный габариты передачи, однако возрастает неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и затрудняется вписывание подшипниковых узлов сателлитов в стесненные диаметральный габариты.

4.2.2.4. Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев, принимается по рис. 3.2 в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор вала или оси.

При многовариантном проектировании редуктора на ЭВМ в память машины вводится значение коэффициента  $K_{H\beta}$ , определенное для предельного значения  $\psi_{bd}$ , приведенного в табл. 4.5. При числе сателлитов  $n_w > 2$  и плавающем одном из центральных колес основное влияние на распределение нагрузки по ширине зубчатого венца оказывает расположение зубчатых венцов сателлита относительно его опор. Поэтому на данном этапе проектант должен решить, как расположить венцы сателлита относительно опор. Для этого необходимо ознакомиться с аналогичными конструкциями по литературе [11,12].

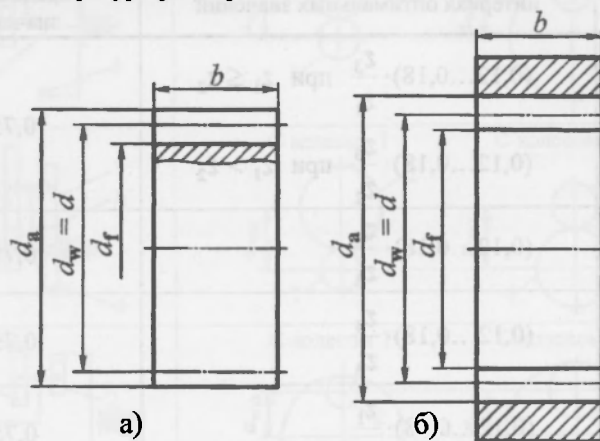


Рис. 4.1. Геометрические параметры цилиндрического зубчатого колеса:

а) с внешними зубьями; б) с внутренними зубьями

При консольном расположении сателлитов в схеме 1 (передачи кинематического назначения) коэффициент  $K_{H\beta}$  следует определять по кривым 1 и 2 рис. 3.2 соответственно при установке сателлита на шарико- или роликоподшипниках. Двухвенцовые сателлиты в схемах 2...5 обычно устанавливают между опорами несимметрично, и для них коэффициент  $K_{H\beta}$

определяют по кривой 3 для быстроходной передачи и по кривой 5 – для тихоходной передачи. При симметричном расположении опор сателлита, характерном для силовых передач, выполненных по схеме 1, при наличии плавающего звена следует воспользоваться кривой 6.

**4.2.2.5.** Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам  $\Omega$  при числе сателлитов  $n_{...} > 1$  выбирается по табл. 4.6. В силовых приводах, как правило, принимаются конструктивные меры, улучшающие распределение нагрузки между сателлитами.

Основным методом выравнивания нагрузки по потокам является применение плавающих звеньев. В схемах 1...4 плавающим звеном обычно выполняют центральное колесо 1, реже – колесо 3, в схеме 5 – центральное колесо 5 или два центральных колеса 1 и 5. В малогабаритных приводах летательных аппаратов многоступенчатые планетарные редукторы по схеме 1 обычно выполняют с плавающим водилом или вообще без плавающих звеньев.

**4.2.2.6.** Коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях планетарной передачи при расчете на контактную прочность

$$K_{H\Sigma} = K_{H\beta} + \Omega - 1. \quad (4.2)$$

**4.2.2.7.** Межосевое расстояние планетарной передачи:

– при многовариантном проектировании редуктора расчеты по этому пункту выполняются на ЭВМ согласно разд. 10 с последующим возвратом к разд. 1.9 для расчета кинематических и силовых параметров на валах и продолжением расчета с п. 4.2.2.9;

– определение межосевого расстояния передачи без поиска оптимального решения. При выполнении расчетов без оптимизации редуктора расчетное значение межосевого расстояния, мм, определяют по формуле

$$a_w \geq K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{H\Sigma}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (4.3)$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент; для стальных прямозубых колес  $K_a = 495$ ;

$u$  – передаточное число рассчитываемого зацепления – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни,  $u > 1$ ;

$T$  – вращающий момент на колесе рассчитываемого зацепления, Нм;

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца в долях межосевого расстояния,

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

Таблица 4.6

**Коэффициент неравномерности распределения нагрузки  
между сателлитами  $\Omega$**

Номер схемы	Плавающее звено	Число сателлитов	$\Omega$
1...4	Центральное колесо 1	3	1,03
	Центральное колесо 3 или водило $h$ .	3	1,05
	Центральное колесо 3	4...6	1,1...1,2
	Плавающее звено отсутствует	2...6	1,5...2,2
5	Центральные колеса 1 и 5	3	1,0...1,1
	Центральное колесо 5:		
	для зацепления колес 1 и 2	3	2,0...2,5
	для зацепления колес 2 и 3	3	$1 + (1...1,5) \cdot \frac{z_3}{z_1 \cdot ( i_{15}^3  - 1)}$
	для зацепления колес 4 и 5	3	1,0...1,1
	Центральное колесо 3:		
	для зацепления колес 1 и 2	3	2,0...2,5
	для зацепления колес 2 и 3	3	1,0...1,1
для зацепления колес 4 и 5	3	$1 + (0,5...0,75) \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{ i_{15}^3 }$	

$\sigma_{нр}$  – допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев, МПа (см. разд. 2.1 и 2.2).

В формуле (4.3) знак «+» относится к внешнему и «-» – к внутреннему зацеплению. Формулы для нахождения параметров  $T$  и  $u$ , входящих в формулу (4.3), приведены в табл. 4.7.

**Таблица 4.7**  
**Формулы для определения параметров  $T$  и  $u$**   
**при расчете планетарной передачи**

Номер схемы	Рассчитываемое зацепление		Передачное число $u$ (см. табл. 4.3)	Момент на колесе $T$ , Нм
1	Зубчатых колес 1 и 2	при $z_2 > z_1$	$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	$T = \frac{T_j \cdot u_{12}}{n_w}$
		при $z_1 > z_2$	$u_{12} = \frac{z_1}{z_2}$	$T = \frac{T_j}{n_w}$
2, 3	Зубчатых колес 3 и 4		$u_{34} = \frac{z_4}{z_3}$	$T = \frac{T_j}{n_w} \cdot \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$
4	Зубчатых колес 1 и 2		$u_{12} = \frac{z_1}{z_2}$	$T = \frac{T_j}{n_w} \cdot i_{h1}^4 \cdot \eta_{h1}^4$
5	Зубчатых колес 4 и 5		$u_{45} = \frac{z_5}{z_4}$	$T = \frac{T_j}{n_w} \cdot i_{15}^3 \cdot \eta_{15}^3$

**Примечания:**

- $T_j$  – вращающий момент на быстроходном валу рассчитываемой передачи, Нм (см. табл. 1.6);
- $j$  – порядковый номер быстроходного вала рассчитываемой передачи на кинематической схеме привода (см. рис. 1.2).

**4.2.2.8. Модуль зацепления.** С целью упрощения технологии изготовления планетарной передачи обычно выполняют все зубчатые колеса одного модуля, мм:

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_1 \pm z_2},$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние, вычисленное по формуле (4.3) или выбранное студентом из распечатки результатов расчета на ЭВМ.

В формуле знак «+» относится к внешнему зацеплению (схемы 1, 2, 3 и 5) и знак «-» – к внутреннему зацеплению колес 1 и 2 (схема 4).

Полученное значение модуля уточняют в соответствии с ГОСТ 9563-80. Ниже приводятся модули в наиболее употребляемом диапазоне, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20.

2-й ряд: 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

В силовых передачах рекомендуется принимать модуль зацепления не менее 1,5 мм из-за опасности понижения несущей способности мелко-модульного зубчатого зацепления в результате износа зубьев, неоднородности материала, опасности разрушения зубьев при перегрузках.

**4.2.2.9.** Уточнение межосевого расстояния и геометрических размеров зубчатых колес планетарной передачи при стандартном значении модуля с проверкой условия соосности проводится по формулам табл. 4.8 (с точностью до тысячной доли миллиметра).

В формулу для определения диаметра вершин зубьев колеса с внутренними зубьями вводится поправка  $\Delta_a$  с целью устранения пересечения головок зубьев колеса с незвольвентным участком зубьев шестерни:

$$\Delta_a = \frac{15,2 \cdot m}{z}$$

Результаты расчета свести в таблицу.

**4.2.2.10.** Ширина зубчатых венцов:

– при расчете редуктора на ЭВМ на печать выдается ширина зубчатых венцов сателлитов планетарной передачи. Полученные значения ширины необходимо округлить по ГОСТ 6636-69 до нормальных линейных размеров машиностроения [4, с. 410, табл. 24.1]. Ширина центральных колес должна быть на 2...5 мм больше, чем сателлитов. Перекрытие по ширине 2...5 мм гарантирует работу сателлитов по всей ширине венца; меньшие значения перекрытия принимаются для малогабаритных редукторов летательных аппаратов, большие – для силовых крупногабаритных редукторов;

– при расчете редуктора без применения ЭВМ вначале вычисляют ширину зубчатого венца сателлита рассчитываемого зацепления. Вычислительные формулы приведены в табл. 4.9. Ширину центральных колес принимают на 2...5 мм больше, чем сателлитов. Перекрытие по ширине 2...5 мм гарантирует работу сателлитов по всей ширине венца; меньшие значения перекрытия принимаются для малогабаритных редукторов летательных аппаратов, большие – для силовых крупногабаритных редукторов.

Так как в схеме 1 венец сателлита зацепляется с двумя центральными колесами, то ширину колес 1 и 2 принимают одинаковой. В схемах передач с двухрядными сателлитами ширина зубчатых венцов сателлита из условия прочности обратно пропорциональна их числам зубьев. Обычно ширину зубчатых колес менее нагруженного зацепления принимают конструктивно с последующей проверкой зацеплений на прочность. Ширина всех зуб-



чатых колес должна быть округлена по ГОСТ 6636-69 до нормальных линейных размеров [4, с. 410, табл. 24.1].

В многоступенчатых планетарных редукторах, ступени которых выполнены по одной схеме, ширину зубчатых колес быстроходной ступени рекомендуется принимать конструктивно в 1,5...2,5 раза уже последующей тихоходной ступени, но не менее 2...5 мм. Меньшие значения ширины соответствуют малогабаритным приводам летательных аппаратов.

Размеры всех колес по ширине свести в таблицу.

Таблица 4.8

Геометрические соотношения в цилиндрических эвольвентных зубчатых передачах, нарезанных без смещения исходного контура

Номер схемы	Параметры зацепления	Зубчатое колесо	
		с внешними зубьями (рис. 4.1, а)	с внутренними зубьями (рис. 4.1, б)
Все схемы	Делительный (начальный) диаметр	$d = a_w = m \cdot z$	$d = a_w = m \cdot z$
	Диаметр вершин зубьев	$d_a = d + 2 \cdot m$	$d_a = d - 2 \cdot m + \Delta_a$
	Диаметр впадин зубьев	$d_f = d - 2,5 \cdot m$	$d_f = d + 2,5 \cdot m$
1	Межосевое расстояние	$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_3 - z_2)}{2}$	
2		$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_4 - z_3)}{2}$	
3		$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_3 + z_4)}{2}$	
4		$a_w = \frac{m \cdot (z_1 - z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_4 - z_3)}{2}$	
5		$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_3 - z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_5 - z_4)}{2}$	

Таблица 4.9

**Ширина зубчатых колес планетарной передачи, мм**

Номер схемы	Вычислительные формулы	
	спутник	центральное колесо
1	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$	$b_1 = b_3 = b_2 + (2...5)$
2, 3	$b_3 = \psi_{ba} \cdot a_w$	$b_4 = b_3 + (2..5)$ $b_1 = b_2 + (2...5)$
	$b_2 \approx b_3 \cdot \frac{z_3}{z_2}$	
4	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; b_3 \approx b_2 \frac{z_2}{z_3}$	
5	$b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w$	$b_5 = b_4 + (2...5)$ $b_1 = b_3 = b_2 + (2...5)$
	$b_2 \approx b_4 \cdot \frac{z_4}{z_2}$	

**4.2.3. Проверочный расчет планетарной передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев**

**4.2.3.1. Цель расчета.** Из проектного расчета на контактную выносливость активных поверхностей зубьев определены основные геометрические размеры передачи, стандартные элементы согласованы с соответствующими стандартами. После проектирования передачи возникает необходимость определить фактические напряжения в контакте с целью проверки условия прочности. Фактические напряжения могут отличаться от допускаемых вследствие уточнения геометрических размеров передачи и расчетных коэффициентов.

**4.2.3.2. Уточнение частоты вращения звеньев планетарной передачи** после расчета на ЭВМ – согласно п. 4.1.6.

**4.2.3.3. Уточнение коэффициента  $\psi_{ba}$  и вычисление окружной скорости в зацеплении  $V$**  – по формулам табл. 4.10.

**4.2.3.4. Уточнение коэффициента  $K_{H\beta}$**  – по рис. 3.2.

**4.2.3.5. Уточнение коэффициента  $K_{H\alpha}$**  – по формуле (4.2).

**4.2.3.6. Выбор степени точности передачи.** Проводится по табл. 3.2 в зависимости от наибольшей окружной скорости в зацеплениях передачи.

Таблица 4.10  
 Коэффициент  $\Psi_{bd}$  и окружная скорость  $V$

Номер схемы	Зацепление зубчатых колес	Вычислительные формулы	
		$\Psi_{bd}$	$V, \text{ м/с}$
1	Сателлита 2 с центральным колесом 1	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{a'_{w1}}$ при $z_1 < z_2$	$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1^h}{60 \cdot 1000}$
		$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{a'_{w2}}$ при $z_1 > z_2$	
2, 3	Сателлита 2 с центральным колесом 1	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{a'_{w1}}$ при $z_1 \leq z_2$	$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1^h}{60 \cdot 1000}$
	Сателлита 3 с центральным колесом 4	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{a'_{w3}}$ при $z_3 \leq z_4$	$V = \frac{\pi \cdot d_{w4} \cdot n_4^b}{60 \cdot 1000}$
4	Сателлита 2 с центральным колесом 1	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_{w2}}$	$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1^h}{60 \cdot 1000}$
	Сателлита 3 с центральным колесом 4	$\Psi_{bd} = \frac{b_3}{d_{w3}}$	$V = \frac{\pi \cdot d_{w4} \cdot n_4^h}{60 \cdot 1000}$
5	Сателлита 2 с центральным колесом 1	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{a'_{w1}}$ при $z_1 < z_2$ $\Psi_{bd} = \frac{b_2}{a'_{w2}}$ при $z_1 > z_2$	$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1^h}{60 \cdot 1000}$
	Сателлита 4 с цен- тральным колесом 5	$\Psi_{bd} = \frac{b_4}{d_{w4}}$	

4.2.3.7. Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления. Для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ .

4.2.3.8. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении,

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_w \cdot d}{2000 \cdot T}, \quad (4.4)$$

где  $w_{Hv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}; \quad (4.5)$$

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (см. табл. 3.4). В планетарных передачах общего назначения обычно принимают зубья прямые без модификации головки;

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см. табл. 3.4);

$u$  – передаточное число рассчитываемого зацепления (см. табл. 4.3).

Полученное по формуле (4.5) значение  $w_{Hv}$  не должно превышать предельного значения, приведенного в табл. 3.5. В противном случае его следует принять равным предельному значению.

В формулу (4.4) подставляют значения  $d$  и  $T$  для меньшего зубчатого колеса рассчитываемого зацепления согласно табл. 4.11.

4.2.3.9. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм,

$$w_{Ht} = \frac{2000 \cdot T}{b_w \cdot d} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\Sigma} \cdot K_{Hv}.$$

4.2.3.10. Коэффициент перекрытия. Перекрытие зубьев в прямозубой передаче характеризуется коэффициентом торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$ , вычисляемым по формуле

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right),$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев шестерни и колеса рассчитываемого согласно табл. 4.11 зацепления:  $z_1 \leq z_2$ .

В формуле знак «+» относится к внешнему зацеплению, знак «-» – к внутреннему зацеплению.

4.2.3.11. Коэффициент  $Z_\epsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых передач вычисляется по формуле

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}.$$

Таблица 4.11

**Расчетные значения параметров для зацеплений  
планетарной передачи в формулах (4.4) и (4.5)**

Номер схемы	Зацепление		$b_w$ , мм (см. табл. 4.9)	$d$ , мм	$T$ , Нм
1	Сателлита 2 с централь- ным коле- сом 1	при $z_1 \leq z_2$	$b_w = b_2$	$d = d_1$	$T = \frac{T_j}{n_w}$
		при $z_1 > z_2$	$b_w = b_2$	$d = d_2$	$T = \frac{T_j}{n_w \cdot u_{12}}$
2, 3	Сателлита 2 с цен- тральным колесом 1 при $z_1 < z_2$		$b_w = b_2$	$d = d_1$	$T = \frac{T_j}{n_w}$
	Сателлита 3 с цен- тральным колесом 4 при $z_3 \leq z_4$		$b_w = b_3$	$d = d_3$	$T = \frac{T_j \cdot z_2}{n_w \cdot z_1}$
4	Сателлита 2 с цен- тральным колесом 1		$b_w = b_2$	$d = d_2$	$T = \frac{T_j \cdot i_{h1}^4 \cdot \eta_{h1}^4 \cdot z_2}{n_w \cdot z_1}$
	Сателлита 3 с цен- тральным колесом 4		$b_w = b_3$	$d = d_3$	$T = \frac{T_j \cdot i_{h1}^4 \cdot \eta_{h1}^4 \cdot z_2}{n_w \cdot z_1}$
5	Сателли- та 2 с цен- тральным колесом 1	при $z_1 < z_2$	$b_w = b_2$	$d = d_1$	$T = \frac{T_j}{n_w}$
		при $z_1 > z_2$	$b_w = b_2$	$d = d_2$	$T = \frac{T_j}{n_w \cdot u_{12}}$
	Сателлита 4 с цен- тральным колесом 5		$b_w = b_4$	$d = d_4$	$T = \frac{T_j \cdot i_{15}^3 \cdot \eta_{15}^3 \cdot z_4}{n_w \cdot z_5}$

*Примечание:* Пояснение к величине момента  $T_j$  – см. в табл. 4.7.

#### 4.2.3.12. Расчетные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{HP},$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. В прямозубой передаче  $Z_H = 2,5$ .

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных колес  $Z_E = 190$ ;

$\sigma_{HP}$  – допускаемые контактные напряжения – см. разд. 2.2.

В передаче с двухрядными сателлитами проверочный расчет по п. 4.2.3 проводится для двух зацеплений согласно табл. 4.11.

При невыполнении условия прочности следует увеличить ширину зубчатых венцов в  $(\sigma_H/\sigma_{HP})^2$  раз и повторить расчеты по п. 4.2.3. При значительной перегрузке передачи (свыше 10 %) более эффективным является увеличение межосевого расстояния, при этом расчеты следует повторить по п.п. 4.2.2.8...4.2.3.12.

Если расчетные контактные напряжения существенно ниже допускаемых (их разница превышает 10 %), то целесообразно снизить материалоемкость передачи, уменьшив ширину зубчатых колес в  $(\sigma_{HP}/\sigma_H)^2$  раз.

В многоступенчатом планетарном редукторе проверочный расчет по п. 4.2.3 проводится для каждой ступени в отдельности.

#### 4.2.4. Проверочный расчет планетарной передачи на выносливость зубьев по изгибу

4.2.4.1. Цель расчета – предотвращение усталостного излома зубьев у основания вследствие действия переменных напряжений изгиба.

4.2.4.2. Коэффициент  $K_{FB}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Находится по рис. 3.5 в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор. Рекомендации по выбору схемы на рис. 3.5 те же, что и в п. 4.2.2.4 применительно к коэффициенту  $K_{H\beta}$ .

4.2.4.3. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях планетарной передачи при расчете на выносливость зубьев при изгибе

$$K_{F\Omega} = K_{FB} + \Omega - 1.$$

4.2.4.4. Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления. В прямозубой передаче принимают  $K_{F\alpha} = 1$ .

4.2.4.5. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении,

$$K_{FV} = 1 + \frac{w_{FV} \cdot b_w \cdot d}{2000 \cdot T}, \quad (4.6)$$

где  $w_{FV}$  – удельная окружная динамическая сила при расчете на изгиб, Н/мм,

$$w_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (4.7)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (см. табл. 3.3).

Остальные величины, входящие в формулы (4.6) и (4.7), описаны в п. 4.2.3.8.

Полученное по формуле (4.7) значение  $w_{FV}$  не должно превышать предельного, приведенного в табл. 3.5. В противном случае его следует принять равным предельному значению.

4.2.4.6. Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле

$$w_{Ft} = \frac{2000 \cdot T}{b_w \cdot d} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\Sigma} \cdot K_{FV}.$$

4.2.4.7. Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется отдельно для шестерни и колеса по графику (см. рис. 3.6) в зависимости от эквивалентного числа зубьев:  $z_v = z$ .

4.2.4.8. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, для прямозубых передач  $Y_E = 1$ .

4.2.4.9. Коэффициент  $Y_\beta$ , учитывающий наклон зуба, в прямозубой передаче принимается равным единице.

4.2.4.10. Расчетные напряжения изгиба на переходной поверхности зуба определяются по формуле, МПа,

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{w_{Ft}}{m_n} \leq \sigma_{FP}. \quad (4.8)$$

Принципиально расчет можно проводить отдельно для шестерни и колеса. Обычно расчет по формуле (4.8) проводится для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое определяется из сравнения отношений для шестерни и колеса:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \quad \text{и} \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}}.$$

Меньшее из этих отношений указывает на слабое звено в зацеплении.

Допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  – см. разд. 2.4.

При невыполнении условия прочности следует увеличить ширину зубчатых венцов в  $\sigma_F/\sigma_{FP}$  раз и повторить расчеты по п.п. 4.2.2.3...4.2.4.10. При значительной перегрузке передачи более эффективным является увеличение модуля зацепления. При этом уточняются геометрические размеры передачи в соответствии с п.п. 4.2.2.8...4.2.2.9 и повторяется расчет по п.п. 4.2.4.2...4.2.4.10.

В передаче с двухрядными сателлитами проверочный расчет по п. 4.2.4 проводится для двух зацеплений согласно табл. 4.11.

В многоступенчатом планетарном редукторе проверочный расчет проводится для каждой ступени в отдельности.

#### **4.2.5. Расчет планетарной передачи на прочность при действии максимальной нагрузки**

Расчет проводится по тем же зависимостям, что и расчет цилиндрических зубчатых передач:

- на контактную прочность при действии максимальной нагрузки – согласно п. 3.1.4;
- на прочность при изгибе максимальной нагрузкой – согласно п. 3.1.5.

#### **4.3. Определение моментов, действующих на звенья планетарной передачи**

В табл. 4.12 приведены формулы для определения вращающих моментов на звеньях планетарной передачи. опрокидывающий момент, действующий на корпус редуктора, равен моменту на неподвижном звене и представляет алгебраическую разность моментов на ведомом и ведущем валах редуктора.



Таблица 4.12

Формулы для определения вращающих моментов на звеньях планетарной передачи

Номер схемы	Зубчатое колесо					Водило $h$
	1	2	3	4	5	
	Вращающий момент на $i$ -м звене $T_i$ Н·м					
1	$T_j$	$\frac{T_j \cdot z_2}{n_w \cdot z_1}$	$T_j \cdot \frac{z_3}{z_1}$	-	-	$T_j \cdot i_{jh}^3 \cdot \eta_{jh}^3$
2, 3	$T_j$	$\frac{T_j \cdot z_2}{n_w \cdot z_1}$	$\frac{T_j \cdot z_2}{n_w \cdot z_1}$	$T_j \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	-	$T_j \cdot i_{jh}^4 \cdot \eta_{jh}^4$
4	$T_j \cdot i_{h1}^4 \cdot \eta_{h1}^4$	$\frac{T_j}{n_w} \cdot i_{h1}^4 \cdot \eta_{h1}^4 \cdot \frac{z_2}{z_1}$	$\frac{T_j}{n_w} \cdot i_{h1}^4 \cdot \eta_{h1}^4 \cdot \frac{z_2}{z_1}$	$T_j (i_{h1}^4 \cdot \eta_{h1}^4 - 1)$	-	$T_j$
5	$T_j$	$\frac{T_j}{n_w} \cdot i_{15}^3 \cdot \eta_{15}^3 \cdot \frac{z_4}{z_5}$	$T_j (i_{15}^3 \cdot \eta_{15}^3 - 1)$	$\frac{T_j}{n_w} \cdot i_{15}^3 \cdot \eta_{15}^3 \cdot \frac{z_4}{z_5}$	$T_j \cdot i_{15}^3 \cdot \eta_{15}^3$	-

Примечание. Пояснения к величине  $T_j$  см в табл 4.7.

#### 4.4. Силы в зацеплениях планетарной передачи

На рис. 4.2 приведена схема сил в зацеплениях планетарных передач, где силы записаны с двумя индексами: первый относится к звену, со стороны которого действует сила, второй – к звену, на который действует сила. В табл. 4.13 приведены формулы для вычисления сил в зацеплениях передач разных схем.

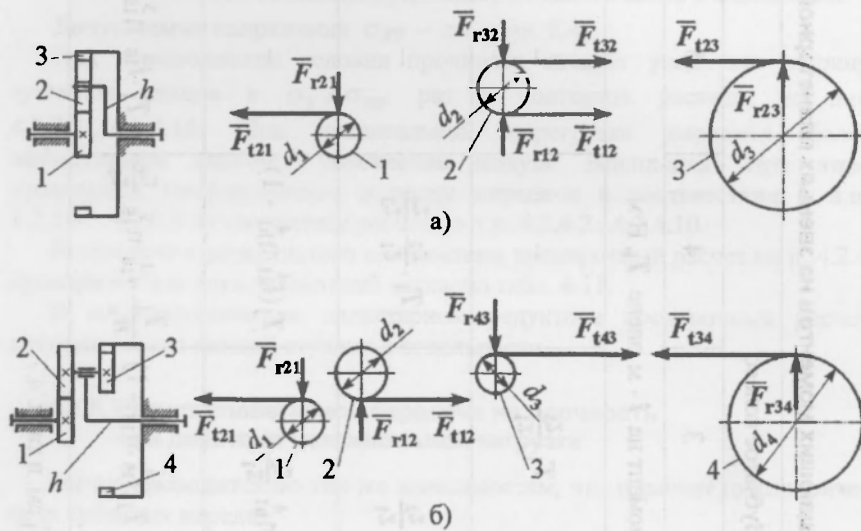


Рис. 4.2. Схема сил в зацеплениях планетарных передач:

- а) передача по схеме 1;  
б) передача по схеме 2

Усилие на валы центральных колес, вызванное неравномерным распределением нагрузки по потокам при числе сателлитов  $n_w > 1$ , определяется по формуле

$$F_B = \frac{2000 \cdot T_i \cdot (\Omega - 1)}{d_i \cdot \cos 20^\circ (n_w - 1)},$$

где  $T_i$  – вращающий момент на рассматриваемом  $i$ -ом центральном колесе, Нм, (см. табл. 4.12);

$d_i$  – делительный диаметр  $i$ -го центрального колеса, мм (см. табл. 4.8);

$\Omega$  – см. табл. 4.6.

Таблица 4.13

Формулы к расчету сил в зацеплениях планетарной передачи

Но- мер схе- мы	Зацепление зубчатых колес	Силы в зацеплении, Н	
		окружная сила $F_t$	радиальная сила $F_r$
1	Сателлита 2 с цен- тральны- ми коле- сами 1 и 3	$F_{t12} = \bar{r}_{t21} = \bar{r}_{t23} = \bar{r}_{t32} =$ $= \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} \cdot \Omega$	$F_{r12} = F_{r21} = F_{r23} =$ $= F_{r32} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$
2, 3, 4	Сателлита 2 с цен- тральным колесом 1	$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} \cdot \Omega$	$F_{r12} = F_{r21} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$
	Сателлита 3 с цен- тральным колесом 4	$F_{t34} = F_{t43} = \frac{2000 \cdot T_3}{d_3} \cdot \Omega$	$F_{r34} = F_{r43} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$
5	Сателлита 2 с цен- тральным колесом 1	$F_{t12} = F_{t21} = \frac{2000 \cdot T_1}{n_w \cdot d_1} \cdot \Omega$	$F_{r12} = F_{r21} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$
	Сателлита 2 с цен- тральным колесом 3	$F_{t23} = F_{t32} = \frac{2000 \cdot T_3}{n_w \cdot d_3} \cdot \Omega$	$F_{r23} = F_{r32} = F_{t23} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$
	Сателлита 4 с цен- тральным колесом 5	$F_{t45} = F_{t54} = \frac{2000 \cdot T_4}{d_4} \cdot \Omega$	$F_{r45} = F_{r54} = F_{t45} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$

Усилие на опоры водила, вызванное неравномерным распределением нагрузки по потокам при числе сателлитов  $n_w > 1$  вычисляется по формуле

$$F_{\text{оп}} = \frac{2000 \cdot T_{\text{h}} \cdot (\Omega - 1)}{a_{\text{w}} \cdot (n_{\text{w}} - 1)},$$

где  $T_{\text{h}}$  – вращающий момент на водиле, Нм (см. табл. 4.12.)

#### 4.5. Конструктивные особенности планетарных редукторов

##### 4.5.1. Конструкции водил

Водило может быть выполнено как одно целое с валом или солнечным колесом, а также отдельно. Водило с одной шейкой (рис. 4.3, а) выполняется как одно целое с солнечным колесом или выходным валом. Сателлиты на нем закрепляются консольно. Оси сателлитов имеют внутреннюю резьбу для крепления стопорной шайбой внутреннего кольца подшипника сателлита. Ось резьбового отверстия смещена на величину  $e$  по отношению к оси сателлита. Это предохраняет стопорную шайбу от проворачивания. Сам винт кернится в шлиц.

Водило с двумя щеками (см. рис. 4.3, б) имеет два гнезда под опоры сателлита. Соответственно ось или вал сателлита имеет две опоры, что обеспечивает большую жесткость конструкции.

##### 4.5.2. Рекомендации по проектированию опор сателлитов

В качестве опор сателлитов предпочтительно устанавливать подшипники качения, обладающие высокой нагрузочной способностью, низкой стоимостью и малыми потерями на трение. При расчете динамической грузоподъемности подшипника качения учитывают частоту вращения сателлита в относительном движении (см. табл. 4.3).

При расчете нагрузки на опоры сателлита ось или вал сателлита рассматривают как балку на двух опорах или консольную, к которой приложены силы – силы в зацеплениях сателлита.

В высоконагруженных планетарных передачах нередко возникают трудности, связанные с размещением подшипников качения внутри сателлита из-за ограниченных габаритов. В этом случае толщина обода сателлита принимается  $\delta > 2,25 \cdot m$  (рис.4.4), но не менее 2 мм, а максимально допустимый диаметр наружного кольца подшипника, мм,

$$D = \bar{a}_{\varepsilon} - 4,5 \cdot m,$$

где  $\bar{a}_{\varepsilon}$  – диаметр впадин зубьев сателлита, мм.

Если не удастся разместить подшипники качения в сателлитах, то их располагают в расточках водила или переходят на опоры скольжения.

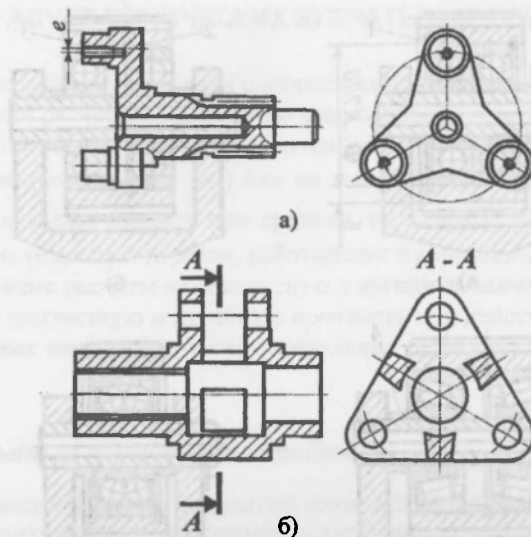


Рис. 4.3. Конструкции водил

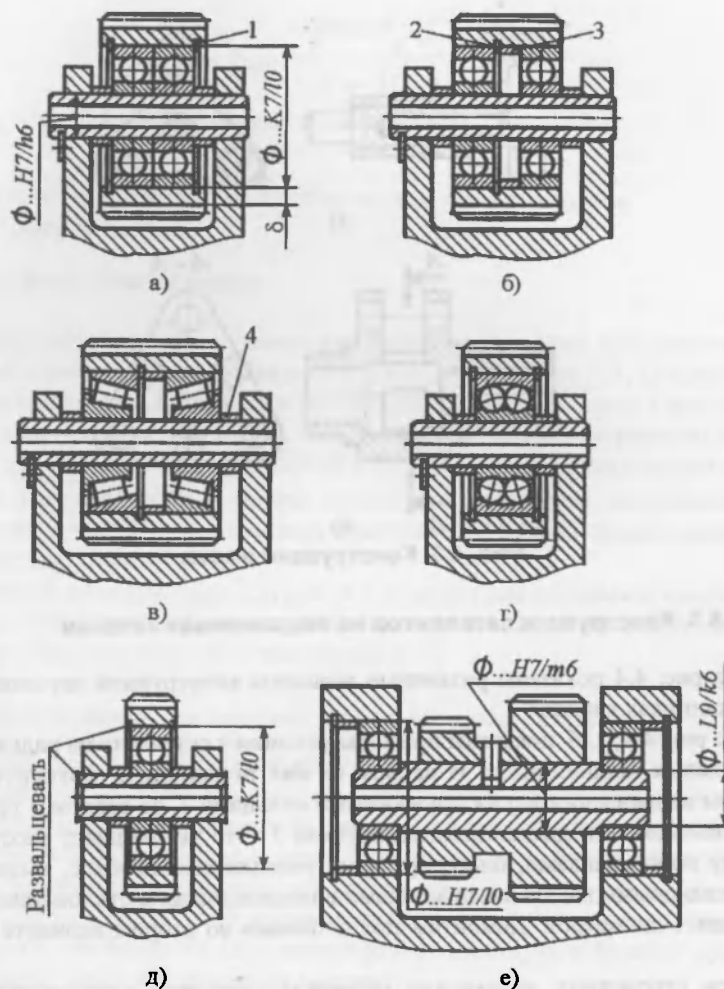
#### 4.5.3. Конструкции сателлитов на подшипниках качения

На рис. 4.4 показаны различные варианты конструкций сателлитов на подшипниках качения.

На рис. 4.4, а, б показаны примеры установки сателлита на радиальных шариковых подшипниках. В первом из них подшипники фиксируются в осевом направлении двумя пружинными кольцами 1, во втором – пружинным кольцом 2 и дистанционной втулкой 3. Это увеличивает расстояние между подшипниками, благодаря чему уменьшается перекос, вызванный неравномерными начальными зазорами в подшипниках и отклонениями посадочных диаметров. Демонтаж подшипников во втором варианте сложнее.

При стесненных радиальных габаритах сателлиты устанавливают на роликовые конические или игольчатые подшипники. В сателлитах на роликовых конических подшипниках (см. рис. 4.4, в) для регулировки осевого зазора подшипников сошлифовывают на нужный размер дистанционное кольцо 4.

Хорошее выравнивание нагрузки по ширине зубчатых венцов обеспечивает установка сателлита на сферическом двухрядном подшипнике (см. рис. 4.4, г). В малогабаритных редукторах кратковременного действия, например, в авиационных электромеханизмах, сателлиты иногда устанавливают на одном подшипнике (см. рис. 4.4, д), развальцовывая торец сателлита.



**Рис. 4.4. Конструкции сателлитов на подшипниках качения**

В сдвоенных сателлитах (см. рис. 4.4, е) подшипники размещены в расточках водила, так как радиальные габариты подшипников не позволяют их разместить внутри сателлита. Такая конструкция отличается большей жесткостью по той причине, что подшипники расположены на большом расстоянии друг от друга.

Условия работы подшипников здесь более благоприятны, так как вращаются по отношению к нагрузке внутренние, а не наружные кольца.

## 5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Конические зубчатые передачи рассчитывают в два этапа:

- проектный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев (для закрытых хорошо смазываемых передач при среднем нормальном модуле  $m_n > 1$  мм) или на выносливость зубьев по изгибу (для мелкомодульных передач при среднем нормальном модуле  $m_n < 1$  мм, а также для открытых передач, работающих в абразивных средах);
- проверочные расчеты на контактную и изгибную выносливость зубьев, а также на контактную и изгибную прочность при действии кратковременных пиковых перегрузок после определения геометрических размеров передачи.

### 5.1. Закрытые конические передачи

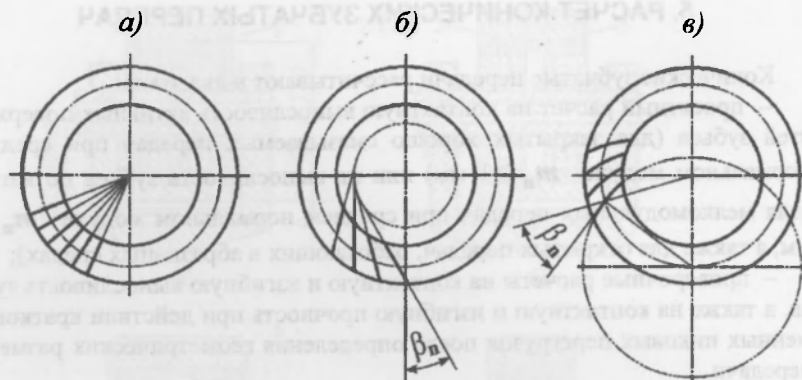
#### 5.1.1. Проектный расчет закрытой конической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

5.1.1.1. Цель расчета – определение основных геометрических размеров зубчатых колес из условия предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев. Основным расчетный параметр – внешний делительный диаметр конического колеса. Вычислению делительного диаметра колеса предшествуют выбор материалов, термообработки и определение допускаемых контактных напряжений в передаче, выбор ряда расчетных коэффициентов.

5.1.1.2. Выбор материалов, термообработки зубчатых колес и расчет допускаемых контактных напряжений  $\sigma_{HP}$  – см. разд. 2.1 и 2.2.

5.1.1.3. Выбор вида зубчатого колеса и формы зубьев. В машиностроении находят применение следующие виды конических зубчатых колес:

- с прямыми зубьями (рис. 5.1, а), когда линии зубьев проходят через вершину конуса;
- с тангенциальными зубьями (рис. 5.1, б), линии которых являются касательными к некоторой окружности и составляют с образующей конуса угол  $\beta_n$ ;
- с круговыми зубьями (рис. 5.1, в), линии которых являются дугами окружности, по которой движется инструмент при нарезании зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный принимают угол на окружности среднего диаметра колеса  $\beta_n = \beta_{ср}$ .



**Рис. 5.1. Виды конических зубчатых колес**

Рекомендуется применять передачи с прямыми и круговыми зубьями. Прямозубые передачи применяют при небольших скоростях. Предельные окружные скорости для передач с прямыми и непрямыми зубьями приведены в табл. 3.2.

В передаче с круговыми зубьями обычно принимают расчетный угол наклона зубьев  $\beta_n = 35^\circ$ .

Конические зубчатые колеса выпускаются следующих форм в осевом сечении: I, II или III по ГОСТ 19 325-73 (рис. 5.2). Выбор формы зубьев связан с подбором диаметра зуборезной головки.

*Форма I* – пропорционально понижающиеся зубья (см. рис. 5.2, а). Вершины конусов делительного и впадин совпадают, высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию. Эта форма применяется для зубчатых колес с прямыми зубьями, а также для зубчатых колес с круговыми зубьями в мелкосерийном, крупносерийном и массовом производстве при ограниченной номенклатуре зуборезных головок.

*Форма II* – понижающиеся зубья (см. рис. 5.2, б). Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Эта форма применяется при средней серийности производства.

*Форма III* – равновысокие зубья (см. рис. 5.2, в): образующие конусов делительного, впадин и вершин зубьев параллельны. Зубья формы III более склонны к заострению и подрезанию у внутреннего торца. Эта форма иногда применяется в индивидуальном и мелкосерийном производстве, так как позволяет упростить расчет наладочных установок станка.



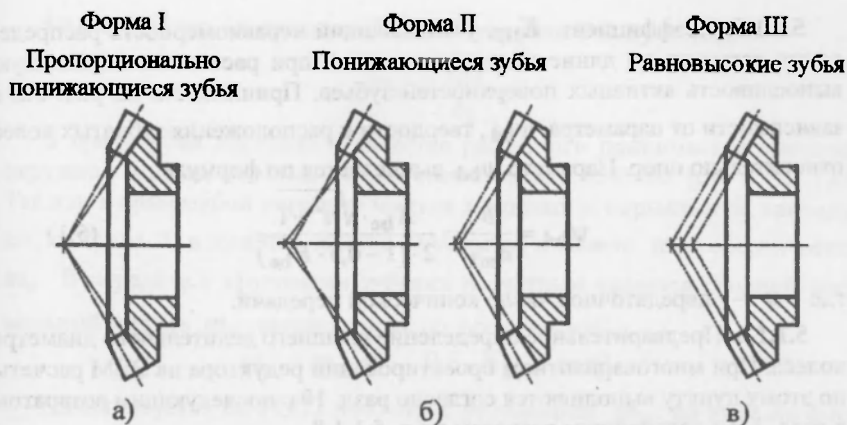


Рис. 5.2. Формы зубьев конических зубчатых колес в осевом сечении

5.1.1.4. Коэффициент ширины зубчатого венца (рис. 5.3)

$$K_{bc} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3,$$

где  $b$  – ширина зубчатого венца;

$R_e$  – внешнее конусное расстояние.

Рекомендуется  $\bar{K}_{bc} = 0,2...0,285$ ; меньшие значения следует принимать для неприрабатывающихся колес при твердости зубьев  $H_1 > 350$  НВ и  $H_2 > 350$  НВ и при большом передаточном числе передачи.

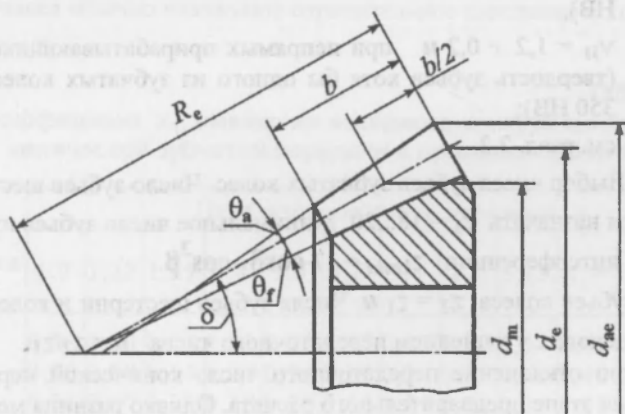


Рис. 5.3. Геометрические параметры конического зубчатого колеса (форма зуба I)

**5.1.1.5.** Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев. Принимается по рис. 3.2 в зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор. Параметр  $\Psi_{bd}$  вычисляется по формуле

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{K_{be} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})}, \quad (5.1)$$

где  $u$  – передаточное число конической передачи.

**5.1.1.6.** Предварительное определение внешнего делительного диаметра колеса. При многовариантном проектировании редуктора на ЭВМ расчеты по этому пункту выполняются согласно разд. 10 с последующим возвратом к разд. 1.9 и дальнейшим расчетом по п. 5.1.1.8.

При выполнении расчетов без поиска оптимального решения внешний делительный диаметр колеса, мм, определяют по формуле

$$d_{\Sigma 2} \geq 960 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{v_H \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot K_{be}}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на коническом колесе, Нм (см. табл. 1.6);

$v_H$  – коэффициент, учитывающий особенности прочности конических передач:  $v_H = 0,85$  для прямозубых передач,

$v_H = 0,8 + 0,15 \cdot u$  при не прямых неприрабатываемых зубьях (твердость зубьев шестерни  $H_1 > 350$  НВ и колеса  $H_2 > 350$  НВ),

$v_H = 1,2 + 0,2 \cdot u$  при не прямых прирабатываемых зубьях (твердость зубьев хотя бы одного из зубчатых колес меньше 350 НВ);

$\sigma_{HP}$  – см. разд. 2.2.

**5.1.1.7.** Выбор чисел зубьев зубчатых колес. Число зубьев шестерни рекомендуется назначать  $z_1 = 18 \dots 20$ . Минимальное число зубьев из условия отсутствия интерференции  $z_{1min} = 17 \cdot \cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta$ .

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot u$ . Числа зубьев шестерни и колеса округляются до целого с уточнением передаточного числа  $u = z_2/z_1$ .

Возможно отклонение передаточного числа конической передачи от принятого на этапе предварительного расчета. Однако разница между фактическим и номинальным значениями передаточного отношения всего привода не должна превышать  $\pm 5\%$ .

5.1.1.8. Модуль зацепления. Внешний окружной модуль, мм,

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}$$

В прямозубой передаче в качестве расчетного принимается внешний окружной модуль, который согласуется по ГОСТ 9563-80\* (см. п. 3.1.1.8). Так как в прямозубой передаче модули торцовый и нормальный, совпадают, то буква *t* в индексе обычно опускается и вместо  $m_{te}$  обозначается  $m_e$ . В передаче с круговыми зубьями расчетным является средний нормальный модуль  $m_n$ , вычисляемый по формуле, мм,

$$m_n = m_{te} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot \cos \beta. \quad (5.2)$$

Он согласуется по ГОСТ 9563-80\* с уточнением  $m_{te}$  по этой же формуле.

В прямозубой передаче средний модуль  $m_n$  со стандартом не согласуется.

5.1.1.9. Коэффициенты смещения исходного контура. Для повышения изгибной прочности зубьев шестерни ее нарезают с положительным смещением инструмента. Коэффициент смещения инструмента  $x_1$  для шестерни рекомендуется определять по табл. 5.1 при прямом зубе и по табл. 5.2 – при круговом зубе.

Для передач, у которых  $z_1$  и  $u$  отличаются от указанных в табл. 5.1 и 5.2, коэффициент смещения  $x_1$  принимают с округлением в большую сторону.

Для колеса обычно назначают отрицательное смещение с коэффициентом  $x_2 = -x_1$ .

Таблица 5.1  
Коэффициент  $x_1$  смещения исходного контура шестерни конической зубчатой передачи с прямыми зубьями

Число зубьев шестерни $z_1$	Передачное число передачи $u$											
	1,0	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3 и выше
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28

**Таблица 5.2**

**Коэффициент  $x_1$  смещения исходного контура шестерни  
конической зубчатой передачи с круговыми зубьями при  $\beta_n = 35^\circ$**

Число зубьев шестерни $z_1$	Передачное число передачи $u$											
	1,0	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3 и выше
18	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,22	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,33
20	0,00	0,05	0,09	0,13	0,17	0,20	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29	0,30
25	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,17	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25	0,26
30	0,00	0,03	0,07	0,09	0,11	0,15	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22	0,23
40	0,00	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17	0,18

**5.1.1.10. Геометрические размеры зубчатых колес.** Формулы геометрического расчета приведены в табл. 5.3 для прямозубых передач и в табл. 5.4 – для передач с круговыми зубьями для I формы зубьев в осевом сечении (см. рис. 5.2): зубья пропорционально понижающиеся, вершины конусов делительного и впадин совпадают, высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию. Эта форма зубьев широко применяется для колес как с прямыми так и с круговыми зубьями.

**Таблица 5.3**

**Основные размеры конических прямозубых зубчатых колес  
с пропорционально понижающимися зубьями (осевая форма I)**

Параметры зацепления	Формула
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Ширина зубчатого венца	$b = K_{be} \cdot R_e$
Среднее конусное расстояние	$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$
Коэффициент высоты головки исходного контура	$h_a^* = 1$
Коэффициент радиального зазора	$c^* = 0,2$
Внешняя высота зуба	$h_{e1} = h_{e2} = m_e \cdot (2 \cdot h_a^* + c^*)$
Внешняя высота головки зуба: шестерни колеса	$h_{ae1} = m_e \cdot (h_a^* + x_1)$ $h_{ae2} = m_e \cdot (h_a^* + x_2)$

Продолжение табл. 5.3

Параметры зацепления	Формула
Внешняя высота ножки зуба: шестерни колеса	$h_{fe1} = h_{e1} - h_{ae1}$ $h_{fe2} = h_{e2} - h_{ae2}$
Угол делительного конуса: шестерни колеса	$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2}$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Угол ножки зуба: шестерни колеса	$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{fe1}}{R_e}$ $\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e}$
Угол головки зубьев: шестерни колеса	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$ $\theta_{a2} = \theta_{f1}$
Угол конуса впадин: шестерни колеса	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Угол конуса вершин: шестерни колеса	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ $\delta_{a2} = \delta_2 - \theta_{a2}$
Средний делительный диаметр: шестерни колеса	$d_{m1} = m_n \cdot z_1$ $d_{m2} = m_n \cdot z_2$
Внешний делительный диаметр: шестерни колеса	$d_{e1} = m_{ic} \cdot z_1$ $d_{e2} = m_{ic} \cdot z_2$
Внешний диаметр вершин: шестерни колеса	$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$

Таблица 5.4

**Основные размеры конических зубчатых колес  
с круговыми пропорционально понижающимися зубьями  
(осевая форма I)**

Параметры зацепления	Формулы
Коэффициент радиального зазора	$c^* = 0,25$
Высота ножки зуба в расчетном (среднем) сечении: шестерни колеса	$h_{f1} = m_n \cdot (h_a^* + c^* - x_1)$ $h_{f2} = m_n \cdot (h_a^* + c^* - x_2)$
Угол ножки зубьев: шестерни колеса	$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R_m}$ $\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R_m}$
Внешняя высота головки зуба: шестерни колеса	$h_{ae1} = m_n \cdot (h_a^* + x_1) + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}$ $h_{ae2} = m_n \cdot (h_a^* + x_2) + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}$
Внешняя высота ножки зуба: шестерни колеса	$h_{fe1} = h_{f1} + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta_{f1}$ $h_{fe2} = h_{f2} + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta_{f2}$
Внешняя высота зуба	$h_{e1} = h_{e2} = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}$
Средний делительный диаметр: шестерни колеса	$d_{m1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta_n}$ $d_{m2} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta_n}$

*Примечание:* Величины  $R_e$ ,  $R_m$ ,  $b$ ,  $h_a^*$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\theta_{a1}$ ,  $\theta_{a2}$ ,  $\delta_{f1}$ ,  $\delta_{f2}$ ,  $\delta_{a1}$ ,  $\delta_{a2}$ ,  $d_{e1}$ ,  $d_{e2}$ ,  $d_{ae1}$ ,  $d_{ae2}$  определяются по формулам табл. 5.3.

Точность вычислений параметров зубчатых колес:

- ширина зубчатого венца округляется до целого;
- угловые размеры вычисляются с точностью до секунды;
- остальные размеры – с точностью до трех знаков после запятой.

### 5.1.2. Проверочный расчет конической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

5.1.2.1. Цель расчета – см. п. 3.1.2.1 для цилиндрических передач.

5.1.2.2. Уточнение коэффициента  $\psi_{bd}$  по формуле (5.1).

5.1.2.3. Уточнение коэффициента  $K_{H\beta}$  по рис. 3.2.

5.1.2.4. Окружная скорость в зацеплении, м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_j}{60 \cdot 1000},$$

где  $d_{m1}$  – средний делительный диаметр шестерни, мм (см. рис. 5.3);

$n_j$  – частота вращения вала шестерни,  $\text{мин}^{-1}$  (см. табл. 1.6). Индекс «j» соответствует номеру вала по рис. 1.2, на котором находится шестерня.

5.1.2.5. Выбор степени точности передачи. Проводится по табл. 3.2 в зависимости от окружной скорости в зацеплении.

5.1.2.6. Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления. Для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ . Для передач с непрямыми зубьями  $K_{H\alpha}$  определяется по рис. 5.4 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи.

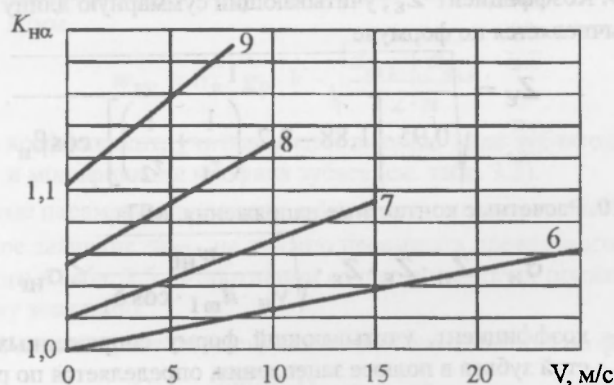


Рис. 5.4. График для определения коэффициента  $K_{H\alpha}$  конических передач

(цифры на графике означают степени точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81)

5.1.2.7. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Вычисляется по формуле

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на конической шестерне, Нм (см. табл. 1.6);

$w_{Hv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2 \cdot u}};$$

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (см. табл. 3.3);

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см. табл. 3.4).

Расчетное значение  $w_{Hv}$  не должно превышать предельного значения, приведенного в табл. 3.5. В противном случае его следует принять равным предельному значению.

5.1.2.8. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм,

$$w_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_1}{b \cdot d_{m1}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}.$$

5.1.2.9. Коэффициент  $Z_E$ , учитывающий суммарную длину контактных линий, вычисляется по формуле

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta_n}}.$$

5.1.2.10. Расчетные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}}{v_H \cdot d_{m1} \cdot \cos \delta_1}} \leq \sigma_{HP},$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяется по рис. 3.4;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных колес  $Z_E = 190$ ;

$v_H$  – см. п. 5.1.1.6.

Допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{HP}$  – см. разд. 2.2.



При невыполнении условия прочности следует увеличить диаметр зубчатых колес посредством увеличения модуля зацепления или числа зубьев колес и повторить расчеты, начиная с п. 5.1.1.7.

Если расчетные контактные напряжения существенно ниже допускаемых (их разница превышает 10 %), то целесообразно снизить материалоемкость редуктора, уменьшив ширину зубчатых венцов шестерни и колеса в  $(\sigma_{HP}/\sigma_H)^2$  раз или несколько уменьшить диаметры зубчатых колес.

### 5.1.3. Проверочный расчет конической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу

5.1.3.1. Цель расчета – см. п. 3.1.3.1 применительно к конической передаче.

5.1.3.2. Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий распределение нагрузки по длине контакта при расчете зубьев на выносливость по изгибу. Находится по рис. 3.5 в зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор.

5.1.3.3. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении,

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_1},$$

где  $w_{Fv}$  – удельная окружная динамическая сила при расчете на изгиб, Н/мм,

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2 \cdot u}};$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (см. табл. 3.3).

Остальные параметры, входящие в формулы, описаны выше.

Расчетное значение  $w_{Fv}$  не должно превышать предельного значения, приведенного в табл. 3.5. В противном случае его следует принять равным предельному значению.

5.1.3.4. Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле

$$w_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_1}{b \cdot d_{m1}} \cdot \bar{K}_{F\beta} \cdot \bar{K}_{Fv}.$$

5.1.3.5. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений,  $Y_{FS}$  определяется по рис. 3.6 отдельно для шестерни и колеса в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n} \quad \text{и} \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_n}$$

5.1.3.6. Коэффициент, учитывающий наклон зуба,

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_n}{140^\circ}$$

где  $\beta_n$  – расчетный угол наклона зубьев, градус.

5.1.3.7. Расчетные напряжения изгиба на переходной поверхности зуба определяется по формуле, МПа,

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot \cos \delta_1 \cdot \frac{W_{Ft}}{v_F \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot m_n} \leq \sigma_{FP},$$

где  $v_F$  – коэффициент, учитывающий особенности прочности конических передач:

$v_F = 0,85$  для прямозубых передач,  $v_F = 1 \dots 1,2$  для передач с круговыми зубьями (большие значения для прирабатывающихся передач с твердостью зубьев менее 350 НВ).

Расчет проводится для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое определяется из сравнения отношений для шестерни и колеса

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \quad \text{и} \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}}$$

Меньшее из этих отношений указывает на слабое звено в зацеплении.

Допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  – см. разд. 2.4.

Если условие прочности не выполняется, то следует увеличить модуль зацепления и уменьшить числа зубьев зубчатых колес при сохранении примерно тех же значений диаметров колес. Если уменьшать число зубьев колес по каким-либо соображениям нецелесообразно (снижение плавности, увеличение потерь на трение, опасность интерференции), то следует увеличить модуль зацепления при том же числе зубьев, увеличив тем самым диаметры зубчатых колес. В обоих случаях повторяются расчеты по п.п. 5.1.1.7 – 5.1.1.10 и п. 5.1.3.

#### 5.1.4. Проверочные расчеты конической зубчатой передачи на прочность при перегрузках

Проводятся следующие проверочные расчеты передачи:

- на контактную прочность при действии максимальной нагрузки – см. п. 3.1.4;
- на прочность при изгибе максимальной нагрузкой – см. п. 3.1.5.

5.1.5. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи (рис. 5.5)

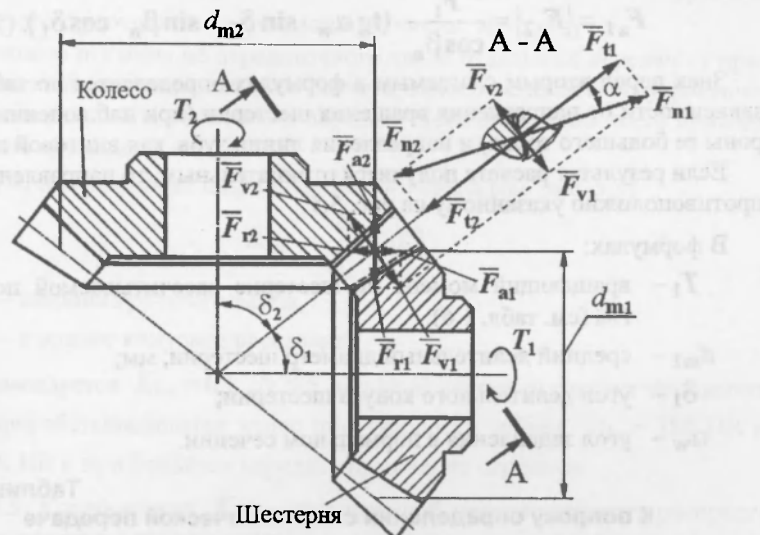


Рис. 5.5. Силы в конической прямозубой передаче

5.1.5.1. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи, Н:

– окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}},$$

– радиальная сила на шестерне (осевая на колесе)

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

– осевая сила на шестерне (радиальная на колесе)

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

5.1.5.2. Силы в зацеплении конической передачи с непрямыми зубьями, Н:

Н:

– окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}},$$

– радиальная сила на шестерне (осевая на колесе)

$$F_{r1} = |F_{a2}| = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1), \quad (5.3)$$

– осевая сила на шестерне (радиальная на колесе)

$$F_{a1} = |F_{r2}| = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1). \quad (5.4)$$

Знак перед вторым слагаемым в формулах определяется по табл. 5.5 в зависимости от направления вращения шестерни (при наблюдении со стороны ее большего торца) и направления линии зуба, как винтовой линии.

Если результат расчета получится отрицательным, то направление силы противоположно указанному на рис. 5.5.

В формулах:

$T_1$  – вращающий момент на шестерне рассчитываемой передачи, Нм (см. табл. 1.6);

$d_{m1}$  – средний делительный диаметр шестерни, мм;

$\delta_1$  – угол делительного конуса шестерни;

$\alpha_w$  – угол зацепления в нормальном сечении.

Таблица 5.5

К вопросу определения сил в конической передаче с непрямыми зубьями

Направление вращения шестерни	Направление линии зубьев	Знак в формулах (5.3) и (5.4)
По часовой стрелке	Правое	Верхний
	Левое	Нижний
Против часовой стрелки	Правое	Нижний
	Левое	Верхний

## 5.2. Открытые конические передачи

### 5.2.1. Проектный расчет открытой конической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу

5.2.1.1. Цель расчета – см. п. 3.2.1.1 применительно к конической зубчатой передаче.

5.2.1.2. Материалы и термообработка зубчатых колес – см. разд. 2.1.

5.2.1.3. Число зубьев зубчатых колес. В тихоходных передачах рекомендуется принимать число зубьев шестерни  $z_1 = 18 \dots 20$ . Минимальное значение из условия отсутствия интерференции  $z_{1min} = 17 \cdot \cos \delta_1$  (см. рис. 5.3).

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot u$ . Число зубьев зубчатых колес округляется до целого с уточнением передаточного числа  $u = z_2 / z_1$ .

Возможно отклонение передаточного числа отдельных передач от принятого на этапе предварительного расчета, однако разница между фактическим и номинальным значениями передаточного отношения всего привода не должна превышать  $\pm 5\%$ .

**5.2.1.4. Коэффициент ширины зубчатого венца** (см. рис. 5.3)

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3,$$

где  $b$  – ширина зубчатого венца,

$R_e$  – внешнее конусное расстояние.

Рекомендуется  $K_{be} = 0,2 \dots 0,285$ ; меньшие значения следует принимать для неприрабатывающихся колес при твердости зубьев  $H_1 > 350$  НВ и  $H_2 > 350$  НВ и при большом передаточном числе передачи.

**5.2.1.5. Коэффициент  $K_{F\beta}$** , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Принимается по рис. 3.5 в зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор. Параметр  $\Psi_{bd}$  вычисляется по формуле

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{K_{be}}{2 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})} \cdot \sqrt{u^2 + 1}.$$

**5.2.1.6. Коэффициент  $Y_{FS1}$** , учитывающий форму зуба шестерни и концентрацию напряжений, определяется по рис. 3.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_v$ . Тихоходные открытые передачи выполняют, как правило, прямозубыми. Для прямозубой передачи

$$z_v = \frac{z_1}{\cos \delta_1},$$

где  $\delta_1$  – угол делительного конуса шестерни, который связан с передаточным отношением передачи зависимостью

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = u.$$

**5.2.1.7. Внешний окружной модуль зацепления, мм**, определяется из условия прочности зубьев на изгиб

$$m_e \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta}}{z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}} \cdot Y_{FS1}},$$

где  $K_m$  – вспомогательный коэффициент; для прямозубой передачи

$$K_m = 16;$$

$T_1$  – вращающий момент на шестерне, Нм (см. табл. 1.6);

$\sigma_{FP1}$  – допускаемые напряжения для шестерни при расчете зубьев на выносливость по изгибу, МПа – см. разд. 2.4.

Вычисленное значение модуля согласуют с ГОСТ 9563-80\* (см. п. 3.1.1.8).

В прямозубой передаче внешний окружной модуль принят в качестве расчетного при определении геометрических размеров зубчатых колес.

**5.2.1.8. Средний нормальный модуль, мм,**

$$m_n = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}).$$

В прямозубой конической передаче средний нормальный модуль со стандартом не согласуется.

**5.2.1.9. Коэффициенты смещения исходного контура шестерни  $x_1$  и колеса  $x_2$  – см. п. 5.1.1.9.**

**5.2.1.10. Геометрические размеры зубчатых колес – см. п. 5.1.1.10.**

### **5.2.2. Проверочные расчеты открытой конической зубчатой передачи на прочность**

Проверочные расчеты передачи проводятся:

- на выносливость зубьев по изгибу – см. п. 5.1.3;
- на прочность при изгибе максимальной нагрузкой – см. п. 3.1.5.

Следствием неблагоприятных условий смазки в открытых конических зубчатых передачах является интенсивный износ зубьев, препятствующий развитию микротрещин на их активных поверхностях. Поэтому проверочные расчеты на контактную прочность в открытых передачах обычно не проводятся.

**5.2.3. Силы в зацеплении – см. п. 5.1.5.**

## 6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи применяют для передачи движения между перекрещивающимися, как правило, под углом  $90^\circ$  валами. Передача состоит из червяка – винта с трапецидальной или близкой к ней резьбой, и червячного колеса с зубьями дугообразной формы. При передаче движения витки червяка непрерывно скользят по зубьям колеса вследствие перекрещивания их осей, что является причиной пониженного КПД передачи, повышенного изнашивания колеса и склонности к заеданию.

### 6.1. Материалы червяка и червячного колеса

Для уменьшения износа и снижения опасности заедания рекомендуется применять для червячных колес материалы с высокими антифрикционными свойствами и повышать чистоту обработки активных поверхностей витков червяка.

Червяки изготавливают из качественных углеродистых (по ГОСТ 1050-88) и легированных (по ГОСТ 4543-71) сталей. Предпочтение следует отдавать легированным сталям. Легирование сталей хромом, марганцем и др. элементами существенно повышает износостойкость, улучшает условия приработки передачи.

Рекомендуемые материалы червяка и червячного колеса приведены в табл. 6.1 и 6.2. Применение червяков с большой твердостью и высокой чистотой активных поверхностей витков позволяет уменьшить износ, потери на трение и снизить опасность заедания при одновременном повышении контактной выносливости передачи.

Таблица 6.1

Рекомендуемые материалы червяка

Сталь по ГОСТ 4543-71	Термообработка	Твердость	
		поверхности, HRC	сердцевины, HB
15X, 20X, 18XГТ	Цементация, нитроцементация, цианирование	56...60	230...240
40X, 30XГС, 40XН	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	45...50	250...280
	Улучшение	—	250...280

Таблица 6.2

## Рекомендуемые материалы червячного колеса

Материалы	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предельная скорость скольжения $V_c$ , м/с
Оловянные литейные бронзы по ГОСТ 613-79 Бр010Н1Ф1 Бр010Ф1 Бр010Ф1	Центробежный	285	165	30
	В кокиль	260	200	25
	В землю	200	140	25
Безоловянная литейная бронза по ГОСТ 493-79 БрА9ЖЗЛ	В землю	400	200	6
Серые чугуны по ГОСТ 1412-85 СЧ 20 СЧ 15	В землю	200	–	1
	В землю	150	–	1

Улучшенные червяки, имеющие сравнительно небольшую твердость, применяют по технологическим соображениям при отсутствии необходимого оборудования для термообработки и шлифования. Выбор материала червячного колеса диктуется скоростью скольжения в контакте, которая на данном этапе проектирования неизвестна. Поэтому скоростью ориентировочно задаются на основании опыта проектирования червячных передач.

В первом приближении скорость скольжения, м/с, можно оценить по зависимости

$$V_c = \frac{4 \cdot n_1}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где  $n_1$  – частота вращения вала червяка, мин<sup>-1</sup> (см. табл. 1.6);

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм (см. табл. 1.6).

Основное применение в качестве материала червячного колеса имеют бронзы.

Чугуны применяют сравнительно редко в тихоходных узлах, например, в качестве материала червячного колеса тихоходной ступени двухступенчатого червячного редуктора при малой частоте вращения.



## 6.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев

Допускаемые контактные напряжения определяются для червячного колеса, которое обладает меньшей контактной прочностью, по формуле, МПа,

$$\sigma_{\text{HP}} = \sigma_{\text{HP}}^0 \cdot Z_N,$$

где  $\sigma_{\text{HP}}^0$  – допускаемые базовые контактные напряжения, МПа (табл. 6.3);

$Z_N$  – коэффициент долговечности. Для безоловянных бронз и чугунов  $Z_N = 1$  и  $\sigma_{\text{HP}} = \sigma_{\text{HP}}^0$ , так как их нагрузочная способность лимитируется не усталостной прочностью, а стойкостью к заеданию и износу; для оловянных бронз

$$Z_N = 8 \sqrt{\frac{10^7}{N_{\text{HE}}}}; \quad (6.1)$$

$N_{\text{HE}}$  – эквивалентное число циклов контактных напряжений на зубьях червячного колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода.

Таблица 6.3

### Допускаемые напряжения в червячной передаче

$\sigma_{\text{HP}}, \sigma_{\text{HP}}^0, \sigma_{\text{FP}}^0$ , МПа

Материалы червячного	Способ отливки	$\sigma_{\text{HP}}$ при скорости скольжения $V_c$ , м/с						$\sigma_{\text{FP}}^0$
		0,5	1	2	3	4	6	
СЧ 20	В землю	115	100	–	–	–	–	43
СЧ 15	В землю	130	115	–	–	–	–	38
БрА9ЖЗЛ	В землю	250	230	210	180	160	120	80
		$\sigma_{\text{HP}}^0$						
Бр010Ф1	В землю	130						50
Бр010Ф1	В кокиль	190						70
Бр010Н1Ф1	Центробежный	210						70

При многовариантном проектировании редуктора на ЭВМ (см. разд. 10) допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз на этапе проектного расчета определяются ориентировочно, приняв в первом прибли-

жении  $\bar{Z}_N = 0,8$ , так как частота вращения вала червячного колеса на этом этапе обычно неизвестна.

Эквивалентное число циклов контактных напряжений для типового режима определяется по формуле

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_{\Sigma}, \quad (6.2)$$

где  $\mu_H$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на контактную прочность, принимаемый по табл. 6.4;

$N_{\Sigma}$  – число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

Режим нагружения передач и продолжительность работы привода приведены в техническом задании.

Таблица 6.4

Зависимость коэффициентов  $\mu_H$  и  $\mu_F$  от типового режима нагружения червячной передачи

Номер режима	Наименование режима	$\mu_H$	$\mu_F$
0	Постоянный	1,000	1,000
1	Тяжелый	0,416	0,200
2	Средний равновероятный	0,200	0,100
3	Средний нормальный	0,121	0,063
3	Легкий	0,081	0,016
4	Особо легкий	0,034	0,004

При постоянной частоте вращения вала червячного колеса число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы определяется по формуле

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot t_{\Sigma}, \quad (6.3)$$

где  $n$  – частота вращения вала, на котором установлено червячное колесо,  $\text{мин}^{-1}$  (см. табл. 1.6);

$t_{\Sigma}$  – время работы передачи за весь срок службы привода, ч.

Обычно срок службы привода задают числом лет работы. В этом случае ресурс передачи определяется по формуле

$$t_{\Sigma} = L_{\Gamma} \cdot 365 \cdot K_{\Gamma} \cdot 24 \cdot K_C,$$

где  $L_{\Gamma}$  – срок службы привода, лет;

$K_{\Gamma}$  – коэффициент использования привода в течение года, представляющий собой отношение числа дней работы привода в году к общему количеству дней в календарном году;

$K_C$  – коэффициент использования привода в течение суток, представляющий собой отношение среднего времени работы привода в сутки к 24 часам.

При повторно-кратковременном режиме работы ресурс привода обычно задают продолжительностью одного включения и числом включений агрегата за весь срок службы.

Для оловянных бронз формула (6.1) имеет физический смысл при  $N_{HE} = (1...25) \cdot 10^7$  и, соответственно,  $Z_N = 1...0,67$ . Если в результате расчета получится  $N_{HE} < 10^7$ , то следует принять  $N_{HE} = 10^7$  и  $Z_N = 1$ ; при  $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$  следует принять  $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$  и  $Z_N = 0,67$ .

Задача определения допускаемых контактных напряжений решается методом последовательных приближений. После вычисления частот вращения валов редуктора уточняется скорость скольжения в червячной передаче, проверяется приемлемость выбранного материала червячного колеса и уточняются допускаемые контактные напряжения.

### 6.3. Расчеты червячных передач на прочность

Червячные передачи рассчитывают в два этапа:

- проектный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев червячного колеса;
- проверочные расчеты на контактную и изгибную выносливость зубьев, а также на контактную и изгибную прочность при действии кратковременных пиковых перегрузок.

#### 6.3.1. Проектный расчет червячной передачи

6.3.1.1. Коэффициент нагрузки  $K$ . При проектном расчете предварительно принимается  $K = 1,2...1,3$ .

6.3.1.2. Предварительное определение межосевого расстояния. При многовариантном проектировании редуктора этот этап выполняется на ЭВМ согласно разд. 10 с последующим возвратом к п. 6.3.1.4.

При выполнении расчета без оптимизации редуктора делительное межосевое расстояние, мм,

$$a \geq \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left( \frac{5400 \cdot q}{z_2 \cdot \sigma_{HP}} \right)^2 \cdot T_2 \cdot K },$$

где  $T_2$  – вращающий момент на червячном колесе, Нм (см. табл. 1.6);

$q$  – коэффициент диаметра червяка, предварительно принимается равным 8...12,5; большие значения соответствуют быстроходным малонагруженным передачам;

$z_2$  — число зубьев червячного колеса; оптимальное число зубьев  $z_2 = 32 \dots 63$ , допускается  $z_2 = 28 \dots 80$ ; вычисляется по формуле

$$z_2 = z_1 u; \quad (6.4)$$

$z_1$  — число заходов червяка;  $z_1 = 1; 2; 4$ ;

$u$  — передаточное число червячной передачи, равное абсолютному значению передаточного отношения от червяка к колесу:

$$u = |i_{12}| > 1.$$

Таким образом,  $z_1$  и  $z_2$  подбираются в указанных пределах в соответствии с формулой (6.4).

6.3.1.3. Модуль и коэффициент диаметра червяка. Модуль определяется по формуле

$$m = \frac{2 \cdot a}{z_2 + q}.$$

Для редукторов, выполняемых в виде самостоятельных агрегатов, ГОСТ 2144-76 регламентирует сочетания  $m$  и  $q$  при  $z_1 = 1; 2; 4$ ; приведенные в табл. 6.5. Рекомендуется выбрать сочетание  $m$  и  $q$  по этой таблице.

6.3.1.4. Геометрические размеры передачи (рис. 6.1). Уточненное делительное межосевое расстояние, мм,

$$a = 0,5m(z_2 + q).$$

Фактическое межосевое расстояние передачи  $a_w$  рекомендуется округлить до ближайшего большего значения по ГОСТ 2144-76 из следующих рядов (мм):

1-й ряд (предпочтительный): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500;

2-й ряд: 45, 56, 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450.

При этом червячное колесо будет нарезано со смещением инструмента. Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w - a}{m}.$$

Величина  $x$  ограничивается по условию подрезания и заострения зубьев червячного колеса в пределах

$$-1 < x \leq +1.$$

Если это условие не выполняется, то, варьируя сочетанием  $m$  и  $q$  и изменяя число зубьев червячного колеса  $z_2$  на  $\pm 1$  зуб, добиваются его выполнения. Однако связанное с изменением  $z_2$  отклонение передаточного отношения всего привода не должно превышать  $\pm 5\%$  от номинального значения.

Таблица 6.5

Сочетания модулей  $m$ , коэффициентов диаметра червяка  $q$  и чисел заходов червяка  $z_1$

$m$	$q$	$z_1$	$m$	$q$	$z_1$		
1,00 1,25	10,0	1; 2; 4	12,50	8,0	1; 2; 4		
	12,5			9,0*			
	16,0			10,0			
	20,0	11,2*					
	25,0	1				12,5	
1,60	10,0	1; 2; 4				14,0*	1; 2; 4
	11,2*			16,0			
	12,5			18,0*		1	
	14,0*			20,0		1; 2; 4	
	16,0			16,00		8,0	
	18,0*		9,0*				
20,0		10,0					
25,0	1	12,5					
2,00 2,50 3,15 4,00 5,00 6,30 8,00 10,00	8,0	1; 2; 4	20,00	16,0	1; 2; 4		
	9,0*			20,0			
	10,0			8,0			
	11,2*			9,0*			
	12,5			10,0		1; 2; 4	
	14,0*			12,5			
	16,0			16,0			
	18,0*			1		10,0	1; 2; 4
	20,0			1; 2; 4		25,00	12,5
25,0	1	16,0					
			20,0				

Примечание: Значения  $q$ , отмеченные \*, принадлежат 2 ряду.

Предпочтение следует отдавать 1 ряду

Параметры червяка:

$d_1 = m q$  — делительный диаметр, мм;

$d_{w1} = m(q + 2x)$  — начальный диаметр, мм;

$d_{a1} = d_1 + 2m$  — диаметр вершин, мм;

$d_{f1} = d_1 - 2,4m$  — диаметр впадин, мм;

$\gamma = \arctg(z_1/q)$  — делительный угол подъема линии витка;

$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2 \cdot x}$  — начальный угол подъема линии витка в передаче со смещением инструмента.

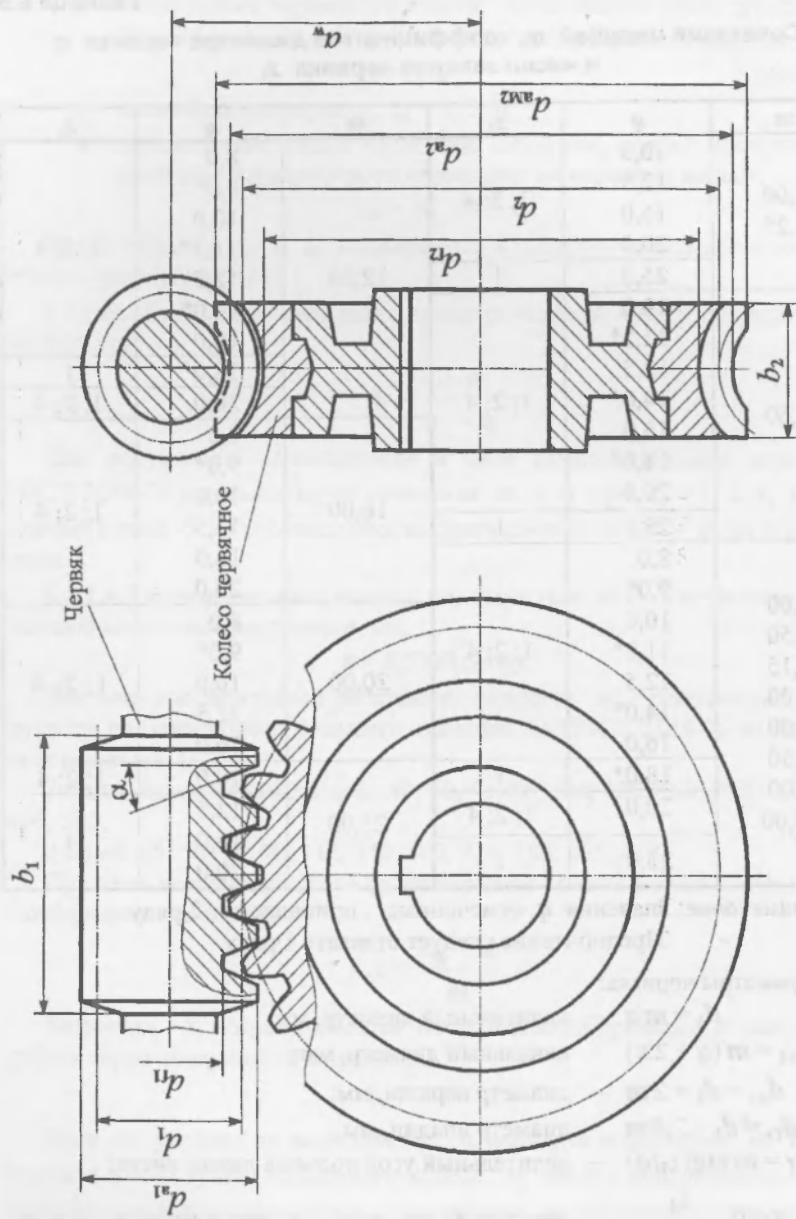


Рис. 6.1.1. Геометрические параметры червячной передачи

Длину нарезанной части червяка  $b_1$  вычисляют по формулам табл. 6.6 с округлением до нормального линейного размера по ГОСТ 6636-69 [4, с. 410, табл. 24.1].

Параметры червячного колеса, мм:

$$d_2 = m z_2 \quad - \text{ делительный и совпадающий с ним } \\ \text{начальный диаметр;} \\ d_{a2} = a_2 + 2 \cdot m (1 + x) \quad - \text{ диаметр вершин;} \\ d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m (1,2 - x) \quad - \text{ диаметр впадин;} \\ d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} \quad - \text{ наибольший диаметр;} \\ \left. \begin{array}{l} b_2 < 0,75 \cdot d_{a1} \text{ при } z_1 = 1; 2, \\ b_2 < 0,67 \cdot d_{a1} \text{ при } z_1 = 4 \end{array} \right\} \quad - \text{ ширина венца.}$$

Таблица 6.6

К расчету длины нарезанной части червяка

x	Число заходов червяка $z_1$	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 > (10,5 + z_1) \cdot m$	$b_1 > (10,5 + z_1) \cdot m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
0	$b_1 > (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 > (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$
+1,0	$b_1 > (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 > (13 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$

Примечания:

1. При промежуточных значениях  $x$  величину  $b_1$  определяют по той из формул для двух ближайших табличных значений  $x$ , которая дает большее значение  $b_1$ .

2. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков табличное значение  $b_1$  увеличивают на 25 мм при  $m < 10$  мм, на 35...40 мм при  $m = 10...16$  мм и на 50 мм при  $m > 16$  мм.

6.3.1.5. Скорость скольжения в зацеплении, м/с,

$$V_c = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma_w},$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка,  $\text{мин}^{-1}$  (см. табл. 1.6).

По скорости скольжения по табл. 6.2 проверяют приемлемость выбранного материала червячного колеса и при необходимости изменяют материал.

### 6.3.1.6. КПД червячной передачи

$$\eta_j = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')}$$

где  $\rho'$  – приведенный угол трения (табл. 6.7),

$j$  – порядковый номер червячной передачи в схеме привода.

По формуле (1.1) уточняется общий КПД привода.

Таблица 6.7

Зависимость угла трения  $\rho'$  от скорости скольжения  
(червяк стальной, колесо из оловянной бронзы)

$V_c, \text{ м/с}$	0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	7...10
$\rho'$	4°52'	4°	3°26'	2°52'	2°17'	1°50'	1°30'	1°15'

*Примечание.* При изготовлении венца колеса из безоловянной бронзы значения  $\rho'$  следует увеличить в 1,3 раза, при чугунном венце – в 1,6 раза.

### 6.3.1.7. Уточнение нагрузки на валу червяка. Вращающий момент, Нм,

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta_j}$$

и мощность, кВт,

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_j}$$

Если между двигателем и червячной передачей имеются другие передачи, то требуется уточнить вращающий момент и мощность на этих валах (см. разд. 1.9).

6.3.1.8. Выбор степени точности передачи. Проводится по табл. 6.8 в зависимости от окружной скорости червячного колеса, м/с, вычисляемой по формуле

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000},$$

где  $d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм;

$n_2$  – частота вращения вала червячного колеса,  $\text{мин}^{-1}$  (см. табл. 1.6).



Таблица 6.8

## Выбор степени точности червячных передач

Степень точности	Предельная окружная скорость колеса, м/с	Условия работы	Область применения
7	10	Червяк закален, шлифован и полирован. Обкатка передачи при ступенчатом нагружении	Передачи с повышенными скоростями и с повышенными требованиями к габаритам
8	5	Допускается червяк с твердостью $H < 350HB$ , не шлифованный. Обкатка передачи при ступенчатом нагружении	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму, габаритам и точности
9	2	Червяк с твердостью $H < 350 HB$ , не шлифованный	Передачи тихоходные

### 6.3.2. Проверочный расчет червячной передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

6.3.2.1. Цель расчета – уточнить допускаемые напряжения и определить фактические напряжения в контакте для проверки условия прочности. Допускаемые напряжения могут отличаться от фактических вследствие уточнения геометрических размеров и скорости скольжения в зацеплении.

6.3.2.2. Уточнение допускаемых контактных напряжений. В соответствии с фактической скоростью скольжения уточняют допускаемые контактные напряжения согласно разд. 6.2.

6.3.2.3. Уточнение коэффициента нагрузки

$$K = K_v \cdot K_\beta,$$

где  $K_v$  – коэффициент динамической нагрузки, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении; вследствие плавности работы червячной передачи динамические нагрузки в ней сравнительно невелики и можно принять  $K_v = 1$ ;

$K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки; учитывает неравномерность распределения нагрузки в зоне контакта, вызванную деформациями червяка, и вычисляется по формуле

$$K_{\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - \bar{x});$$

$\theta$  – коэффициент деформации червяка, определяемый в зависимости от  $z_1$  и  $q$  по табл. 6.9;

$\bar{x}$  – коэффициент режима – это отношение средневзвешенного момента на колесе к наибольшему длительно действующему.

Для типовых режимов нагружения машин значения коэффициента режима  $\bar{x}$  приведены в табл. 6.10. Режим нагружения привода указан в техническом задании.

Таблица 6.9

Коэффициент деформации червяка  $\theta$

$z_1$	$q$				
	8	9	10	12,5	14
1	72	89	108	157	190
2	57	71	86	125	152
4	47	58	70	101	123

Таблица 6.10

Коэффициент режима  $\bar{x}$

Номер режима	Наименование режима	$\bar{x}$
0	Постоянный	1,00
1	Тяжелый	0,77
2	Средний равновероятный	0,50
3	Средний нормальный	0,50
4	Легкий	0,42
5	Особо легкий	0,31

#### 6.3.2.4. Действительные контактные напряжения, МПа,

$$\sigma_H = \frac{5400 \cdot q}{z_2} \cdot \sqrt{\left( \frac{z_2 + q}{q \cdot a_w} \right)^3} \cdot T_2 \cdot K < \sigma_{HP}.$$

При невыполнении данного условия прочности следует увеличить межосевое расстояние и повторить расчеты по п.п. 6.3.1.3 – 6.3.1.8 и разд. 6.3.2.

### 6.3.3. Допускаемые напряжения при расчете зубьев червячного колеса на выносливость по изгибу

Допускаемые напряжения изгиба зубьев червячного колеса, МПа,

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где  $\sigma_{FP}^0$  – допускаемые базовые напряжения изгиба, МПа (см. табл. 6.3);

$K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения (реверсирования) нагрузки на зубья;  $K_{FC} = 1$  для неревверсивной передачи (зуб работает одной стороной) и  $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$  для реверсивной передачи (зуб нагружается попеременно то одной, то другой стороной);

$K_{FL}$  – коэффициент долговечности; для чугунов  $K_{FL} = 1$ , для бронз вычисляется по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}; \quad (6.5)$$

$N_{FE}$  – эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях червячного колеса, определяется в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода по аналогии с формулой (6.2)

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_{\Sigma};$$

$\mu_F$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на выносливость зубьев по изгибу, определяется по табл. 6.4.

Параметр  $N_{\Sigma}$  описан в разд. 6.2 – см. формулу (6.3). Для бронз формула (6.5) учитывает понижение сопротивления усталости материала с ростом числа циклов нагружения и имеет физический смысл при  $N_{FE} = (1 \dots 250) \cdot 10^6$  и, соответственно,  $K_{FL} = 1 \dots 0,54$ . Если в результате расчета получится:

$N_{FE} < 10^6$ , то следует принять  $N_{FE} = 10^6$  и  $K_{FL} = 1$  и, соответственно, при  $N_{FE} > 250 \cdot 10^6$  следует принять  $N_{FE} = 250 \cdot 10^6$  и  $K_{FL} = 0,54$ .

### 6.3.4. Проверочный расчет червячной передачи на выносливость зубьев по изгибу

Действительные напряжения изгиба зубьев червячного колеса, МПа,

$$\sigma_F = \frac{1400 \cdot T_2 \cdot K \cdot Y_F}{a_2 \cdot b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma} \leq \sigma_{FP},$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба червячного колеса, зависящий от экви-

валентного числа зубьев колеса  $z_v = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma}$  и определяемый по табл. 6.11.

Таблица 6.11

Коэффициент формы зуба червячного колеса  $Y_F$

$z_v$	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
$Y_F$	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Значение коэффициента нагрузки  $K$  можно принять то же, что и при расчете на контактную прочность (см. п. 6.3.2.3).

Червячные передачи имеют, как правило, значительный запас по изгибу зубьев червячного колеса. В исключительных случаях, при невыполнении условия прочности, следует увеличить модуль зацепления и повторить расчеты, начиная с п. 6.3.1.3.

### 6.3.5. Расчет червячной передачи на прочность при действии кратковременных перегрузок

**6.3.5.1.** Проверка контактной прочности при действии кратковременной перегрузки. Расчет служит для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев и предотвращения заедания.

Расчетное напряжение  $\sigma_{Hmax}$ , создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии, вычисляют по формуле, МПа,

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} < \sigma_{HPmax}$$

В формуле  $\sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} = \beta_1$  – кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе согласно техническому заданию (см. разд. 1.7).

При отсутствии в техническом задании данных о пиковых перегрузках в приводе величина их определяется динамическими характеристиками двигателя при пуске и коэффициент  $\beta_1$  вычисляется по формуле (1.4) (см. разд. 1.7).

Рабочие контактные напряжения  $\sigma_H$  – см. п. 6.3.2.4.

Допускаемые предельные контактные напряжения  $\sigma_{HPmax}$  вычисляют по формулам:

$$\sigma_{\text{HP max}} = 4 \cdot \sigma_{\text{T}} \quad - \text{ для оловянных бронз,}$$

$$\sigma_{\text{HP max}} = 2 \cdot \sigma_{\text{T}} \quad - \text{ безоловянных бронз,}$$

$$\sigma_{\text{HP max}} = 1,65 \cdot \sigma_{\text{В}} \quad - \text{ для чугунов.}$$

Значения  $\sigma_{\text{T}}$  и  $\sigma_{\text{В}}$  приведены в табл. 6.2.

**6.3.5.2. Проверка изгибной прочности при действии максимальной нагрузки.** Расчет служит для предотвращения остаточной пластической деформации или хрупкого излома зубьев.

Расчетные напряжения  $\sigma_{\text{F max}}$ , создаваемые наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии, вычисляются по формуле, МПа,

$$\sigma_{\text{F max}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{H}}} \cdot \sigma_{\text{F}} \leq \sigma_{\text{FP max}}.$$

Значение  $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{H}}} = \hat{\rho}_1$  - см. п. 6.3.5.1.

Рабочие напряжения изгиба  $\sigma_{\text{F}}$  - см. п. 6.3.4.

Допускаемые предельные напряжения изгиба:

$$\sigma_{\text{FP max}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{T}} \quad - \text{ для бронз,}$$

$$\sigma_{\text{FP max}} = 0,6 \cdot \sigma_{\text{В}} \quad - \text{ для чугунов.}$$

Значения  $\sigma_{\text{T}}$  и  $\sigma_{\text{В}}$  приведены в табл. 6.2.

#### 6.4. Силы в зацеплении червячной передачи (рис. 6.2)

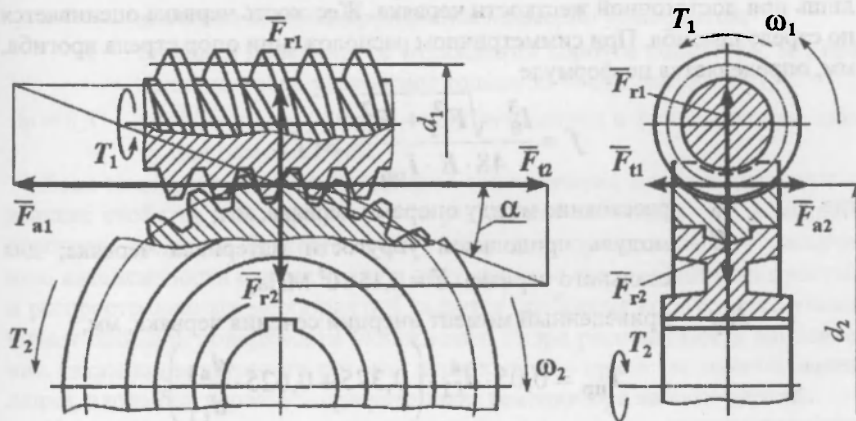


Рис. 6.2. Силы в червячной передаче

Окружная сила на червяке  $F_{t1}$ , равная осевой силе на червячном колесе  $F_{a2}$ , Н,

$$F_{t1} = |F_{a2}| = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1}$$

Окружная сила на червячном колесе  $F_{t2}$ , равная осевой силе на червяке  $F_{a1}$ , Н,

$$F_{t2} = |F_{a1}| = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2}$$

Радиальная сила, Н,  $F_{r1} = |F_{r2}| = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ .

В формулах:

$T_1, T_2$  – вращающие моменты соответственно на червяке и червячном колесе, Нм (см. табл. 1.6);

$\alpha$  – угол профиля червяка в осевом сечении; для архимедова червяка  $\alpha = 20^\circ$  (см. рис. 6.1);

$d_1, d_2$  – делительные диаметры червяка и червячного колеса, мм.

### 6.5. Расчет червяка на жесткость

Расчет является проверочным и проводится после выполнения компоновки редуктора и определения расстояния между опорами валов.

Правильность зацепления червячной пары может быть обеспечена лишь при достаточной жесткости червяка. Жесткость червяка оценивается по стреле прогиба. При симметричном расположении опор стрела прогиба, мм, определяется по формуле

$$f = \frac{l_0^3 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \cdot E \cdot I_{пр}} \leq [f],$$

где  $l_0$  – расстояние между опорами червяка, мм;

$E$  – модуль продольной упругости материала червяка; для стального червяка  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$I_{пр}$  – приведенный момент инерции сечения червяка, мм<sup>4</sup>,

$$I_{пр} = 0,05 \cdot d_{f1}^4 \cdot \left( 0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right);$$

$[f] = 0,01 \cdot m$  – допускаемый прогиб червяка, мм.

При невыполнении условия жесткости следует увеличить коэффициент

диаметра червяка  $q$  и, по возможности, уменьшить расстояние  $\bar{t}_0$  между опорами.

### 6.6. Тепловой расчет редуктора

Тепловой расчет редуктора проводится как после оптимизации на ЭВМ, так и при расчетах без поиска оптимального решения после выполнения компоновки и определения конфигурации и размеров корпуса.

Температура масла в редукторе вычисляется по формуле

$$t_m = \frac{1000 \cdot P_1 \cdot (1 - \eta)}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0 \leq [t_m],$$

где  $t_m$  – расчетная температура масла в редукторе, °С;

$t_0$  – температура окружающей среды, °С; при установке редуктора в помещении принимают  $t_0 = 20^\circ$ ;

$[t_m]$  – допустимая температура масла,  $[t_m] = 60 \dots 70^\circ\text{C}$  при верхнем расположении червяка и  $[t_m] = 80 \dots 90^\circ\text{C}$  при нижнем расположении червяка;

$P_1$  – мощность, подводимая к быстроходному валу редуктора, кВт;

$\eta$  – КПД редуктора;

$K_T$  – коэффициент теплопередачи,  $K_T = 12 \dots 16 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$  при естественном охлаждении, при установке вентилятора на вал червяка значение этого коэффициента примерно удваивается;

$A$  – площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора,  $\text{м}^2$ ; при наличии ребер учитывают только 50 % их поверхности;

$\psi = 0,3$  – коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму машины.

Если температура масла превышает допустимую, масло теряет смазывающие свойства и быстро стареет в результате окисления, что повышает опасность заедания. В этом случае необходимо принять меры к увеличению интенсивности отвода тепла в окружающую среду. Одним из простых и распространенных мероприятий является оребрение корпуса, что увеличивает площадь поверхности охлаждения. Ребра располагают в направлении движения воздушного потока: вертикально – при естественной вентиляции, вдоль оси червяка – при установке вентилятора на валу червяка.

Установка на валу червяка вентилятора существенно увеличивает теплоотвод. Диаметр крыльчатки вентилятора выбирают в пределах

$$D_k = (0,6 \dots 0,7) \cdot d_2$$

## 7. ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 7.1. Конструкция и кинематика волновой зубчатой передачи

#### 7.1.1. Принцип работы волновой зубчатой передачи

Работа волновой зубчатой передачи основана на принципе передачи и преобразования движения посредством волнового деформирования одного из кинематических звеньев механизма. Этот принцип впервые предложен в нашей стране инженером А.И. Москвитиным в 1947 г. для фрикционной волновой передачи с электромагнитным генератором волн, затем В. Мессером в 1959 г. для зубчатой передачи с механическим генератором.

Волновая зубчатая передача получает все большее признание и распространение благодаря следующим положительным качествам:

- большое передаточное отношение – оптимальный интервал передаточных отношений  $i = 80 \dots 320$ ;
- большое число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, и, как следствие, высокая нагрузочная способность при малых габаритах и массе;
- сравнительно высокий КПД, соизмеримый с КПД многоступенчатых зубчатых цилиндрических и планетарных передач при равном передаточном отношении;
- малые нагрузки на валы и опоры из-за взаимной уравновешенности сил в зацеплении;
- высокая кинематическая точность;
- возможность передачи механического движения в герметизированное пространство.

Существенным недостатком волновых передач является высокое значение нижнего предела передаточных отношений. Волновые зубчатые передачи со стальными зубчатыми колесами рекомендуется применять при передаточных отношениях  $i \geq 80$ . При меньших передаточных отношениях число зубьев получается сравнительно небольшим, а размеры зуба существенно больше толщины стенки гибкого колеса. В такой передаче деформации гибкого колеса сравнительно велики, что приводит к его усталостному разрушению.

Верхний предел передаточных отношений  $i_{max} = 320 \dots 400$  обусловлен малой величиной получаемого модуля зацепления  $a$ , следовательно, малой высотой зуба. Она становится соизмеримой с величиной сжатия (деформации) звеньев под нагрузкой, что сопряжено с проскоком звеньев и разрушением передачи.



На рис. 7.1 изображена конструкция волновой зубчатой передачи с роликовым генератором волн. Передача состоит из гибкого зубчатого колеса 1 с наружными зубьями, жесткого зубчатого колеса 2 с внутренними зубьями и генератора волн деформации 3. Гибкое и жесткое колеса имеют соответственно числа зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , причем  $z_1 < z_2$ . Обычно  $z_2 - z_1 = 2$ . Генератор волн выполнен в виде водила 3 с закрепленными на нем с возможностью свободного вращения роликами 4. Ролики обкатываются по внутренней поверхности гибкого колеса. Расстояние от оси вращения водила до осей роликов подобрано таким, что при введении генератора во внутреннюю полость гибкого колеса последнее, упруго деформируясь, приобретает овальную форму. При этом зубья жесткого и гибкого колес входят в зацепление в направлении большой оси овала и обеспечивают зазор между зубьями в направлении малой оси овала. Зубья 1 и 2 гибкого колеса находятся в контакте с зубьями жесткого колеса по всей высоте, зубья 2 и 10 – на меньшей высоте, зубья 3 и 9 – на еще меньшей высоте, а зубья 4...8 вообще не касаются друг друга. По горизонтальной оси вершина зуба гибкого колеса находится против вершины зуба жесткого колеса (или впадина против впадины). При повороте генератора волн по часовой стрелке на угол, соответствующий одному угловому шагу, зуб 2 вдавливается во впадину между зубьями 1' и 2' жесткого колеса на всю глубину; при дальнейшем вращении генератора зуб 3 вдавливается во впадину между зубьями 2' и 3' и так далее. При повороте генератора волн на угол  $90^\circ$  зубья, лежащие на горизонтальной оси, находятся в контакте по всей высоте, а по вертикальной оси зубья максимально удалены друг от друга, и вершина зуба 1 находится против вершины зуба 22' жесткого колеса. Когда генератор сделает половину оборота, зуб 1 окажется во впадине между зубьями 21' и 22', и гибкое колесо повернется на один зуб в направлении, противоположном вращению генератора, а при полном обороте генератора – на два зуба.

При работе передачи в режиме редуктора ведущим является генератор. Ведомым звеном, как правило, является гибкое колесо, причем оно вращается в сторону, противоположную вращению генератора. Жесткое колесо при этом закрепляют в корпусе неподвижно.

При неподвижном закреплении гибкого колеса жесткое колесо будет вращаться в направлении вращения генератора. Передачу с неподвижным гибким колесом, выполненным в виде стакана, применяют для передачи движения в герметизированное пространство, в частности, в приводе колеса планетохода.

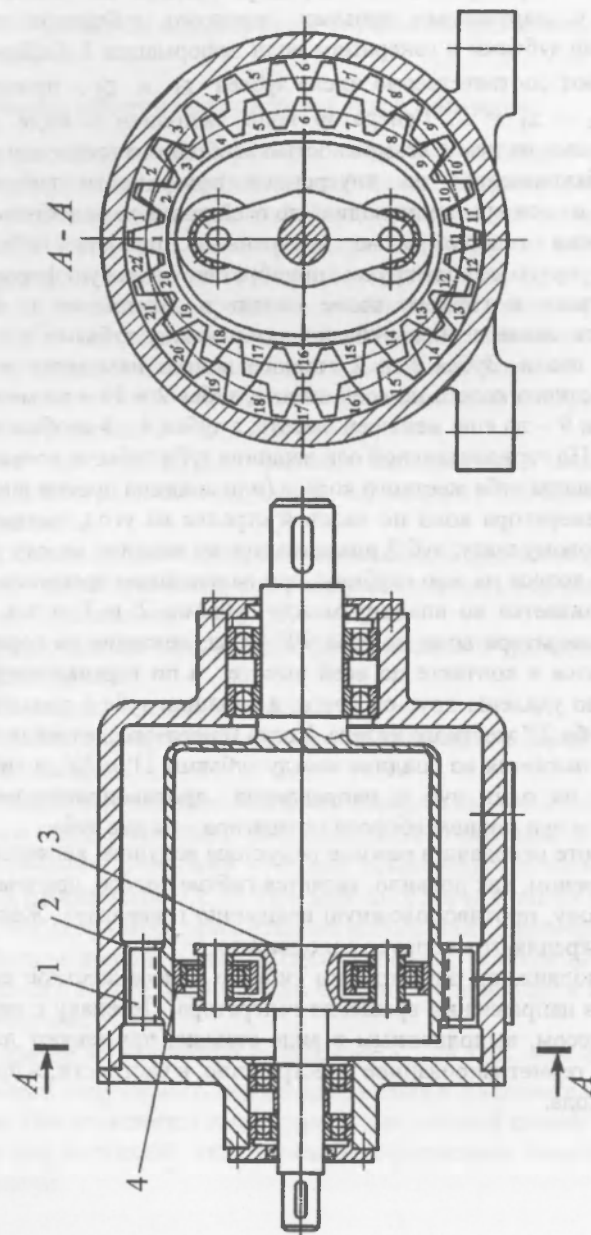


Рис 7.1. Волновая зубчатая передача с роликовым генератором волн

### 7.1.2. Кинематика волновой зубчатой передачи

В волновой передаче разность чисел зубьев колес кратна числу волн деформации:

$$z_2 - z_1 = K_z \cdot n_w,$$

где  $K_z$  – коэффициент кратности,  $K_z = 1, 2, 3, \dots$ ;

$n_w$  – число волн деформации.

Основное применение получили передачи с коэффициентом кратности  $K_z = 1$  и числом волн деформации  $n_w = 2$ . При этом разность чисел зубьев жесткого и гибкого колес

$$z_2 - z_1 = 1 \cdot 2 = 2.$$

Передаточное отношение передачи зависит от того, какое из зубчатых колес закреплено неподвижно:

– при неподвижном жестком колесе

$$i = \frac{n_0}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}, \quad (7.1)$$

– при неподвижном гибком колесе

$$i = \frac{n_0}{n_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}. \quad (7.2)$$

В формулах:

$n_0$  – частота вращения генератора (ведущее звено),  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_1$  ( $n_2$ ) – частота вращения подвижного колеса (ведомое звено),  $\text{мин}^{-1}$ .

Знак « $\leftarrow$ » в формуле (7.1) указывает, что генератор волн и гибкое колесо вращаются в противоположные стороны.

### 7.1.3. Конструкции гибкого и жесткого колес

Конструкции гибких колес волновых передач представлены на рис. 7.2:

- исполнение 1 – с гибким дном и фланцем для присоединения к валу,
- исполнение 2 – с подвижным зубчатым (шлицевым) присоединением к валу,
- исполнение 3 – с жестким креплением к валу.

В представленных конструкциях гибкое колесо сочетается с гибким цилиндром, длина которого примерно равна его диаметру. Гибкий цилиндр выполняет функцию упругого соединения колеса с валом или корпусом. При этом некруглая форма колеса постепенно преобразуется в круглую в месте присоединения гибкого цилиндра.

Наличие гибкого дна или подвижного зубчатого соединения колеса с валом существенно снижают изгибную жесткость и напряжения в цилиндре, а также нагрузку на генератор.

Исполнение колеса с гибким дном целесообразно применять в крупносерийном производстве при получении заготовки методом пластического деформирования. Если изготовление заготовки исполнения 1 таким способом затруднено, то применяют сварные варианты соединения цилиндра с гибким дном стыковым швом или с отбортовкой кромок.

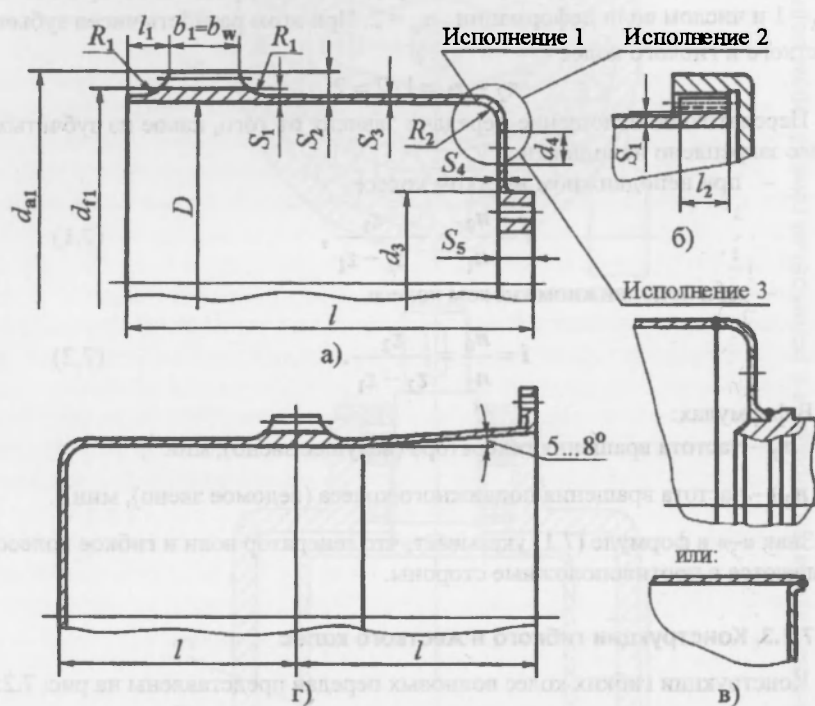


Рис. 7.2. Конструкции гибких колес

Конструкция гибкого колеса с подвижным зубчатым присоединением к валу более универсальна и имеет широкое распространение. Заготовкой гибкого колеса этой конструкции может служить труба.

Соединение фланца гибкого дна с валом может быть болтовым, штифтовым, зубчатым, шпоночным или прессовым. Чаще выполняют зубчатое соединение, которое имеет сравнительно небольшой размер  $S_5$  при достаточной прочности.

Пояски  $l_1$  выполняют для уменьшения концентрации напряжений на краях зубчатого венца. Ту же цель преследует выполнение больших радиусов  $R_1$  галтельных переходов от зубчатого венца к цилиндру. Отверстия  $d_4$  увеличивают податливость гибкого дна и обеспечивают циркуляцию смазки.

Гибкое колесо герметичной передачи выполняют в виде закрытого стакана, что (см. рис. 7.2, г) значительно увеличивает его жесткость. При этом возрастают напряжения в цилиндре и нагрузка на генератор. Переход цилиндра к стенке выполняют коническим и заканчивают тонкой диафрагмой.

Конструкции жестких колес представлены на рис. 7.3. Жесткое колесо 1 запрессовано в корпусе 2. Вращающий момент передается посадкой с натягом и тремя-четырьмя штифтами 3. В конструкции по рис. 7.3, б жесткое колесо 1 имеет фланец и центрирующие пояски для установки колеса в корпус 2 и крышки 4 на колесо. Вариант по рис. 7.3, а проще, но менее удобен для монтажа и демонтажа.

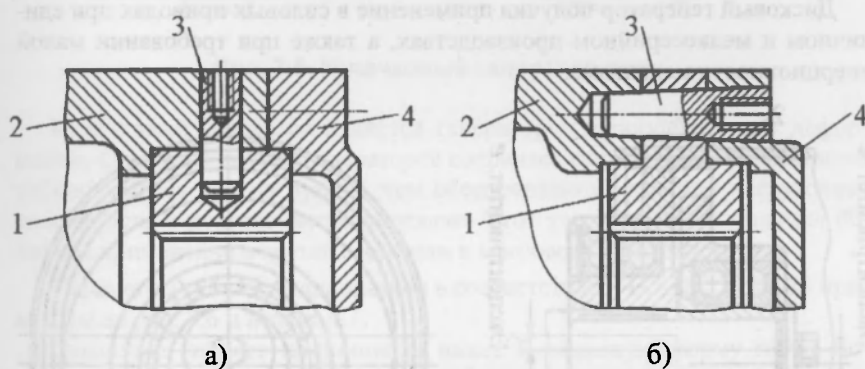


Рисунок 7.3. Конструкции жестких колес

#### 7.1.4. Конструкции генераторов волн

##### 7.1.4.1. Роликовый генератор

Конструкция волновой передачи с роликовым генератором волн представлена на рис. 7.1 и описана в п. 7.1.1. Роликовый генератор прост в изготовлении. Контакт роликов с гибким колесом осуществляется по узкой площадке, следствием чего является низкая нагрузочная способность передачи. Наличие свободных (неопертых) участков гибкого колеса не позволяет сохранить заданную форму при его деформировании под нагрузкой, поэтому такой генератор называют генератором свободной деформации.

При увеличении диаметра роликов генератора условия работы нагруженного контакта зубьев улучшаются, однако размеры роликов ограничиваются условиями компоновки.

Роликовый генератор получил применение только в передачах кинематического назначения.

#### 7.1.4.2. Дискový генератор

На рис. 7.4 показан дискový генератор. Диски 1 отличаются от роликов большим диаметром, соизмеримым с внутренним диаметром гибкого колеса 2.

Для размещения дисков внутри гибкого колеса они сдвинуты относительно друг друга в осевом направлении. Диски с подшипниками расположены на эксцентричных шейках вала с эксцентриситетом  $e$ .

При этой конструкции генератора гибкое колесо опирается на диски на достаточно большой дуге, что способствует сохранению заданной формы деформации в нагруженной передаче.

Дискový генератор получил применение в силовых приводах при единичном и мелкосерийном производстве, а также при требовании малой инерционности механизма.

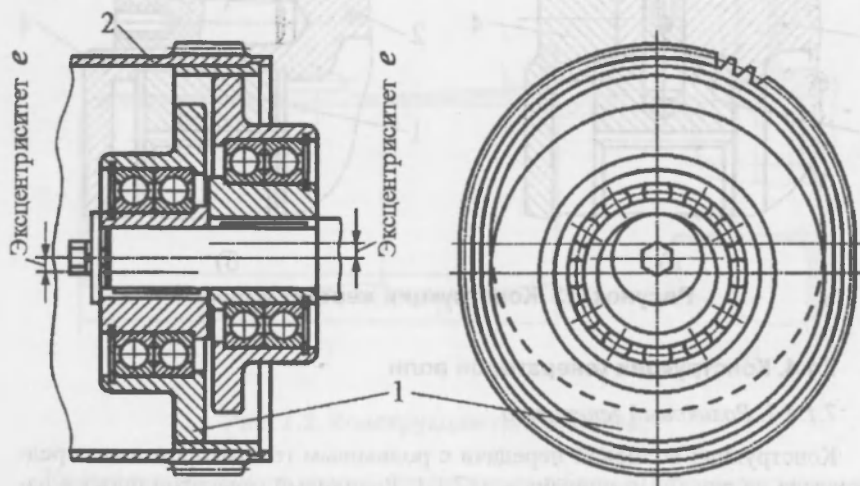


Рис. 7.4. Дискový генератор волн

#### 7.1.4.3. Кулачковый генератор

Кулачковый генератор волн (рис. 7.5) состоит из кулачка 1 овальной формы и напрессованного на него гибкого подшипника качения 2. Форму кулачка выполняют эквидистантной к принятой форме деформирования

гибкого колеса. Гибкий подшипник имеет тонкостенные кольца, чем обеспечивается его работоспособность при циклическом упругом деформировании.

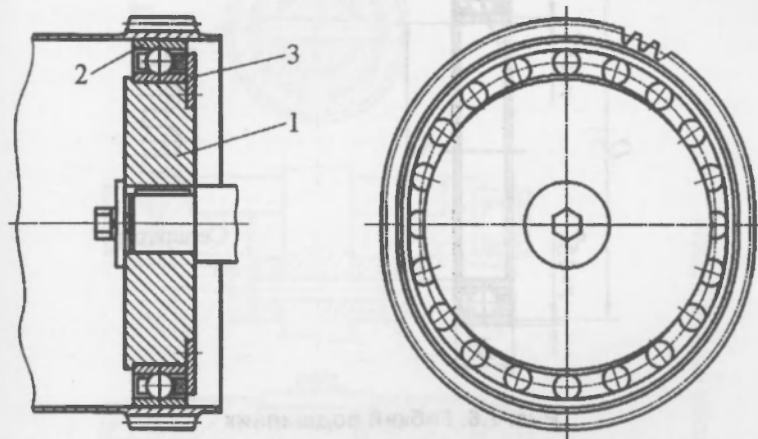


Рис. 7.5. Кулачковый генератор волн

Кулачковый генератор является генератором принудительной деформации. Он лучше других генераторов сохраняет форму деформированного гибкого колеса под нагрузкой, чем обеспечиваются высокая нагрузочная способность и долговечность передачи. Этот тип генератора получил основное применение в крупносерийном и массовом производствах.

Параметры гибких подшипников в соответствии с ГОСТ 23 179-78 приведены на рис. 7.6 и в табл. 7.1.

Сепаратор гибкого подшипника имеет U-образную форму гнезд, поэтому под нагрузкой вследствие прогиба его перемычек и появления осевой силы он выжимается из подшипника. Сепаратор удерживают от осевых перемещений дополнительными средствами, например, кольцом 3, прикрепленным к торцу кулачка генератора (см. рис. 7.5).

Соединение кулачка генератора с валом может быть глухое или подвижное. При глухом соединении (рис. 7.7, а) кулачок посажен на вал. Вращающий момент передается шпоночным, шлицевым соединением или соединением с натягом. Глухое соединение требует высокой соосности неподвижного колеса, генератора и подвижного колеса, что может быть достигнуто при высокой точности изготовления. Несоосность звеньев передачи приводит к неравномерному распределению нагрузки по зонам зацепления, нарушению силового равновесия и снижению долговечности передачи. Поэтому глухое соединение применяют только в малонагруженных приводах.

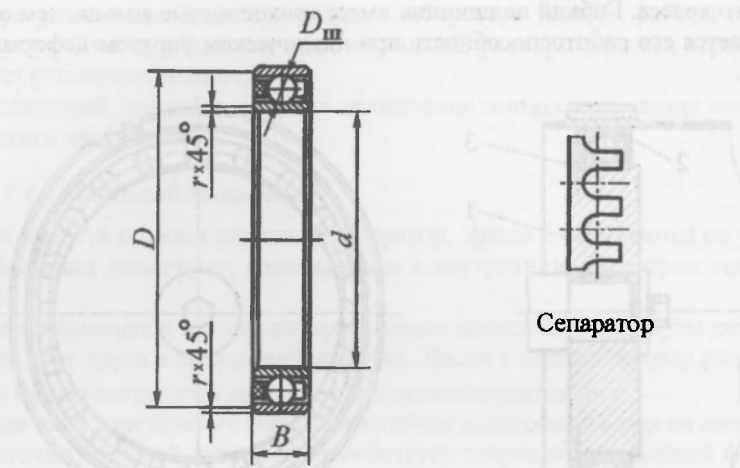


Рис. 7.6. Гибкий подшипник

Таблица 7.1

Параметры гибких подшипников

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$D_{ш}$ , мм	Количество шариков $z$
806	30	42	7		3,969	21
808	40	52	8		3,969	23
809	45	62	9	0,5	5,953	21
811	55	72	11		5,953	23
812	60	80	13		7,144	23
815	75	100	15		9,128	21
818	90	120	18		11,113	23
822	110	150	24	1,0	14,288	21
824	120	160	24		14,288	23
830	150	200	30		19,050	
836	180	240	35	1,5	22,225	23
844	220	300	45		28,575	
848	240	320	48	2,5	28,575	
860	300	400	60		36,513	
862	310	420	60		36,513	
872	360	480	72	3,5	44,450	



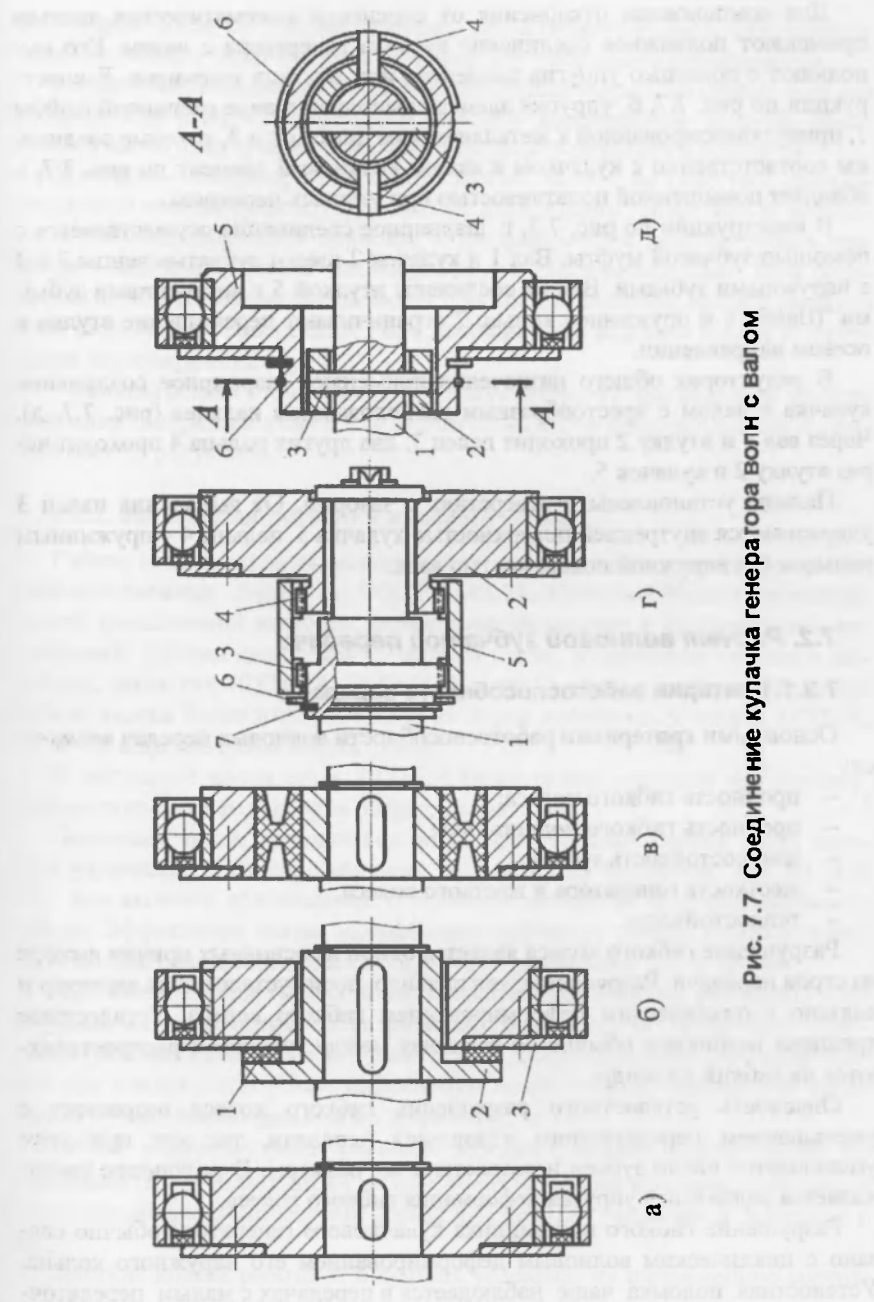


Рис. 7.7. Соединение кулачка генератора волн с валом

Для компенсации отклонения от соосности кинематических звеньев применяют подвижное соединение кулачка генератора с валом. Его выполняют с помощью упругих элементов или жестких шарниров. В конструкции по рис. 7.7, б упругий элемент выполнен в виде резиновой шайбы 1, привулканизированной к металлическим дискам 2 и 3, которые соединены соответственно с кулачком и валом. Резиновый элемент по рис. 7.7, в обладает повышенной податливостью при угловых перекосах.

В конструкции по рис. 7.7, г шарнирное соединение осуществляется с помощью зубчатой муфты. Вал 1 и кулачок 2 имеют зубчатые венцы 3 и 4 с наружными зубьями. Венцы соединены втулкой 5 с внутренними зубьями. Шайба 6 и пружинное кольцо 7 ограничивают перемещение втулки в осевом направлении.

В редукторах общего назначения применяют шарнирное соединение кулачка с валом с крестообразным расположением пальцев (рис. 7.7, д). Через вал 1 и втулку 2 проходит палец 3, два других пальца 4 проходят через втулку 2 и кулачок 5.

Пальцы установлены в отверстиях с зазором. От выпадения палец 3 удерживается внутренней поверхностью кулачка 5, пальцы 4 – пружинным кольцом 6 и наружной поверхностью вала.

## **7.2. Расчет волновой зубчатой передачи**

### **7.2.1. Критерии работоспособности передачи**

Основными критериями работоспособности волновых передач являются:

- прочность гибкого колеса;
- прочность гибкого подшипника;
- износостойкость зубьев;
- жесткость генератора и жесткого колеса;
- теплостойкость.

Разрушение гибкого колеса является одной из основных причин выхода из строя передачи. Разрушение, как правило, носит усталостный характер и связано с циклическим деформированием гибкого колеса. Усталостные трещины возникают обычно во впадинах между зубьями и распространяются на гибкий цилиндр.

Опасность усталостного разрушения гибкого колеса возрастает с уменьшением передаточного отношения передачи, так как при этом уменьшается число зубьев и возрастают их размеры. В результате увеличивается радиальная упругая деформация гибкого колеса.

Разрушение гибкого подшипника кулачкового генератора обычно связано с циклическим волновым деформированием его наружного кольца. Усталостная поломка чаще наблюдается в передачах с малым передаточ-

ным отношением по той же причине, что и гибкого колеса. Статическая поломка гибкого подшипника связана со значительными перегрузками.

Износ зубьев связан со скольжением сопряженных профилей под нагрузкой. При удовлетворительной смазке и номинальной нагрузке абразивный износ практически прекращается после приработки передачи.

Жесткость генератора и жесткого колеса влияют на качество зацепления зубьев под нагрузкой. Повышенные деформации генератора и жесткого колеса под нагрузкой приводят к интерференции вершин зубьев при входе в зацепление (зубья упираются друг в друга вершинами). При перегрузке передачи создается опасность проскока генератора, когда генератор волн сжимается и проскакивает при неподвижном ведомом колесе и отсутствии пересопрежения зубьев.

Тепловой режим ограничивает полезную нагрузку при большой частоте вращения генератора и связан со значительными тепловыделениями и компактностью редуктора.

### 7.2.2. Материалы гибкого и жесткого колес

Гибкие колеса силовых волновых передач выполняют из легированных конструкционных сталей по ГОСТ 4543-71. Целесообразно применение сталей повышенной вязкости, менее чувствительных к концентрации напряжений. Такими свойствами обладают стали, содержащие никель и молибден, такие как 40ХНМА, 38ХМЮА и др. Средне- и легконагруженные гибкие колеса часто изготавливают из менее дефицитных сталей 30ХМА, 30ХГСА и др., не содержащих никель.

В настоящее время сталь 30ХГСА принята как основная для отечественных волновых редукторов общего назначения.

Основным видом термической обработки стальных гибких колес является улучшение (закалка с высоким отпуском) до твердости  $H=280\text{--}320$  НВ, что вызвано требованием обеспечить хорошую прирабатываемость зубьев. Эффективно также азотирование зубчатого венца, которое повышает предел выносливости в 1,3...1,4 раза и уменьшает износ зубьев.

При изготовлении гибких колес сварными необходимо учитывать способность материала колеса к свариванию. В этом случае применяют малоуглеродистые стали, такие как 12Х18Н10Т, с последующей термообработкой для снятия остаточных напряжений после сварки. Однако эти стали имеют сравнительно невысокую прочность.

Гибкие колеса малонагруженных передач с малым передаточным отношением ( $i < 80$ ) выполняют из пластмасс на основе полиамидных смол с повышенными механическими характеристиками: капролан В, капрон Б и др.

Жесткие колеса работают в лучших условиях, их напряженное состоя-

ние гораздо ниже, чем гибких. В качестве материала жесткого колеса применяют менее дефицитные стали марок 40Х, 40ХН, 30ХГТ и др. с твердостью на 20...30 единиц НВ меньше, чем у гибкого колеса.

Механические характеристики сталей, применяемых для изготовления гибкого и жесткого колес, приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Материалы и термообработка гибкого и жесткого колес

Марка стали	Термообработка и упрочнение	Твердость		Прочность, МПа		
		сердцевины, НВ	поверхности, HRC	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$
40Х	Улучшение	280...320	—	900	750	400
40ХН	Улучшение	280...320	—	920	750	400
30ХГСА	Улучшение	280...320	—	1100	850	420
30ХГСА	Улучшение + дробеструйный наклеп	280...320	—	1100	850	480
30ХГСА	Улучшение + азотирование	280...320	50...54	1100	850	600
38ХМЮА	Улучшение	280...320	—	1000	850	450
38ХМЮА	Улучшение + азотирование	280...320	58...63	1000	850	620
40ХНМА	Улучшение	280...320	—	1100	950	480
12Х18Н10Т	Состояние поставки	180...220	—	600	350	280

### 7.2.3. Проектный расчет волновой передачи

Внутренний диаметр гибкого колеса, мм, определяют из расчета на прочность:

$$D > \sqrt[3]{\frac{456 \cdot T_H \cdot \mu}{\left( \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot [S_\sigma]} - \frac{3 \cdot E \cdot Y_Z \cdot \Psi_{sd}}{|i|} \right) \cdot \Psi_{bd} \cdot \Psi_{sd}}}$$

где  $T_H$  — номинальный (наибольший длительно действующий) вращающий момент на тихоходном валу передачи, Нм (см. табл. 1.6);

$\mu$  — коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения, принимаемый по табл. 7.3;

- $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала гибкого колеса (см. табл. 7.2), МПа;
- $K_{\sigma} = 1,8 \dots 2,0$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба;
- $[S_{\sigma}] = 1,3 \dots 1,7$  – допускаемый коэффициент запаса по нормальным напряжениям (меньшие значения для переменных режимов с малой продолжительностью работы при полной нагрузке, для тихоходных передач и кратковременно работающих передач);
- $E$  – модуль упругости материала гибкого колеса, МПа; для стальных колес  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;
- $Y_Z = 1,35 \dots 1,5$  – коэффициент влияния зубьев (большие значения при малых передаточных отношениях);
- $i$  – передаточное отношение передачи;
- $\Psi_{sd} = \frac{S_1}{D}$  – коэффициент толщины гибкого колеса;  $\Psi_{sd} = 0,012 \dots 0,014$  (большие значения при больших передаточных отношениях);
- $\Psi_{bd} = \frac{b_v}{D}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;  $\Psi_{bd} = 0,15 \dots 0,20$  (большие значения для силовых передач с большим передаточным отношением).

Таблица 7.3

Зависимость коэффициента  $\mu$  от типового режима нагружения

Номер режима	Наименование режима	$\mu$
0	Постоянный	1,00
1	Тяжелый	0,82
2	Средний равновероятный	0,72
3	Средний нормальный	0,63
4	Легкий	0,58
5	Особо легкий	0,48

Для передач с кулачковым генератором волн расчетный диаметр согласуют с наружным диаметром гибкого подшипника (см. табл. 7.1 и рис. 7.6).

Для передач с роликовым или дисковым генератором расчетный диаметр  $D$  согласуют с рядом нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 [4, с. 410, табл. 24.1]. С целью унификации целесообразно и для этих передач расчетный диаметр  $D$  согласовать с наружным диаметром гибко-

го подшипника.

Остальные размеры гибкого и жесткого колес, мм, определяют по зависимостям:

$$\begin{aligned}
 b_w &= \psi_{bd} \cdot D, & S_1 &= \psi_{sd} \cdot D, \\
 S_3 &= (0,6 \dots 0,9) \cdot S_1, & S_4 &= S_3, \\
 S_5 &= (0,3 \dots 0,5) \cdot b_w, & i_1 &= (0,15 \dots 0,25) \cdot b_w, \\
 l_2 &= (0,3 \dots 0,5) \cdot b_w, & d_2 &< (0,5 \dots 0,6) \cdot D, \\
 R_2 &= (2 \dots 3) \cdot S_3, & l &\geq (0,8 \dots 1,0) \cdot D, \\
 b_2 &= b_w + (2 \dots 4), & R_1 &= (10 \dots 20) \cdot m,
 \end{aligned}$$

где  $m$  – модуль зацепления (см. п. 7.2.4.1).

#### 7.2.4. Расчет геометрии зацепления и проверочные расчеты волновой передачи на прочность с применением ЭВМ

После выбора гибкого подшипника кулачкового генератора волн проводится геометрический и проверочные расчеты волновой передачи по основным критериям работоспособности [14, 15]:

- усталостной прочности гибкого колеса,
- вероятности безотказной работы гибкого подшипника,
- отсутствию проскока генератора волн при кратковременных перегрузках.

Расчетные формулы проверочных расчетов приведены в п.п. 7.2.4.2...7.2.4.4. Если работоспособность волновой передачи хотя бы по одному из указанных критериев не обеспечивается, то необходимо перейти к большему типоразмеру гибкого подшипника и повторить расчет.

В связи с большим объемом вычислительной работы эти расчеты рекомендуется выполнять на ЭВМ. Инструкция по расчету приведена в разд. 10.

##### 7.2.4.1. Геометрический расчет волновой зубчатой передачи

Предварительно число зубьев гибкого колеса определяют из выражения

$$z_1 = K_z \cdot n_w \cdot |i|$$

и округляют до меньшего целого числа.

Номинальную величину относительной радиальной деформации в долях модуля вычисляют по формуле [14]:

$$w_0^* = 0,84 + 0,001 \cdot |i| + 0,06 \cdot \frac{|i| - 20}{|i| + 140} \cdot K_1 + 0,0001 \cdot (|i| - 20) \cdot K_1$$

с проверкой условия  $0,92 < w_0^* \leq 1,35$ ,

где  $K_1 = 1,8...2$  – коэффициент увеличения вращающего момента при перегрузках.

Коэффициенты смещения исходного контура зубчатых колес:

– гибкого

$$x_1 = \frac{1,35 - w_0^*}{0,86/\sqrt[3]{z_1} - 0,04},$$

– жесткого

$$x_2 = x_1 + w_n^* - 1 + \frac{\delta_{\text{деф}}}{m \cdot K_z}, \quad (7.3)$$

где  $\delta_{\text{деф}}$  – сближение колец подшипника генератора под нагрузкой, мм,

$$\delta_{\text{деф}} = 0,65 \cdot \frac{T_H \cdot K_1}{D^2},$$

$m$  – модуль зацепления, мм; предварительно принимают

$$m \approx \frac{D}{2 \cdot |i|}.$$

Диаметр впадин гибкого колеса, мм

$$d_{f1} = D + 2 \cdot S_1.$$

Расчетный модуль зацепления, мм,

$$m = \frac{d_{f1}}{z_1 - 2 \cdot h_a^* - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_1},$$

где  $h_a^* = 1$  – коэффициент высоты головки зуба;

$c^*$  – коэффициент радиального зазора:  $c^* = 0,25$  при  $m > 1$  мм;

$c^* = 0,35$  при  $0,5 \text{ мм} < m < 1$  мм;  $c^* = 0,5$  при  $m \leq 0,5$  мм.

Модуль округляют до стандартного значения по ГОСТ 9563-80\*. Ниже приведены модули в наиболее употребляемом диапазоне, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0.

2-й ряд: 0,11; 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5.

Уточняют число зубьев гибкого колеса

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2 \cdot (h_a^* + c^*) - 2 \cdot x_1$$

и округляют до меньшего целого числа.

Число зубьев жесткого колеса

$$z_2 = z_1 + K_Z \cdot n_w.$$

Уточняют передаточное отношение передачи по формулам (7.1) и (7.2).  
Делительные диаметры зубчатых колес, мм:

– гибкого

$$d_1 = m \cdot z_1,$$

– жесткого

$$d_2 = m \cdot z_2.$$

Уточняют значения  $x_1$  и  $w_0^*$ :

$$x_1 = \frac{d_{f1}}{2 \cdot m} - \frac{z_1}{2} + h_a^* + c^*,$$

$$w_0^* = 1,35 - x_1 \cdot (0,86/\sqrt[3]{z_1} - 0,04)$$

с проверкой условия  $0,92 \leq w_0^* \leq 1,35$ .

Коэффициент  $x_2$  уточняют по формуле (7.3).

Радиальная деформация гибкого колеса

$$w_0 = w_0^* \cdot m \cdot K_Z. \quad (7.4)$$

Величину радиальной деформации гибкого колеса с учетом отклонений размеров деталей от номинала вычисляют по формуле

$$w_r = w_0 + \delta_{\text{деф}} + \delta_{\text{вер}} + \delta_{\text{изн}},$$

где  $\delta_{\text{вер}}$  – вероятностное отклонение размеров деталей передачи от номинального значения, вычисляемое по формуле

$$\delta_{\text{вер}} = c_B \cdot (0,006\sqrt{d_1} - 0,011);$$

$c_B$  – коэффициент:  $c_B = 0,8$  при вероятности 99% попадания отклонения в заданный допуск (для точных передач),

$c_B = 0,7$  – при вероятности 95% (передачи общего назначения);

$\delta_{\text{изн}}$  – увеличение радиального зазора в подшипнике из-за износа, вычисляемое по формуле

$$\delta_{\text{изн}} = 0,7 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{t_{\Sigma} \cdot n_0 \cdot d_1},$$

$t_{\Sigma}$  – ресурс передачи, ч,

$$t_{\Sigma} = L_T \cdot 365 \cdot K_T \cdot 24 \cdot K_C;$$

$L_T$  – срок службы привода, лет;

$K_T$  – коэффициент использования привода в течение года, представляющий собой отношение числа дней работы привода в году к общему количеству дней в календарном году;



$K_C$  – коэффициент использования привода в течение суток, представляющий собой отношение среднего времени работы привода в сутки к 24 часам;

$n_0$  – частота, вращения генератора,  $\text{мин}^{-1}$  (см. табл. 1.6).

Относительная глубина захода зубьев в долях модуля из условия отсутствия интерференции равна

$$h_a^* = 4 \cdot w_0^* - (4,6 - 4 \cdot w_0^*) \cdot z_1 \cdot 10^{-3} - 2,45.$$

Эта величина должна лежать в пределах  $1 < h_a^* \leq 2$ .

Расчетная глубина захода зубьев, мм

$$h_d = h_a^* \cdot m \cdot K_z.$$

Диаметры вершин зубьев колес:

– гибкого

$$d_{a1} = d_{f1} + 2 \cdot h_d + 2 \cdot m \cdot c^*, \quad (7.5)$$

– жесткого

$$d_{a2} = d_{a1} + 2 \cdot w_0 - 2 \cdot h_d.$$

Проверяют условие

$$d_{a2} \geq d_{a2H},$$

где  $d_{a2H}$  – номинальный диаметр выступов жесткого колеса с учетом допусков на изготовление,

$$d_{a2H} = m \cdot (z_2 - 2 \cdot h_a^* + 2 \cdot x_2) - TD,$$

$$TD = 0,016 \cdot (0,45 \cdot \sqrt{d_{a2}} + 0,001 \cdot d_{a2}).$$

Если  $d_{a2} < d_{a2H}$ , то принимают  $d_{a2} = d_{a2H}$ .

Диаметр впадин жесткого колеса зависит от параметров долбяка, нарезающего колесо, и определяют по зависимости

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - z_0) \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_{ст2} + d_{a0},$$

где  $z_0$  – число зубьев долбяка, которое выбирают по табл. 7.4 или табл. 7.5 при условии

$$z_0 \leq 0,5 \cdot z_2;$$

$d_{a0}$  – диаметр вершин зубьев долбяка, мм;

$\alpha = 20^\circ$  – угол исходного контура;

$\alpha_{ст2}$  – угол станочного зацепления жесткого колеса с долбяком.

Угол станочного зацепления  $\alpha_{ст2}$  определяют через его инволюту:

$$\text{inv } \alpha_{ст2} = \text{inv } \alpha + 2 \cdot \text{ign} \cdot \frac{x_2 - x_0}{z_2 - z_0},$$

где  $x_0$  – коэффициент смещения исходного контура долбяка; для средне-изношенного долбяка принимают  $x_0 = 0$ .

Диаметр вершин зубьев долбяка

$$d_{a0} = m \cdot (z_0 + 2 \cdot h_a^* + 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_0).$$

Таблица 7.4

Долбяки зуборезные мелко модульные (ГОСТ 10 059-80)

Модуль, мм		Номинальный делительный диаметр долбяка, мм				
Ряд 1	Ряд 2	12	16	25	40	63
Число зубьев долбяка $z_0$						
0,10		128	160	256	--	--
	0,11	108	144	228	--	--
0,12		100	132	200	--	--
	0,14	90	114	182	290	--
0,15		80	108	160	266	--
	0,18	67	90	144	222	--
0,20		58	80	126	200	320
	0,22	58	72	114	182	290
0,25		50	64	100	160	256
	0,28	44	56	90	140	228
0,30		40	56	84	132	212
	0,35	36	45	72	114	182
0,40		30	40	64	100	160
	0,45	28	36	56	90	144
0,50		24	32	50	80	128
	0,55	--	28	46	72	116
0,60		--	25	42	66	108
	0,70	--	23	--	56	90
0,80		--	20	--	50	80
	0,90	--	--	--	44	72

Далее проверяют радиальный зазор в зацеплении:

$$c_{r2} = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_{a1}) - w_0.$$

Если  $c_{r2} < 0,15 m$ , то необходимо уменьшить размер  $h_a$ , на величину  $(0,15 \cdot m - c_{r2})$  и повторить расчет, начиная с зависимости (7.5) или увеличить относительную радиальную деформацию  $w_0^*$  и повторить расчет, начиная с формулы (7.4).

Толщину жесткого колеса принимают

$$S = (0,15 \dots 0,16) \cdot d_2.$$

Таблица 7.5

## Долбяки зуборезные (ГОСТ 9323-79)

Модуль, мм		Номинальный делительный диаметр, мм				
Ряд 1	Ряд 2	25	38	80	100	125
Число зубьев долбяка $z_0$						
1,00		26	38	76	100	—
	1,125	23	34	67	90	—
1,25		20	30	60	80	—
	1,375	18	28	56	73	—
1,50		18	25	50	68	—
	1,75	14	22	43	58	—
2,00		12	19	38	50	62
	2,25	12	16	34	45	56
2,50		10	15	30	40	50
	2,75	10	14	28	36	46
3,00		9	12	25	34	42

Профиль кулачка кулачкового генератора волн (рис. 7.8) определяют по зависимости

$$\rho = 0,5 \cdot d + w_r \cdot w_\varphi,$$

где  $\rho$  – радиус-вектор кулачка генератора, мм;

$\varphi$  – полярный угол, град;

$w_\varphi$  – коэффициент, зависящий от угла  $\varphi$  (табл. 7.6).

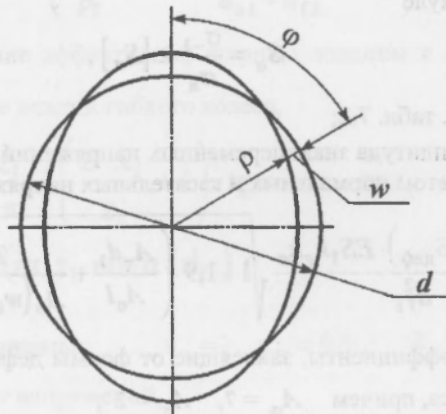


Рис. 7.8. К расчету профиля кулачка генератора волн

В подвижном соединении гибкого колеса с валом (исполнение 2 по рис. 7.2) зубчатый венец на гибком колесе выполняют таким же, как и венец передачи. Количество зубьев гибкого и жесткого колес в зубчатом соединении выполняют одинаковым, а коэффициент смещения исходного контура жесткого колеса зубчатого соединения определяют по зависимости

$$x = x_1 + w_0^* \cdot \left(1 - \frac{l}{D}\right).$$

Таблица 7.6

Коэффициент  $w_\varphi$

$\varphi, ^\circ$	$w_\varphi$	$\varphi, ^\circ$	$w_\varphi$	$\varphi, ^\circ$	$w_\varphi$
0	1,00000	35	0,40876	70	-0,82400
5	0,98840	40	0,22932	75	-0,94000
10	0,95346	45	0,03897	80	-1,02000
15	0,89481	50	-0,15446	85	-1,08000
20	0,81181	55	-0,34373	90	-1,09000
25	0,70362	60	-0,52215		
30	0,56914	65	-0,68400		

#### 7.2.4.2. Проверочный расчет гибкого колеса на усталостную прочность

Коэффициент запаса по усталостной прочности гибкого колеса вычисляется по формуле

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \geq [S_\sigma],$$

где  $\sigma_{-1}$  – см. табл. 7.2;

$\sigma_a$  – амплитуда знакопеременных напряжений в опасном сечении с учетом нормальных и касательных напряжений,

$$\sigma_a = \frac{A_\sigma (w_0 + \delta_{\text{деф}}) \cdot ES_1 k_g k_\sigma}{i_{f1}^2} \sqrt{1 + 1,9 \cdot \left( \frac{A_\tau d_1}{A_\sigma l} + \frac{T_H \cdot \mu \cdot 10^3}{A_\sigma (w_0 + \delta_{\text{деф}}) \cdot ES_1^2} \right)^2};$$

$A_\sigma, A_\tau$  – коэффициенты, зависящие от формы деформации гибкого колеса, причем  $A_\sigma = 7$ ,  $A_\tau = 2$ ;

$k_g$  – коэффициент увеличения напряжений в зоне минимального радиуса переходной кривой,

$$k_g = 1 + \frac{0,5 + \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2 \cdot S_1} \cdot T_H \cdot \mu \cdot \left( 1 + \frac{T_H \cdot \mu \cdot n_0^2}{38 \cdot 10^4 \cdot d_1^2} \right)}{A_\sigma \cdot \frac{w_0 + \delta_{\text{деф}}}{m \cdot k_z} \cdot \sqrt{\frac{R_3}{m}}};$$

$R_3$  – минимальный радиус переходной кривой зуба,

$$R_3 = \frac{m \cdot (h_a^* + c^* - x_1 - \rho_f^*)^2}{h_a^* + c^* - x_1 - \rho_f^* + 0,5 \cdot z_1} + \rho_f^* \cdot m;$$

$\rho_f^*$  – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой:

$$\rho_f^* = 0,4 \text{ при } m > 0,5 \text{ и } \rho_f^* = 0,33 \text{ при } m \leq 0,5;$$

$k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений,

$$k_\sigma = \frac{\alpha_\sigma \cdot \vartheta_\sigma}{F(\varepsilon_\infty, b_w/G, \vartheta_\sigma)};$$

$$F(\varepsilon_\infty, b_w/G, \vartheta_\sigma) = \varepsilon_\infty + (1 - \varepsilon_\infty) \cdot \left( \frac{b_w}{88,3 \cdot G_0} \right)^{-\vartheta_\sigma};$$

$\alpha_\sigma$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений,

$$\alpha_\sigma = 1 + 0,7 \cdot \left( \frac{1}{\frac{S_{\text{вп}}}{P_f} + 0,05} + \frac{1}{\frac{2 \cdot R_3}{d_{a1} - d_{f1}} + 0,05} \right) \cdot \sqrt{\frac{S_1}{i_1}};$$

$\frac{S_{\text{вп}}}{P_f}$  – отношение эффективной ширины впадины к шагу зубьев на диаметре впадин гибкого колеса,

$$\frac{S_{\text{вп}}}{P_f} = 0,5 - \frac{z_1}{\pi} \cdot \left[ \left( \frac{2 \cdot x_1}{z_1} + 1 \right) \cdot \text{tga} - \alpha - \text{tga}_f + \alpha_f + \frac{0,9 \cdot R_3}{d_{\text{fl}}} \right],$$

$$\alpha_f = \arccos(m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha / d_{\text{fl}});$$

– коэффициенты:  $\varepsilon_\sigma = 1$ ,  $\varepsilon_\infty = 0,5$ ,  $\vartheta_\sigma = 0,08$ ;

$G_0$  – градиент напряжений,

$$G_0 = 0,031 \cdot \left( \frac{1}{R_3 + 0,05} + \frac{1}{\frac{S_{\text{вп}}}{P_f}} \right) \cdot \sqrt{\frac{d_1}{S_1}}$$

При невыполнении условия прочности следует применить материал с более высокими механическими характеристиками или увеличить диаметр гибкого колеса и повторить проверочные расчеты.

#### 7.2.4.3. Проверочный расчет гибкого подшипника на заданный ресурс и надежность

Вероятность безотказной работы гибкого подшипника вычисляется по формуле

$$P_{\text{вер}} = \exp \left[ \ln(0,9) \cdot \left( \frac{C}{C_{\text{ТР}}} \right)^{4,5} \right] \cdot 100\%$$

где  $C_{\text{ТР}}$  – требуемая динамическая грузоподъемность гибкого подшипника, Н;

$C$  – динамическая грузоподъемность выбранного гибкого подшипника, Н.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника вычисляется по формуле

$$C_{\text{ТР}} = V \cdot F_R \cdot K_B \cdot K_T \cdot \left( \frac{60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_0}{10^6} \right)^{1/3}$$

где  $V$  – коэффициент вращения;  $V = 1$  при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки;

$F_R$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н,

$$F_R = K_R \cdot \frac{10^3 \cdot T_H \cdot \mu}{d_1};$$

$K_R$  – коэффициент радиальной нагрузки;

$K_B$  – коэффициент безопасности, учитывающий динамическую нагрузку;

$K_T$  – температурный коэффициент, вводимый при температуре более 100°C.

При расчетах гибкого подшипника принимают

$$V \cdot K_R \cdot K_B \cdot K_T = 0,78.$$

Динамическую грузоподъемность гибкого подшипника определяют по формулам:

$$C = 50 \cdot (\cos \alpha_{\Pi})^{0.7} \cdot z_{\text{ш}}^{2/3} \cdot a_{\text{ш}}^{-1.2} \quad \text{при } d_1 < 280 \text{ мм,}$$

$$C = 50 \cdot (\cos \alpha_{\Pi})^{0.7} \cdot z_{\text{ш}}^{2/3} \cdot 3.647 \cdot d_1^{1.4} \quad \text{при } d_1 > 280 \text{ мм,}$$

где  $\alpha_{\Pi}$  — угол контакта в подшипнике; принимают  $\cos \alpha_{\Pi} = 0,98$ .

В силовых передачах общего назначения вероятность безотказной работы гибкого подшипника должна быть не менее 90 %, а в приводах летательных аппаратов — не менее 99 %. При невыполнении этого условия следует перейти к большему типоразмеру подшипника.

#### 7.2.4.4. Проверка работоспособности волновой зубчатой передачи при кратковременных перегрузках

Условие отсутствия проскока генератора волн при кратковременных перегрузках передачи:

$$\left( \frac{T_{\text{ПР}}}{T_{\text{max}}} \right) \geq 1,3 \dots 1,5, \quad (7.6)$$

где  $T_{\text{max}}$  — наибольший вращающий момент на тихоходном валу передачи;

$T_{\text{ПР}}$  — предельный вероятный момент по упругой податливости звеньев.

Наибольший вращающий момент вычисляется по формуле

$$T_{\text{max}} = \beta_1 \cdot T_{\text{H}},$$

где  $T_{\text{H}}$  — см. п. 7.2.3 и табл. 1.6;

$\beta_1$  — кратность кратковременных перегрузок в приводе.

При отсутствии в техническом задании данных о кратковременных перегрузках в приводе их величина определяется динамическими характеристиками двигателя при пуске, и коэффициент  $\beta_1$  определяется по формуле (1.4).

Предельный вероятный момент по упругой податливости звеньев определяется по формуле

$$T_{\text{ПР}} = \frac{\left[ (w_0 + \delta_{\text{деф}}) - 0,9mk_z - \Delta_{\text{вер}} + 0,64h_{\text{д вер}} \right] \cdot \left( 1,75 - \frac{0,007d_1}{S_3} \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{l}{d_1}}}{100 \cdot \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{(h_{\text{д вер}} / m)^2} + \frac{\delta_0 + \Delta_{\text{Л.0}}}{M_0}},$$

где  $\Delta_{\text{вер}}$  — вероятный боковой зазор в зацеплении, мм,

$$\Delta_{\text{вер}} = \left[ 27 + 6,8 \cdot \sqrt{d_1} + 0,029(d_1 - 40) - (\delta_{\text{вер}} + \delta_{\text{изн}}) \cdot 10^3 \right] \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot \text{tg } 20^\circ;$$

$h_{d \text{ вер}}$  – вероятная глубина захода зубьев, мм,

$$h_{d \text{ вер}} = h_d - 1,6 \cdot TD + \delta_{\text{деф}} + \delta_{\text{вер}} / 2;$$

$\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты податливости гибкого и жесткого колес:

$$\alpha_1 = \frac{130 \cdot b_w}{d_1^2 \cdot S_2 \cdot G}, \quad \alpha_2 = \frac{34}{d_1 \cdot b_2 \cdot E} \cdot \left( \frac{r_2}{h_2} \right)^3;$$

$E, G$  – модули упругости первого и второго рода; для стальных колес  
 $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа,  $G = 0,8 \cdot 10^5$  МПа;

$r_2, h_2$  – средний радиус и толщина обода жесткого колеса, мм:

$$r_2 = \frac{d_{r2} + 2 \cdot S + d_{a2}}{4}, \quad h_2 = \frac{d_{r2} + 2 \cdot S - d_{a2}}{2};$$

$\delta_0$  – податливость генератора волн, мм,

$$\delta_0 = \frac{57}{10^5} \cdot 3 \sqrt{\frac{d_1}{z_m^2 \cdot d_m}};$$

$\Delta_{L0}$  – радиальное биение генератора волн, мм,

$$\Delta_{L0} = 0,0035 \cdot \sqrt{d_1};$$

$M_0$  – момент масштаба, Нм,

$$M_0 = (0,025 - z_1 \cdot 10^{-5}) \cdot d_1^2 / 100.$$

При невыполнении условия (7.6) необходимо уменьшить значение коэффициента перегрузок  $\beta_1$  или принять больший типоразмер гибкого подшипника и повторить расчет по п. 7.2.4.

### 7.2.5. Тепловой расчет волнового редуктора

Тепловой расчет редуктора проводится после выполнения компоновки и определения конфигурации и размеров корпуса. Методика расчета изложена в разд. 6.6.



## 8. СМАЗЫВАНИЕ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

### 8.1. Смазывание силовых редукторов

Основное применение для смазывания передач редукторов получила картерная система смазки: в корпус редуктора заливают масло, уровень которого обеспечивает погружение в него венцов зубчатых колес. При вращении зубчатых колес масло разбрызгивается, внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе (масляный туман), которая покрывает поверхности расположенных внутри корпуса деталей.

Картерную систему смазки применяют в интервале окружных скоростей зубчатых колес и червяков от 0,3 до 12,5 м/с. При меньших скоростях масляный туман не образуется, и передача смазывается недостаточно. При более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой, и зацепление работает при недостаточной смазке. Кроме того, заметно увеличиваются потери мощности на перемешивание масла и повышается его температура.

Потребная вязкость масла зависит от скорости колес в зацеплении и от контактного напряжения. С увеличением скорости возрастает гидродинамический эффект образования масляного клина в нагруженном контакте и улучшаются условия смазки при малой вязкости масла. С увеличением контактных напряжений возрастает опасность выдавливания смазки из зоны контакта, что требует применения масел большей вязкости.

Рекомендации по выбору кинематической вязкости масла для редукторов приведены в табл. 8.1. Для многоступенчатых редукторов вязкость масла определяется как среднее арифметическое значение вязкостей, рекомендуемых для отдельных передач.

По требуемой вязкости подбирают марку масла. Кинематические вязкости масел, которые применяются для передач зацеплением, приведены в табл. 8.2 при температуре 50 и 100°С. Номограмма зависимости кинематической вязкости масел от температуры представлена на рис. 8.1.

Глубина погружения в масло цилиндрических зубчатых колес принимается равной  $(0,5...5,0) \cdot m$ . Колеса конических зубчатых передач погружают в смазочный материал на всю длину зуба. В тихоходных ступенях многоступенчатых редукторов допустимо более глубокое погружение в масло зубчатых колес, диктуемое обычно компоновкой редуктора. Расстояние от днища корпуса до погруженного в масло быстроходного зубчатого колеса следует принимать не менее удвоенной глубины погружения его в масло.

Таблица 8.1

**Рекомендации по выбору кинематической вязкости масла  
для передач зацеплением**

Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$ , при окружной скорости колеса или скорости скольжения червяка, м/с		
	до 2	2...5	свыше 5
<b>Для зубчатых передач при 50°C</b>			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50
<b>Для червячных передач при 100°C</b>			
До 200	25	20	15
200...250	32	25	18
250...300	40	30	23

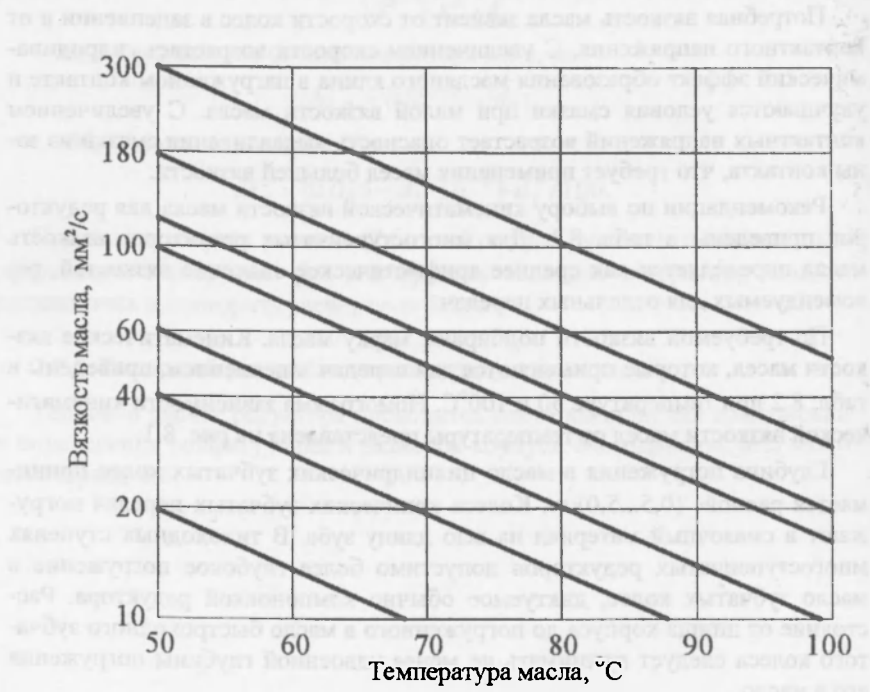


Рис. 8.1. Номограмма зависимости вязкости масел от температуры

Таблица 8.2

## Жидкие нефтяные смазочные масла

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с		Область применения
	при 50°С	при 100°С	
<i>1. Авиационные масла по ГОСТ 21 743-76</i>			
МС-14	—	14,0	Редукторы и др. узлы вертолетов. Узлы поршневых и турбовинтовых двигателей самолетов и вертолетов
МС-20, МС-20С	—	20,5	
<i>2. Трансмиссионные автотракторные масла</i>			
ТАп-14гип	—	≥14,0	Спирально-конические и цилиндрические передачи автомобилей и др. транспортных машин. Работоспособны до -30°С
ТСп-15К	—	≥16,0	
ТАД-17и	110-120	≥17,5	
ГОСТ 23 652-79			
Трансмиссионное (нигрол) ТУ 38 101 529-75:			Для промышленного оборудования: малонагруженные зубчатые передачи, включая крупногабаритные и открытые. Работоспособно: зимнее — до -20°С, летнее — до -10°С
— зимнее	—	18-22	
— летнее	—	27-34	
<i>3. Цилиндровые масла</i>			
Цилиндровое 11	—	9-13	Тяжело нагруженные механизмы и цилиндрические зубчатые передачи при малых окружных скоростях
Цилиндровое 24 (легкие) ОСТ 38 0185-75	—	20-28	
Цилиндровое 38	—	32-50	
Цилиндровое 52 (тяжелые) ГОСТ 6411-76	—	50-70	
<i>4. Для прокатных станов</i>			
ПС-28 ГОСТ 12 672-77	—	26-30	Тяжелонагруженные зубчатые передачи, редукторы прокатных станов и др. высоконагруженные механизмы
П8П ТУ 38 101 248-72	—	8,5-9,5	

Продолжение табл. 8.2

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с		Область применения
	при 50°C	при 100°C	
<i>5. Индустриальные масла общего назначения по ГОСТ 20 799-88</i>			
И-Г-А-32	29-35*	—	Мало- и средненагруженные зубчатые передачи; подшипники качения и скольжения, направляющие. Диапазон температур от -5 до +70°C
И-Г-А-46	41-51*	—	
И-Г-А-68	61-75*	—	
И-ГТ-А-100	90-110*	—	
<i>6. Индустриальные масла для высокоскоростных механизмов по ТУ 38 101 191-88</i>			
ИГП-18	16,5-20,5*	—	Высокоскоростные коробки передач, мало- и средненагруженные редукторы, червячные передачи, подшипниковые узлы
ИГП-30	28-31*	—	
ИГП-38	35-40*	—	
ИГП-49	47-51*	—	
ИГП-72	70-75*	—	Средненагруженные зубчатые и червячные редукторы, коробки скоростей и др. узлы
ИГП-91	88-94*	—	
ИГП-114	110-118*	—	
ИГП-152	147-158*	—	Высоконагруженные зубчатые и червячные передачи коробок скоростей, редукторов и др. узлов
ИГП-182	175-190*	—	
<i>7. Индустриальные масла редукторные по ТУ 38 101 451-78</i>			
ИРп-40	36-44	—	Зубчатые передачи редукторов промышленного оборудования, работающие при средних и высоких нагрузках; циркуляционные системы смазки различных механизмов
ИРп-75	72-80	—	
ИРп-150	140-160	—	

*Примечание:* Значения вязкостей масел, отмеченные знаком \*, даны при температуре 40°C.

В червячных передачах при нижнем расположении червяка, рекомендуем при скорости скольжения до 10 м/с, глубина погружения его в масло должна быть равна высоте витка. При верхнем или вертикальном расположении червяка смазывание зацепления обеспечивается погружением червячного колеса на глубину не менее высоты его зуба и не более одной трети радиуса колеса.

В двухступенчатых редукторах при скорости в зацеплении тихоходной передачи от 1 м/с и выше достаточно погружать в масло колесо тихоходной ступени. При меньшей скорости в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней.

Подшипники вала редуктора при горизонтальном расположении смазываются, как правило, разбрызгиванием тем же маслом, что и передачи. Подшипники вертикальных валов устанавливают в стаканах, закрывают от попадания в них жидкой смазки и смазывают пластичной смазкой. В противном случае, нижний подшипник, вращаясь в жидкой смазке, создает большие гидравлические потери, а верхний подшипник имеет неудовлетворительные условия смазки.

Минимальный объем смазки в редукторе назначают в пределах 0,3...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности. Меньшие значения принимают для зубчатых передач, большие – для червячных передач, обладающих большей теплонапряженностью.

## **8.2. Смазывание редукторов кинематического назначения и открытых силовых передач**

Редукторы кинематического назначения и открытые силовые передачи смазывают, как правило, пластичной смазкой. В редуктор пластичная смазка закладывается при сборке на одну треть свободного объема корпуса. Открытые передачи смазывают периодически нанесением смазки на зубья.

Наибольшее распространение имеют смазочные материалы, приведенные в табл. 8.3.

Таблица 8.3

## Пластичные антифрикционные смазки

Марка смазки	Область применения
<i>1. Кальциевые смазки</i>	
Солидол синтетический С по ГОСТ 4366-76	Относительно грубые узлы трения машин, транспортных средств, сельхозтехники, шарнирных соединений и т.п.
Солидол жировой Ж по ГОСТ 1033-79	Водостойкие. Температурный диапазон от -20 до +65 С
Графитная УСсА по ГОСТ 3333-80	Узлы трения грубых тяжело нагруженных тихоходных механизмов: открытые зубчатые передачи, подвески тракторов и т.п. Температурный диапазон от -20 до +65 С
<i>2. Комплексные кальциевые смазки</i>	
Униол-2 по ГОСТ 23 510-79	Узлы трения металлургического и горно-обогатительного оборудования с системами централизованной подачи смазки. Влагостойкая. Повышенные противозадирные свойства. Температурный диапазон от -10 до +160 С
ЦИАТИМ-221 по ГОСТ 9433-80	Для смазывания сопряженных поверхностей «металл-резина» и «металл-металл», подшипников качения с частотой вращения до 10 тыс. мин <sup>-1</sup> . Гигроскопична. Работоспособна при давлении до 5 мм рт. ст. Температурный диапазон от -60 до +150 С
ВНИИНП-207 по ГОСТ 19 774-74	Подшипники качения электромашин с частотой вращения до 10 тыс. мин <sup>-1</sup> . Длительно работоспособна при давлении до 5 мм рт. ст. Температурный диапазон от -60 до +200 С

Продолжение табл. 8.3

Марка смазки	Область применения
<i>3. Литиевые смазки</i>	
ЦИАТИМ-201 по ГОСТ 6267-74	Узлы трения, работающие при невысоких нагрузках. Не применять при длительном контакте с водой. Работоспособна при давлении до 5 мм рт. ст. Температурный диапазон от -60 до +90 С
ЭРА (ВНИИНП-286М) по ТУ 38 401 311-80	Электромеханизмы и редукторы систем управления; подшипники качения и скольжения. Работоспособна при давлении до 5 мм рт. ст. Температурный диапазон от -60 до +120 С
Литол-24 по ГОСТ 21 150-87	Основные узлы трения колесных и гусеничных транспортных машин, промышленных электромеханизмов. Многоцелевая водостойкая смазка. Температурный диапазон от -40 до +120 С
Фиол-2М по ТУ 38 101 233-75	Зубчатые передачи, подшипники качения и скольжения промышленных машин. Хорошие противоизносные и противозадирные свойства. Влагостойкая. Температурный диапазон от -40 до +130 С
ВНИИНП-274 по ГОСТ 19 337-73	Малогабаритные редукторы и подшипники приборов с частотой вращения до 30 тыс. мин <sup>-1</sup> . Работоспособна при давлении до 5 мм рт. ст. Температурный диапазон от -60 до +250 С
<i>4. Смазки на органических и неорганических загустителях</i>	
ВНИИНП-246 по ГОСТ 18 852-73	Маломощные зубчатые передачи, подшипники качения и скольжения. Работоспособна при давлении до 10 <sup>-7</sup> мм рт. ст. Температурный диапазон от -80 до +160 С
ВНИИНП-231 по ТУ 38 101 1220-89	Закрытые червячно-винтовые механизмы, подшипники качения и скольжения с небольшой скоростью движения. Работоспособна при давлении до 5 мм рт. ст. Температурный диапазон от -60 до +250 С

## 9. КОМПЛЕКС ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ РАЗНОИМЕННЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ПЕРЕДАЧ

### 9.1. Комплекс параметров для контроля цилиндрических зубчатых колес

Для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев прямозубых и косозубых зубчатых колес с внешними и внутренними зубьями цилиндрических, планетарных и волновых зубчатых передач используют один из следующих комплексов:

- длина общей нормали  $W$ ;
- постоянная хорда зуба  $\bar{s}_c$  и высота до постоянной хорды  $\bar{h}_c$ ;
- толщина по хорде зуба  $\bar{s}_y$  и высота до хорды  $\bar{h}_{ay}$ ;
- торцовый размер по роликам (шарикам)  $M$  и диаметр ролика (шарика)  $D$ .

Контроль длины общей нормали  $W$  показан на рис. 9.1. Используется свойство эвольвенты: нормаль  $W$  к разноименным профилям зубьев касательна к основной окружности  $d_b$  зубчатого колеса. Таким образом, при охвате мерительным инструментом нескольких зубьев длина линии  $W$ , соединяющей точки контакта его губок с разноименными профилями зубьев, постоянна и не зависит от положения этих точек на зубьях.

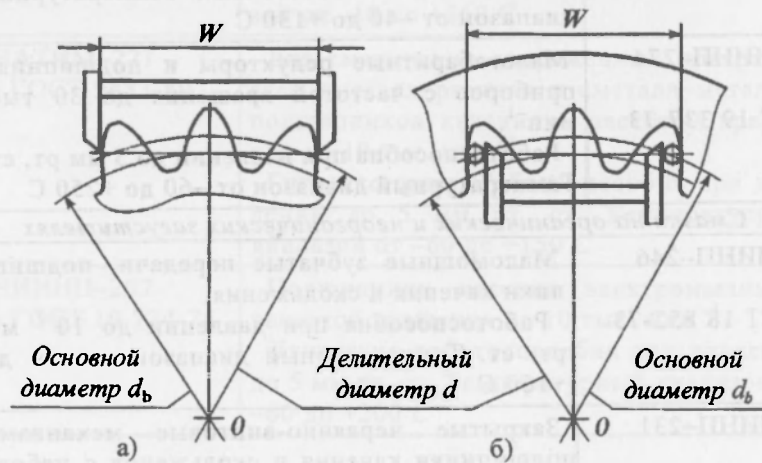


Рис. 9.1. Контроль длины общей нормали:  
а) зубчатое колесо с внешними зубьями;  
б) зубчатое колесо с внутренними зубьями



Этот метод довольно прост, доступен и не требует точного изготовления диаметра вершин зубьев зубчатых колес. Поэтому контроль взаимного положения разноименных профилей зубьев по длине общей нормали  $W$  широко применяется для зубчатых колес с модулем  $m > 2,5$  мм и делительным диаметром до 1000 мм.

Длина общей нормали каждого из зубчатых колес вычисляется по формуле

$$W = [\pi \cdot (z_w - 0,5) + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t] \cdot m_n \cdot \cos \alpha,$$

где  $z_w$  — округленное до ближайшего целого числа значение  $z_{wr}$ ;

$z_{wr}$  — расчетное число зубьев в длине общей нормали зубчатого колеса с внешними зубьями или расчетное число впадин в длине общей нормали зубчатого колеса с внутренними зубьями, вычисляемое по формуле

$$z_{wr} = \frac{z}{\pi} \cdot \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos \beta_b} - \frac{2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5;$$

$z$  — число зубьев рассчитываемого зубчатого колеса;

$x$  — коэффициент смещения инструмента при нарезании рассматриваемого зубчатого колеса;

$\alpha$  — угол профиля зуба в нормальном сечении, градус: для зубчатых колес с исходным контуром по ГОСТ 13 755-81 (эвольвентные зубчатые колеса с модулем  $m_n \geq 1$  мм) и с исходным контуром по ГОСТ 9587-81 (эвольвентные зубчатые колеса с модулем  $m_n < 1$  мм)  $\alpha = 20^\circ$ ;

$\alpha_t$  — угол профиля в торцовом сечении, градус, определяемый из выражения

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

$\beta$  — угол наклона линии зубьев зубчатого колеса на делительном цилиндре, градус;

$\operatorname{inv} \alpha_t$  — эвольвентный угол профиля зуба в торцовом сечении,

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t;$$

$\alpha_x$  — угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра  $d_x = d + 2 \cdot m_n \cdot x$ , определяемый из выражения

$$\cos \alpha_x = \frac{z \cdot \cos \alpha_t}{z + 2 \cdot x \cdot \cos \beta};$$

$d$  – делительный диаметр зубчатого колеса, мм,

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta};$$

$m_n$  – нормальный модуль зубьев, мм.

Для косозубых зубчатых колес должно выполняться условие

$$W < \frac{b_w}{\sin \beta_b},$$

где  $b_w$  – расчетная ширина зубчатых колес, мм;

$\beta_b$  – основной угол наклона зубьев,

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha.$$

Контроль постоянной хорды  $\bar{s}_c$  пояснен на рис. 9.2: размер  $\bar{s}_c$  контролируется на высоте  $\bar{h}_c$  от поверхности вершин зубьев. Погрешность диаметра вершин зубьев оказывает влияние на точность измерения постоянной хорды  $\bar{s}_c$ , что является недостатком этого метода. Постоянной хордой  $\bar{s}_c$  называют потому, что размеры  $\bar{s}_c$  и  $\bar{h}_c$  не зависят от числа зубьев зубчатого колеса.

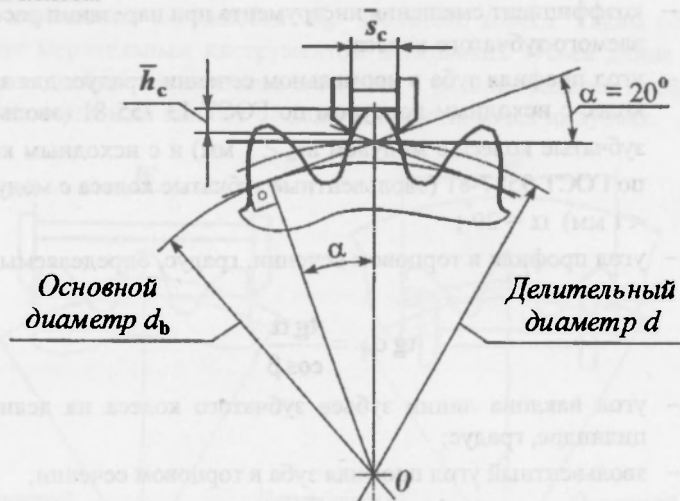


Рис. 9.2. Контроль постоянной хорды зуба

Постоянная хорда и высота до постоянной хорды вычисляются по формулам:

$$\bar{s}_c = \left( \frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha \pm x \cdot \sin 2\alpha \right) \cdot m_n,$$

$$\bar{h}_c = 0,5 \cdot (|d_a - d| - \bar{s}_c \cdot \operatorname{tg} \alpha),$$

где  $d_a$  – диаметр вершин зубьев, мм.

В формуле для вычисления  $\bar{s}_c$  знак «+» относится к зубчатым колесам с внешними зубьями и знак «-» к зубчатым колесам с внутренними зубьями.

Контроль *толщины зуба по хорде*  $\bar{s}_y$  отличается от контроля по постоянной хорде тем, что измерения проводятся на произвольном диаметре  $d_y$ .

Толщина по хорде на заданном диаметре  $d_y$  вычисляется по формуле

$$\bar{s}_y = d_y \cdot \frac{\sin \psi_{yv}}{\cos^2 \beta_y}$$

и высота до хорды

$$\bar{h}_{ay} = 0,5 \cdot \left[ |d_a - d_y| \pm \frac{d_y}{\cos^2 \beta_y} \cdot (1 - \cos \psi_{yv}) \right],$$

где  $\psi_{yv}$  – половина угловой толщины зуба эквивалентного зубчатого колеса, соответствующего концентрической окружности диаметра

$$\frac{d_y}{\cos^2 \beta_y} \text{ и вычисляемая по формуле } \psi_{yv} = \frac{s_{ty}}{d_y} \cdot \cos^2 \beta_y;$$

$s_{ty}$  – окружная толщина зуба на диаметре  $d_y$ , вычисляемая по формуле

$$s_{ty} = \left( \frac{\pi \pm 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z} + (\operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_y) \right);$$

$\beta_y$  – угол наклона линии зубьев соосной цилиндрической поверхности диаметра  $d_y$ , определяемый из выражения

$$\operatorname{tg} \beta_y = \frac{d_y}{d} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

В формуле для вычисления  $s_{ty}$  знак «+» относится к зубчатым колесам с внешними зубьями и знак «-» к зубчатым колесам с внутренними зубьями.

Контроль по постоянной хорде и по хорде на заданном диаметре требует точного изготовления диаметра вершин зубьев зубчатых колес и жесткого допуска на величину радиального биения, так как толщина зуба за-

висит от высоты до хорды. Поэтому такие методы контроля применяют ограниченно, например, при контроле узких косозубых зубчатых колес, когда измерить длину общей нормали невозможно, а также для крупногабаритных зубчатых колес.

Контроль зубьев по роликам (шарикам) приведен на рис. 9.3: измеряется размер  $M$  между роликами или шариками диаметром  $D$ , помещенными между диаметрально расположенными зубьями.

Рекомендуется принимать диаметр ролика или шарика пропорционально модулю:

- $D \approx 1,7 \cdot m_n$  - для зубчатых колес с внешними зубьями;
- $D \approx 1,5 \cdot m_n$  - для зубчатых колес с внутренними зубьями.

Для контроля используют стандартные ролики по ГОСТ 2475-88 и шарики по ГОСТ 3722-81. Контроль зубчатых колес с внутренними зубьями проводится только по шарикам.

Размер  $M$  между роликами (шариками) при известном их диаметре  $D$  вычисляется по формулам, мм:

- при четном числе зубьев  $M = d_D \pm D$ ;
- при нечетном числе зубьев  $M = \bar{a}_D \cdot \cos \frac{90^\circ}{z} \pm D$ ,

где  $\bar{a}_D$  - диаметр концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика (шарика),

$$d_D = \bar{a} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_D};$$

$\alpha_D$  - угол профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика (шарика), определяемый из выражения

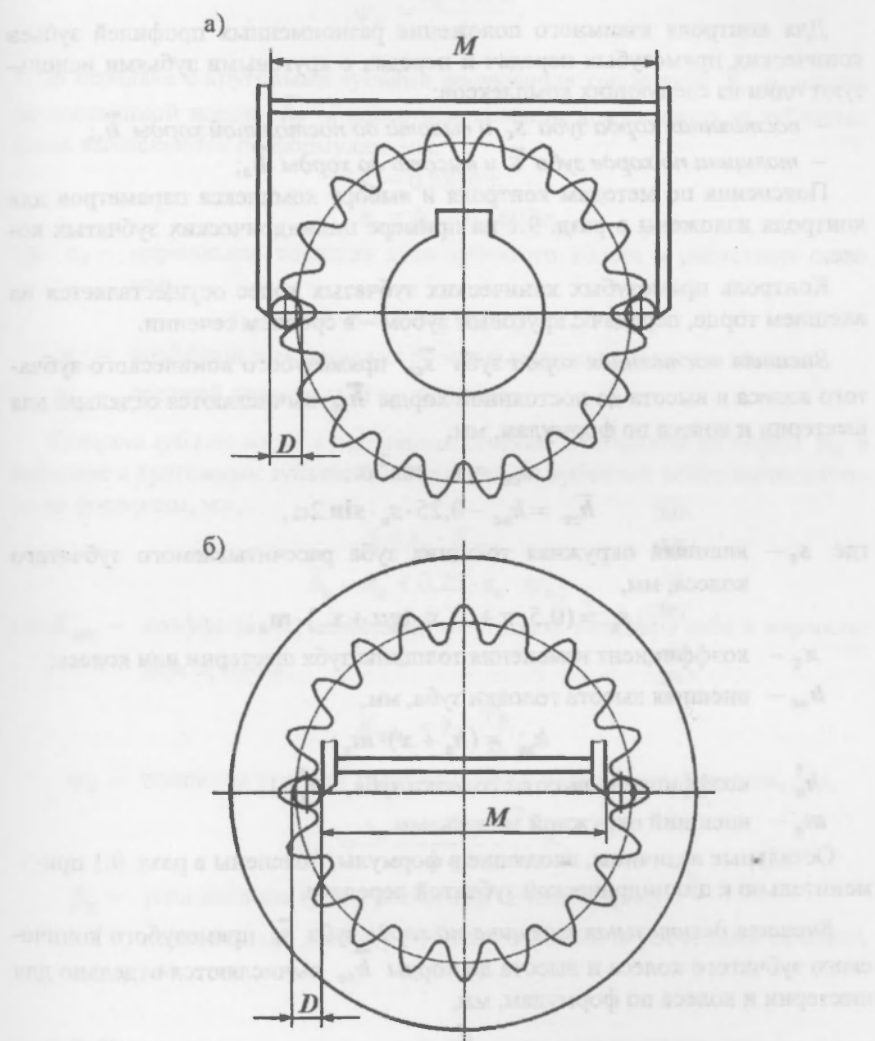
$$\text{inv } \alpha_D = \pm \frac{D}{z \cdot m_n \cdot \cos \alpha} + \frac{2 \cdot x \cdot \text{tg } \alpha \mp \frac{\pi}{z}}{2} + \text{inv } \alpha;$$

$$\text{inv } \alpha_D = \text{tg } \alpha_D - \alpha_D.$$

В формулах для вычисления  $M$  и  $\text{inv } \alpha_D$  верхний знак относится к зубчатым колесам с внешними зубьями и нижний знак - к зубчатым колесам с внутренними зубьями.

Контроль по роликам (шарикам) имеет основное применение для мелкомодульных зубчатых колес, так как другие методы контроля для мелких зубьев неудобны. Кроме того, этот метод широко используют в массовом производстве при модуле  $m_n > 1$  мм для контроля по предельным калибрам вместо универсальных мерительных средств.

Комплекс показателей точности выбирается заводом-изготовителем в соответствии с его технологическими возможностями.



**Рис. 9.3. Контроль зубьев по роликам (шарикам):**

**а) зубчатое колесо с внешними зубьями;**

**б) зубчатое колесо с внутренними зубьями**

## 9.2. Комплекс параметров для контроля конических зубчатых колес

Для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев конических прямозубых передач и передач с круговыми зубьями используют один из следующих комплексов:

- постоянная хорда зуба  $\bar{s}_e$  и высота до постоянной хорды  $\bar{h}_e$ ;
- толщина по хорде зуба  $\bar{s}$  и высота до хорды  $\bar{h}_a$ ;

Пояснения по методам контроля и выбору комплекса параметров для контроля изложены в разд. 9.1 на примере цилиндрических зубчатых колес.

Контроль прямозубых конических зубчатых колес осуществляется на внешнем торце, передач с круговым зубом – в среднем сечении.

Внешняя постоянная хорда зуба  $\bar{s}_{ce}$  прямозубого конического зубчатого колеса и высота до постоянной хорды  $\bar{h}_{ce}$  вычисляются отдельно для шестерни и колеса по формулам, мм,

$$\begin{aligned} s_{ce} &= s_e \cdot \cos^2 \alpha, \\ h_{ce} &= h_{ae} - 0,25 \cdot s_e \cdot \sin 2\alpha, \end{aligned}$$

где  $s_e$  – внешняя окружная толщина зуба рассчитываемого зубчатого колеса, мм,

$$s_e = (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_\tau) \cdot m_e;$$

$x_\tau$  – коэффициент изменения толщины зуба шестерни или колеса;

$h_{ae}$  – внешняя высота головки зуба, мм,

$$h_{ae} = (h_a^* + x) \cdot m_e;$$

$h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба,  $h_a^* = 1$ ;

$m_e$  – внешний окружной модуль, мм.

Остальные величины, входящие в формулы, пояснены в разд. 9.1 применительно к цилиндрической зубчатой передаче.

Внешняя делительная толщина по хорде зуба  $\bar{s}_e$  прямозубого конического зубчатого колеса и высота до хорды  $\bar{h}_{ae}$  вычисляются отдельно для шестерни и колеса по формулам, мм,

$$\begin{aligned} s_e &= \frac{d_e}{\cos \delta} \cdot \sin \psi_e, \\ \bar{h}_{ae} &= h_{ae} + 0,25 \cdot s_e \cdot \psi_e, \end{aligned}$$

где  $d_e$  – внешний делительный диаметр рассматриваемого зубчатого колеса, мм;

$\delta$  – угол делительного конуса зубчатого колеса, градус;

$\psi_e$  – половина внешней угловой толщины зуба, рад,

$$\psi_e = \frac{s_e \cdot \cos \delta}{d_e}$$

В передаче с круговыми зубьями *постоянная хорда* зуба  $\bar{s}_c$  и высота до постоянной хорды  $\bar{h}_c$  в расчетном сечении для каждого из зубчатых колес вычисляются по формулам, мм,

$$\begin{aligned}\bar{s}_c &= 0,8830 s_n, \\ \bar{h}_c &= h_a - 0,1607 s_n,\end{aligned}$$

где  $s_n$  – нормальная толщина зуба зубчатого колеса в расчетном сечении,

$$s_n = (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + x_\tau) \cdot m_n;$$

$x_n$  – коэффициент смещения рассчитываемого зубчатого колеса;

$m_n$  – средний нормальный модуль, мм.

*Толщина зуба по хорде в расчетном сечении*  $\bar{s}$  и высота до хорды  $\bar{h}_a$  в передаче с круговыми зубьями для каждого из зубчатых колес вычисляются по формулам, мм,

$$\begin{aligned}\bar{s} &= s_n \cdot K_{\psi n}, \\ \bar{h}_a &= h_a + 0,25 \cdot s_n \cdot \psi_n,\end{aligned}$$

где  $K_{\psi n}$  – коэффициент, зависящий от угловой толщины зуба в нормальном сечении,

$$K_{\psi n} = 1 - \frac{\psi_n^2}{6},$$

$\psi_n$  – половина угловой толщины зуба в нормальном сечении, рад,

$$\psi_n = \frac{s_n \cdot \cos \delta \cdot \cos^2 \beta_n}{d},$$

$\beta_n$  – угол наклона зуба в расчетном сечении, градус;

$d$  – делительный диаметр зубчатого колеса в расчетном сечении, мм.

### 9.3. Комплекс параметров для контроля червячных передач

В червячной передаче для контроля взаимного положения разноименных профилей витков червяка используют один из следующих комплексов:

- делительная толщина по хорде витка  $\bar{s}_{a1}$  и высота до хорды  $\bar{h}_{a1}$ ;
- размер червяка по роликам  $M_1$  и диаметр ролика  $D$ .

Пояснения по методам контроля и выбору комплекса параметров для контроля изложены в разд. 9.1 на примере цилиндрических зубчатых колес.

Делительная толщина по хорде витка  $\bar{s}_{a1}$  и высота до хорды  $\bar{h}_{a1}$  вычисляются по формулам

$$\bar{s}_{a1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \gamma,$$

$$\bar{h}_{a1} = h_a^* \cdot m + 0,5 \cdot \bar{s}_{a1} \cdot \operatorname{tg} \left( 0,5 \cdot \arcsin \frac{\bar{s}_{a1} \cdot \sin^2 \gamma}{d_1} \right),$$

где  $m$  – осевой модуль червяка, мм;

$\gamma$  – угол подъема витка червяка на делительном цилиндре, градус;

$h_a^*$  – коэффициент высоты головки витка червяка,  $h_{a1}^* = 1$ ;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм.

При контроле червяка по роликам диаметр ролика назначают  $D \geq 1,67m$  из ряда стандартных роликов по ГОСТ 2475-88.

Размер червяка по роликам  $M_1$  вычисляют по формуле

$$M_1 = \bar{a}_1 - 0,5 \cdot \pi \cdot m \cdot \frac{\cos \gamma}{\operatorname{tg} \alpha} + D \cdot \left( \frac{1}{\sin \alpha} + 1 \right),$$

где  $\alpha$  – угол профиля витка червяка в осевом сечении, градус.



## 10. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ

Кафедрой «Основы проектирования машин» разработан пакет прикладных программ, выполняющих на ЭВМ:

- многовариантный проектный расчет различных редукторов, включающих цилиндрические, планетарные, конические, червячные и волновые зубчатые передачи;
- проектный и проверочные расчеты открытых зубчатых цилиндрических передач;
- расчет комплекса параметров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев колес цилиндрических, конических и червячных зубчатых передач.

### 10.1. Многовариантный расчет редукторов на ЭВМ

10.1.1. Перечень редукторов, рассчитываемых на ЭВМ:

- 1) *одноступенчатые редукторы*:
  - цилиндрический,
  - планетарные, выполненные по 5 различным схемам (см. табл. 4.1),
  - конический,
  - червячный,
  - волновой;
- 2) *двухступенчатые редукторы*:
  - цилиндрический по развернутой схеме с простой или раздвоенной быстроходной ступенью,
  - цилиндрический двухступенчатый соосный одно-, двух- или трехпоточный,
  - цилиндрическо-червячный,
  - червячно-цилиндрический,
  - планетарный двухступенчатый по схеме 1 (см. табл. 4.1),
  - планетарно-червячный (планетарная передача по схеме Г),
  - планетарно-волновой (планетарная передача по схеме 1),
  - коническо-цилиндрический,
  - червячный двухступенчатый,
  - волново-червячный;
- 3) *трехступенчатый планетарный редуктор* (планетарная передача выполнена по схеме 1 – см. табл. 4.1).

10.1.2. Предлагаемая программа выполняет многовариантный проектный расчет на контактную прочность:

- прямозубых, косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых передач;

- прямозубых планетарных передач с подбором чисел зубьев зубчатых колес;
- ортогональных конических передач с прямыми и круговыми зубьями;
- ортогональных червячных передач с цилиндрическими червяками.

Кроме того, программа выполняет геометрический расчет и проверку волновой зубчатой передачи с кулачковым генератором волн по ряду критериев работоспособности.

*Варьируемым параметром является:*

- в одноступенчатых цилиндрическом, планетарных и коническом редукторах – относительная ширина передачи;
- в одноступенчатом червячном и двухступенчатом червячно-волновом редукторах – материал и способ отливки червячного колеса;
- в двухступенчатых редукторах (кроме червячно-волнового) – разбивка передаточного отношения между ступенями.

**10.1.3.** Для расчета редуктора на ЭВМ *необходимо:*

- провести кинематический и силовой расчеты привода (см. разд. 1);
- выбрать материалы зубчатых и червячных колес и определить допускаемые контактные напряжения (см. разд. 2.1 и 2.2 для цилиндрических и конических передач, разд. 6.1 и 6.2 для червячных передач);
- задать ряд коэффициентов, характеризующих условия работы передач (см. п.п. 3.1.1.3 и 3.1.1.4 для цилиндрических передач, п.п. 4.2.2.3...4.2.2.6 для планетарных передач, п.п. 5.1.1.4 и 5.1.1.5 для конических передач, п. 6.3.1.1 для червячной передачи и п. 7.2.3 для волновых передач);
- подготовить необходимые исходные данные.

**Исходные данные** для расчета редукторов следующие:

1) *Цилиндрический и конический одноступенчатые редукторы:*

- передаточное отношение  $i_p$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{H\Gamma}$ , МПа;
- вид зубьев зубчатых колес (прямые, косые, шевронные – для цилиндрического редуктора; прямые, круговые – для конического редуктора);
- вид подшипников быстроходного вала (шариковые, роликовые) – только для конического редуктора.

2) *Цилиндрический двухступенчатый редуктор, выполненный по раз-  
вернутой схеме:*

- передаточное отношение  $i_p$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- допускаемые контактные напряжения в быстроходной и тихоходной передачах  $\sigma_{H\beta 1}$  и  $\sigma_{H\beta 2}$ , МПа;
- коэффициенты ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни быстроходной и тихоходной передач  $\psi_{bd1}$  и  $\psi_{bd2}$ ;
- коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов быстроходной и тихоходной передач  $K_{H\beta 1}$  и  $K_{H\beta 2}$ ;
- вид быстроходной передачи (простая, раздвоенная);
- вид зубьев зубчатых колес быстроходной и тихоходной передач (прямые, косые, шевронные).

3) *Цилиндрический двухступенчатый соосный многопоточный редуктор:*

- передаточное отношение  $i_p$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- допускаемые контактные напряжения в быстроходной и тихоходной передачах  $\sigma_{H\beta 1}$  и  $\sigma_{H\beta 2}$ , МПа;
- коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни тихоходной передачи  $\psi_{bd2}$ ;
- коэффициент, учитывавший распределение нагрузки по ширине зубчатого венца в тихоходной передаче  $K_{H\beta 2}$ ;
- количество потоков мощности (один, два или три);
- вид зубьев зубчатых колес тихоходной передачи (прямые, косые).

4) *Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор:*

- передаточное отношение  $i_p$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- допускаемые контактные напряжения в конической и цилиндрической передачах  $\sigma_{H\beta 1}$  и  $\sigma_{H\beta 2}$ , МПа;
- коэффициент ширины зубчатого венца конической передачи относительно внешнего конусного расстояния  $K_{be1}$ ;
- коэффициент ширины зубчатого венца цилиндрической передачи относительно диаметра шестерни  $\psi_{bd2}$ ;
- коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по ширине зубчатого венца конической и цилиндрической передач  $K_{H\beta 1}$  и  $K_{H\beta 2}$ ;

- вид зубьев зубчатых колес конической передачи (прямые, круговые) и цилиндрической передачи (прямые, косые, шевронные).
- 5) *Червячный одноступенчатый редуктор:*
- передаточное отношение  $i_p$ ;
  - вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
  - частота вращения быстроходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
  - ресурс редуктора  $t_r$ , ч.
- 6) *Червячный двухступенчатый редуктор:*
- передаточное отношение  $i_p$ ;
  - вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
  - частота вращения быстроходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
  - допускаемые контактные напряжения в быстроходной и тихоходной передачах  $\sigma_{H\beta 1}$  и  $\sigma_{H\beta 2}$ , МПа;
  - коэффициенты нагрузки быстроходной и тихоходной передач  $K_1$  и  $K_2$ .
- 7) *Цилиндрическо-червячный и червячно-цилиндрический редукторы:*
- передаточное отношение  $i_p$ ;
  - вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
  - частота вращения быстроходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
  - допускаемые контактные напряжения в цилиндрической и червячной передачах  $\sigma_{H\beta 1}$  и  $\sigma_{H\beta 2}$ , МПа;
  - коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни цилиндрической передачи  $\psi_{bd1}$ ;
  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца в цилиндрической передаче  $K_{H\beta 1}$ ;
  - коэффициент нагрузки червячной передачи  $K_2$ ;
  - вид зубьев зубчатых колес цилиндрической передачи (прямые, косые, шевронные).
- 8) *Все планетарные и цилиндрическо-планетарный редукторы:*
- передаточное отношение редуктора  $i_p$ ;
  - вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
  - допускаемые контактные напряжения в цилиндрической (если есть) и планетарной передачах  $\sigma_{H\beta 1}$  и  $\sigma_{H\beta 2}$ , МПа;
  - коэффициенты ширины зубчатых венцов относительно диаметра шестерни цилиндрической или планетарной передач  $\psi_{bd1}$  и  $\psi_{bd2}$ ;
  - коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов цилиндрической и (или) планетарной передач  $K_{H\beta 1}$  и  $K_{H\beta 2}$ ;

- число сателлитов  $n_w$ ;
- коэффициент распределения нагрузки между сателлитами  $\Omega$ ;
- вид зубьев зубчатых колес цилиндрической передачи (прямые, косые, шевронные) в цилиндрическо-планетарном редукторе.

9) *Планетарно-червячный редуктор:*

- передаточное отношение редуктора  $i_r$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- частота вращения быстроходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- допускаемые контактные напряжения в планетарной и червячной передачах  $\sigma_{H\beta 1}$  и  $\sigma_{H\beta 2}$ , МПа;
- число сателлитов  $n_w$ ;
- коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни планетарной передачи  $\psi_{bd1}$ ;
- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца в планетарной передаче  $K_{H\beta 1}$ ;
- коэффициент распределения нагрузки между сателлитами  $\Omega$ ;
- коэффициент нагрузки червячной передачи  $K_2$ .

10) *Волновые одно- и двухступенчатые редукторы:*

- число ступеней (одна или две);
- передаточное отношение редуктора  $i_r$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- частота вращения быстроходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- срок службы редуктора  $i_r$ , ч;
- режим работы привода (см. техническое задание);
- кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе  $\beta_1$ ;
- наружный диаметр гибкого подшипника кулачкового генератора волн быстроходной и тихоходной (если есть) передач  $D_1$  и  $D_2$ , мм.

11) *Планетарно-волновой редуктор:*

- передаточное отношение редуктора  $i_r$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- частота вращения быстроходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- допускаемые контактные напряжения в планетарной передаче  $\sigma_{H\beta 1}$ , МПа;
- число сателлитов  $n_w$ ;
- коэффициент распределения нагрузки между сателлитами  $\Omega$ ;
- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца в планетарной передаче  $K_{H\beta 1}$ .

- срок службы редуктора  $t_r$ , ч;
- режим работы привода (см. техническое задание);
- кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе  $\beta_1$ ;
- наружный диаметр гибкого подшипника кулачкового генератора волн  $D$ , мм.

12) *Волново-червячный редуктор:*

- передаточное отношение редуктора  $i_p$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм;
- частота вращения быстроходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- срок службы редуктора  $t_r$ , ч;
- режим работы привода (см. техническое задание);
- кратность кратковременных пиковых перегрузок в приводе  $\beta_1$ ;
- наружный диаметр гибкого подшипника кулачкового генератора волн  $D$ , мм.

Рассчитываются возможные по условиям сборки и по температурным условиям (для червячных и волновых передач) варианты редуктора. Определяются основные размеры передач и согласуются с действующими стандартами, проводится тепловой расчет редукторов, включающих червячные и волновые передачи, вычисляется масса редукторов. Результаты расчета печатаются на листе формата А4 в виде таблицы, включающей исходные данные и пять вариантов проектируемого редуктора, имеющих наименьшую массу.

Основным критерием выбора оптимального варианта расчета для дальнейшего проектирования обычно является масса редуктора. Задача проектировщика – дать анализ влияния варьируемого параметра на массу редуктора и построить график, наглядно иллюстрирующий это влияние.

Во многих случаях важны и другие критерии: соотношение диаметров зубчатых колес многоступенчатого редуктора, обеспечивающее смазывание передач окунанием колес в масляную ванну, КПД редуктора при длительной непрерывной работе и т.п. Поэтому окончательно оптимальный вариант редуктора выбирается студентом с учетом реальных условий работы привода.

В качестве примера на рис. 10.1 приведена зависимость массы цилиндрического двухступенчатого редуктора от соотношения передаточных чисел быстроходной и тихоходной ступеней. Оптимальным можно считать вариант редуктора с наименьшей массой. Скачкообразное изменение массы редуктора для разных вариантов расчета является следствием округления модулей и межосевых расстояний передач до дискретных стандартных значений.

Масса  
редуктора,

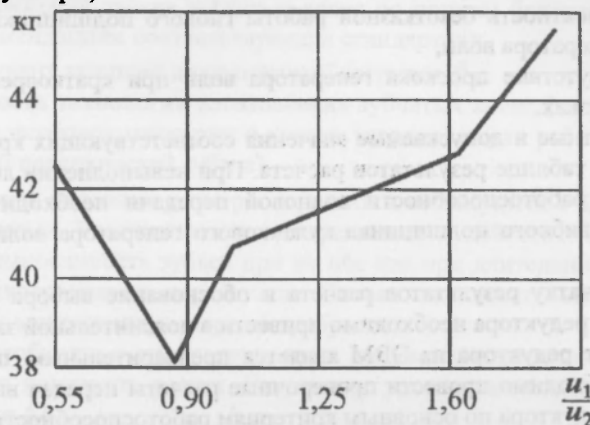


Рис. 10.1. Зависимость массы цилиндрического двухступенчатого редуктора от варьируемого параметра

В качестве другого примера на рис. 10.2 приведена зависимость массы червячного одноступенчатого редуктора от материала и способа отливки зубчатого венца червячного колеса. Оптимальным также можно считать вариант с минимальной массой.



Рис. 10.2. Зависимость массы червячного редуктора от материала венца червячного колеса

Работоспособность волновой передачи оценивается по трем критериям:

- усталостная прочность гибкого колеса,
- вероятность безотказной работы гибкого подшипника кулачкового генератора волн,
- отсутствие проскока генератора волн при кратковременных перегрузках.

Расчетные и допускаемые значения соответствующих критериев печатаются в таблице результатов расчета. При невыполнении любого из трех условий работоспособности волновой передачи необходимо увеличить диаметр гибкого подшипника кулачкового генератора волн и повторить расчет.

Распечатку результатов расчета и обоснование выбора оптимального варианта редуктора необходимо привести в пояснительной записке.

Расчет редуктора на ЭВМ является предварительным, поэтому после него необходимо провести проверочные расчеты передач выбранного варианта редуктора по основным критериям работоспособности.

## **10.2. Расчет открытых зубчатых цилиндрических передач**

Предлагаемая программа выполняет:

- расчет допускаемых напряжений для зубчатых колес;
- проектный расчет передачи на выносливость зубьев при изгибе;
- расчет геометрических характеристик передачи;
- проверочные расчеты передачи: на выносливость зубьев при изгибе, и на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Для расчета передачи на ЭВМ необходимо провести кинематический и силовые расчеты привода (см. разд. 1). Все остальные данные задаются в процессе расчета в диалоговом режиме.

*Исходные данные* для расчета следующие:

- материал и термообработка зубчатых колес;
- режим нагружения (см. техническое задание) и ресурс передачи  $t_r$ , ч;
- вращающий момент на тихоходном валу  $T$ , Нм, и частота вращения тихоходного вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- передаточное число  $u$ ;
- вид зубьев зубчатых колес (прямые, косые, шевронные) и вид зацепления (внешнее, внутреннее);
- коэффициент относительной ширины передачи  $\psi_{bd}$ ;
- число зубьев шестерни  $z_1$ ,
- коэффициенты смещения исходного контура у шестерни  $x_1$  и колеса  $x_2$ ;



- степень точности передачи по соответствующим стандартам по нормам: кинематической точности, плавности и контакта зубьев;
- вид сопряжения зубьев зубчатых колес по нормам бокового зазора (по рекомендациям соответствующих стандартов);
- коэффициент внешней динамической нагрузки  $\beta_1$ ;
- особенности технологии изготовления зубчатых колес (способы получения заготовок шестерни и колеса, шероховатость рабочей и переходной поверхностей зубьев).

Определяются основные размеры передачи и согласуются с действующими стандартами. Рассчитываются допускаемые и действительные напряжения на выносливость зубьев при изгибе как при длительной работе, так и при кратковременных перегрузках. Никаких дополнительных расчетов с помощью микрокалькулятора не требуется.

Студенту необходимо проанализировать полученные результаты и при необходимости повторить расчет. Результаты расчета печатаются на 2-х листах формата А4.

### **10.3. Расчет контрольного комплекса**

Предлагаемая программа рассчитывает контрольный комплекс для цилиндрических, конических и волновых эвольвентных зубчатых передач, а также для ортогональных червячных передач с цилиндрическим червяком. Программа выполняет:

- расчет размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев зубчатых колес или витков червяка;
- выбор допусков на контролируемый размер по соответствующему стандарту.

Реализован расчет следующих контрольных комплексов (см. разд. 9):

- для цилиндрических и волновых зубчатых передач:
  - длина общей нормали;
  - постоянная хорда зуба и высота до постоянной хорды;
  - толщина по хорде зуба и высота до хорды;
  - торцовый размер по роликам (шарикам) и диаметр ролика (шарика);
- для конических зубчатых передач:
  - постоянная хорда зуба и высота до постоянной хорды;
  - толщина по хорде зуба и высота до хорды;
- для червячных передач:
  - делительная толщина по хорде витка червяка и высота до хорды;
  - размер червяка по роликам и диаметр ролика.

*Исходные данные* для расчета контрольного комплекса следующие:

– Для цилиндрических зубчатых передач:

- модуль  $m$ , мм;
- число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ ;
- угол наклона зубьев  $\beta$ , градус;
- коэффициенты смещения исходного контура у шестерни  $x_1$  и колеса  $x_2$ ;
- межосевое расстояние  $a_w$ , мм;
- ширина зубчатого венца  $b_w$ , мм;
- вид зацепления зубчатых колес (внешнее, внутреннее);
- степень точности передачи по соответствующему стандарту по нормам: кинематической точности, плавности и контакта зубьев;
- вид сопряжения зубьев зубчатых колес по нормам бокового зазора (по рекомендациям соответствующих стандартов);
- вид исходного контура режущего инструмента (с модификацией зуба фланкированием, без модификации зуба или с протуберанцем);
- диаметры для измерения хорды зуба у шестерни  $d_{y1}$  и колеса  $d_{y2}$  – только при контроле хорды зуба на заданном диаметре.

– Для конических зубчатых передач:

- вид зубьев колес (прямые, круговые);
- модуль: внешний окружной  $m_e$  – для прямозубых колес, или средний нормальный  $m_n$  – для колес с круговыми зубьями, мм;
- межосевой угол передачи  $\gamma_n$ , градус;
- ширина зубчатого венца  $b_w$ , мм;
- коэффициенты смещения исходного контура у шестерни  $x_{e1}$  и изменения толщины зуба шестерни  $x_{r1}$ ;
- степень точности передачи по ГОСТ 1758-81 по нормам: кинематической точности, плавности и контакта зубьев;
- вид сопряжения зубьев зубчатых колес по нормам бокового зазора по ГОСТ 1758-81;

*кроме того*, для колес с круговыми зубьями задают:

- средний угол наклона зубьев  $\beta_n$ , градус;
- направление линии зуба шестерни (правое, левое);
- осевая форма зуба по ГОСТ 19 325-73 (I, II или III);
- номинальный диаметр зуборезной головки, мм.

- Для червячных передач:
  - модуль  $m$ , мм;
  - число заходов червяка  $z_1$ ;
  - число зубьев червячного колеса  $z_2$ ;
  - коэффициент диаметра червяка  $q$ ;
  - межосевое расстояние передачи  $a_w$ , мм;
  - вид червяка по ГОСТ 19 036-81 (архимедов, эвольвентный, конволлютный);
  - направление линии витка червяка (правое, левое);
  - степень точности передачи по ГОСТ 3675-81 по нормам: кинематической точности, плавности и контакта зубьев;
  - вид сопряжения червяка и червячного колеса по нормам бокового зазора зубьев по ГОСТ 3675-81.
- Для волновых зубчатых передач:
  - модуль  $m$ , мм;
  - числа зубьев гибкого  $z_1$  и жесткого  $z_2$  зубчатых колес;
  - коэффициенты смещения исходного контура у гибкого  $x_1$  и у жесткого  $x_2$  колес;
  - степень точности передачи по соответствующим стандартам по нормам: кинематической точности, плавности и контакта зубьев;
  - вид сопряжения зубьев зубчатых колес по нормам бокового зазора;
  - диаметр для измерения хорды зуба у гибкого  $d_{y1}$  и жесткого  $d_{y2}$  зубчатых колес – только при контроле хорды зуба на заданном диаметре.

*Результаты расчета* выводятся на экран дисплея или на принтер в виде таблиц параметров сопрягаемых деталей передачи для непосредственного размещения на рабочих чертежах зубчатых и червячных колес или червяков. Кроме того, печатаются дополнительные сведения о передаче, необходимые для оформления рабочих чертежей деталей.

#### 10.4. Инструкция по расчету на ЭВМ редукторов, открытой зубчатой передачи и контрольного комплекса

Предлагаемый пакет программ *реализован* для работы:

- в режиме свободного доступа в ИВЦ ЮУрГУ (ауд. 114/2, залы 1 и 2) и в ВЦ МТ-факультета (ауд. 510/3);
- на практических занятиях под руководством преподавателя в вычислительном зале кафедры «Основы проектирования машин» (ауд. 125/3).
- с лазерного диска, прилагаемого к данному учебному пособию.

При работе в режиме свободного доступа в ИВЦ ЮУрГУ или в ВЦ МТ-факультета следовать следующей инструкции:

1. Перезагрузить компьютер в режиме MS DOS. Для этого:
  - нажать одновременно клавиши <Ctrl> + <Alt> + <Del>;
  - при загрузке системы выбрать:
    - в 1 меню – строку **MS DOS 6.22**
    - во 2 меню – строку **Netware Configuration**
    - вызвать меню пользователя с помощью клавиши <F2>.
2. С помощью стрелок <↑> и <↓> выбрать в меню пользователя строку **Курсовые пакеты** и нажать клавишу <Enter>.
3. С помощью стрелок <↑> и <↓> выбрать в меню строку **Детали машин**
4. С помощью стрелок <↑> и <↓> выбрать в меню нужную программу и нажать клавишу <Enter>.
5. При вводе фамилии включить русский шрифт. Для этого нажать одновременно правую и левую клавишу <Shift>. Повторный нажим этих клавиш снова включает латинский шрифт.
6. При работе программы следовать указаниям, появляющимся в нижней части экрана.
7. По клавише <F1> можно получить необходимую помощь по подготовке и вводу исходных данных.
8. Просмотр или печать результатов – смотри меню программы.

На лазерном диске, прилагаемом к пособию, записаны предлагаемые программы а также инструкция по установке программ на жесткий диск персонального компьютера и по работе с ними.

## 11. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС, ЧЕРВЯКОВ

### 11.1. Общие требования к оформлению чертежей зубчатых и червячных колес, червяков

На изображении зубчатых и червячных колес, червяков должны быть указаны:

- размеры конструктивных элементов;
- геометрические размеры зубчатого венца.

Остальные данные, необходимые для изготовления и контроля точности изделия, указывают в таблице параметров зубчатого венца и в технических требованиях.

Таблицу параметров зубчатого венца помещают в правом верхнем углу чертежа: справа таблица примыкает к внутренней рамке чертежа, сверху – отстоит от рамки на 20 мм.

Таблица состоит из трех частей, разделенных сплошными основными линиями:

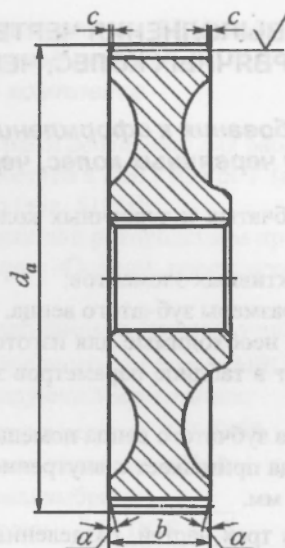
- *первая часть* содержит основные данные, необходимые для изготовления зубчатого венца;
- *вторая часть* – данные для контроля;
- *третья часть* – справочные данные.

### 11.2. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес

Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес в части указания параметров зубчатого венца устанавливает ГОСТ 2.403-75, зубчатых реек – ГОСТ 2.404-75.

На изображении зубчатого колеса должны быть указаны следующие параметры зубчатого венца (рис. 11.1):

- а) диаметр вершин зубьев  $d_a$ ;
- б) ширина венца  $b$ ;
- в) угол сектора по окружности вершин зубьев – для зубчатого сектора;
- г) фаски  $c \times \alpha$  или радиусы кривизны притупления кромок зубьев [4, с. 63];
- д) шероховатость боковых поверхностей зубьев.



**Рис. 11.1. Обязательные параметры зубчатого венца цилиндрического зубчатого колеса**

В первой части таблицы параметров зубчатого венца указывают:

- а) модуль  $m$  ;
- б) число зубьев  $z$  ;
- в) угол наклона линии зуба  $\beta$  косозубых и шевронных зубчатых колес;
- г) направление линии зуба: для косозубого зубчатого колеса – надписью «Правое» или «Левое»; для шевронного зубчатого колеса – надписью «Шевронное»;
- д) нормальный исходный контур со ссылкой на соответствующий стандарт: ГОСТ 13 755-81 – для эвольвентных зубчатых колес с модулем  $m > 1$  мм, ГОСТ 9587-81 – для эвольвентных зубчатых колес с модулем  $m < 1$  мм;
- е) коэффициент смещения  $x$  с соответствующим знаком. При отсутствии смещения следует проставлять цифру «0»;
- ж) степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по соответствующему стандарту с указанием этого стандарта:  
 ГОСТ 1643-81 – для эвольвентных зубчатых колес с модулем  $m > 1$  мм,  
 ГОСТ 9178-81 – для эвольвентных зубчатых колес с модулем  $m < 1$  мм.

Во второй части таблицы приводится комплекс параметров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

- длина общей нормали  $W$  (табл. 11.1);
- постоянная хорда зуба  $\bar{s}_c$  и высота до постоянной хорды  $\bar{h}_c$  (табл. 11.2);
- толщина по хорде зуба  $\bar{s}_y$  и высота до хорды  $\bar{h}_{ay}$  (табл. 11.3);
- торцовый размер по роликам (шарикам)  $M$  и диаметр ролика (шарика)  $D$  (табл. 11.4);

Комплекс показателей точности выбирается заводом-изготовителем в соответствии с его технологическими возможностями.

В третьей части таблицы приводят:

- а) делительный диаметр  $d$ ;
- б) число зубьев сектора – только для зубчатого сектора;
- в) при необходимости – прочие справочные данные.

Неиспользованные строки таблицы параметров исключают или перечеркивают.

Если зубчатое колесо имеет два и более венцов одного вида, то значения параметров следует указывать в таблице параметров в отдельных графах (колонках) для каждого венца. Венец и соответствующая колонка таблицы должны быть обозначены одной прописной буквой русского алфавита (табл. 11.5).

### 11.3. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес

Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес в части указания параметров зубчатого венца устанавливает ГОСТ 2.405-75.

На изображении конического зубчатого колеса должны быть указаны следующие параметры зубчатого венца (рис. 11.2):

- а) внешний диаметр вершин зубьев до притупления кромки  $d_{ae}$ ;
- б) внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромки  $d$  (при необходимости);
- в) расстояние от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев  $l_1$  и  $l_2$ ;
- г) угол конуса вершин зубьев  $\delta_e$ ;
- д) угол внешнего дополнительного конуса. Допускается указывать угол, дополняющий его до  $90^\circ$ ;

е) ширина зубчатого венца  $b$ . В случае, когда передний торец зубчатого колеса выполнен плоскосрезанным, размер ширины зубчатого венца указывают как справочный;

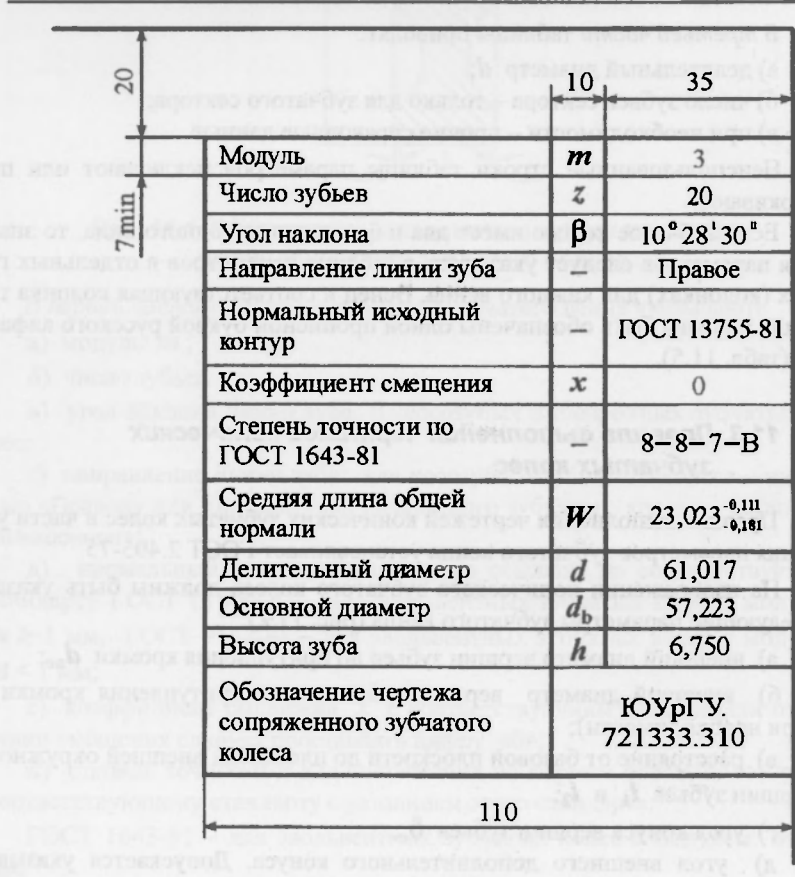
ж) базовое расстояние – расстояние от базовой плоскости до вершины делительного конуса;

з) фаски или радиусы кривизны притупления кромок зубьев;

и) положение измерительного сечения.

Таблица 11.1

Параметры зубчатого венца цилиндрического зубчатого колеса при контроле по длине общей нормали



Модуль	$m$	3
Число зубьев	$z$	20
Угол наклона	$\beta$	$10^{\circ}28'30''$
Направление линии зуба	–	Правое
Нормальный исходный контур	–	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	$x$	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	–	8–8–7–В
Средняя длина общей нормали	$W$	$23,023_{-0,181}^{+0,111}$
Делительный диаметр	$d$	61,017
Основной диаметр	$d_b$	57,223
Высота зуба	$h$	6,750
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса	ЮУрГУ. 721333.310	
110		



Таблица 11.2

■ Параметры зубчатого венца цилиндрического зубчатого колеса при контроле по постоянной хорде зуба

Модуль	$m$	3
Число зубьев	$z$	20
Угол наклона	$\beta$	$10^\circ 28' 30''$
Направление линии зуба	—	Правое
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	$x$	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	8-8-7-B
Постоянная хорда зуба	$\bar{s}_c$	$4,161_{-0,200}^{-0,100}$
Высота до постоянной хорды	$\bar{h}_c$	2,243
Делительный диаметр	$d$	61,017
Основной диаметр	$d_b$	57,223
Высота зуба	$h$	6,750
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		ЮУрГУ. 721333.310
110		

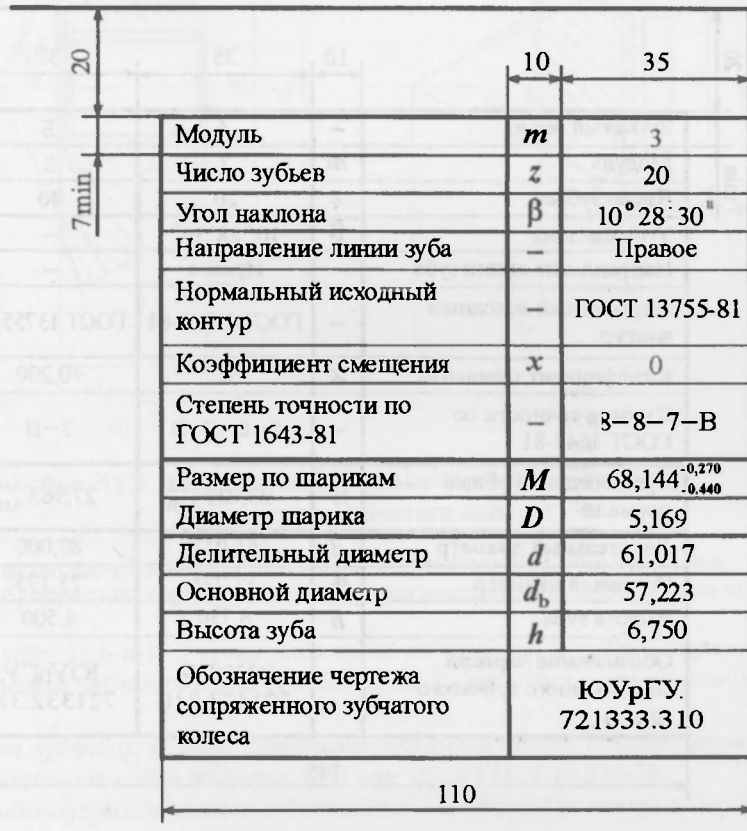
Таблица 11.3

Параметры зубчатого венца цилиндрического зубчатого колеса при контроле по хорде зуба

Модуль	$m$	3
Число зубьев	$z$	20
Угол наклона	$\beta$	$10^\circ 28' 30''$
Направление линии зуба	—	Правое
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	$x$	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	8-8-7-B
Толщина по хорде зуба	$s_y$	$4,972_{-0,200}^{+0,100}$
Высота до хорды	$h_{ay}$	3,608
Делительный диаметр	$d$	61,017
Основной диаметр	$d_b$	57,223
Измерительный диаметр	$d_y$	60,000
Высота зуба	$h$	6,750
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		ЮУрГУ: 721333.310

Таблица 11.4

Параметры зубчатого венца цилиндрического зубчатого колеса при контроле по роликам (шарикам)

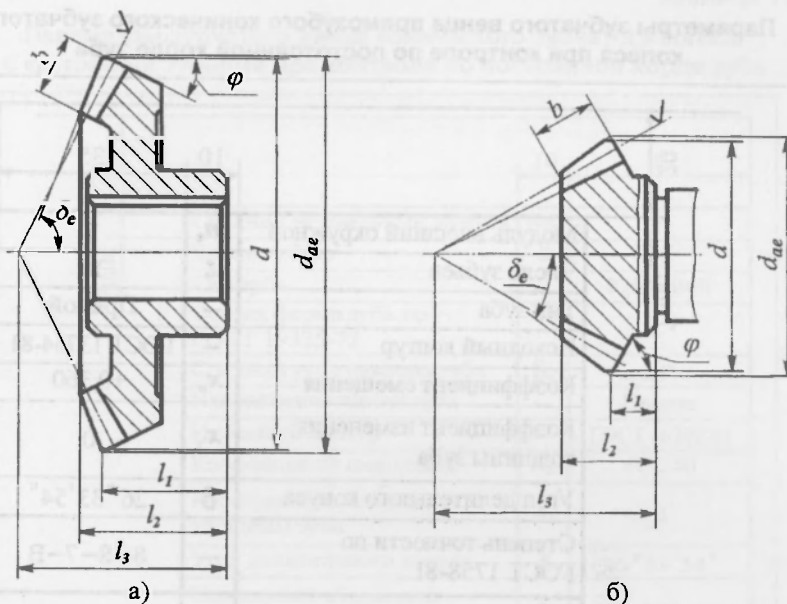


Модуль	$m$	3
Число зубьев	$z$	20
Угол наклона	$\beta$	$10^{\circ}28'30''$
Направление линии зуба	—	Правое
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	$x$	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	3-8-7-B
Размер по шарикам	$M$	$68,144_{-0,440}^{-0,270}$
Диаметр шарика	$D$	5,169
Делительный диаметр	$d$	61,017
Основной диаметр	$d_b$	57,223
Высота зуба	$h$	6,750
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса	ЮУрГУ. 721333.310	
110		

Таблица 11.5

Параметры двухвенцового цилиндрического зубчатого колеса при контроле по длине общей нормали

		10	35	35
20				
7 min				
	Зубчатый венец	—	А	Б
	Модуль	$m$	3	2
	Число зубьев	$z$	20	40
	Угол наклона	$\beta$	$10^{\circ}28'30''$	—
	Направление линии зуба	—	Правое	—
	Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	ГОСТ 13755-81
	Коэффициент смещения	$x$	0	+0,200
	Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	8-8-7-B	7-B
	Средняя длина общей нормали	$W$	$23,023_{-0,181}^{+0,11}$	$27,963_{-0,169}^{+0,109}$
	Делительный диаметр	$d$	61,017	80,000
	Основной диаметр	$d_b$	57,223	75,175
	Высота зуба	$h$	6,750	4,500
	Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		ЮУрГУ. 721433.310	ЮУрГУ. 721332.310
			145	



**Рис. 11.2. Обязательные параметры зубчатого венца конического зубчатого колеса:**

- а) передний торец зубчатого колеса выполнен с поднутрением;
- б) передний торец зубчатого колеса выполнен плоскосрезанным

В табл. 11.6 и 11.7 приведены примеры заполнения таблиц параметров конических зубчатых колес соответственно с прямыми и круговыми зубьями.

Для зубчатых колес с круговыми зубьями в строке «Осевая форма зуба» указывается одна из форм: I, II или III по ГОСТ 19 325-73.

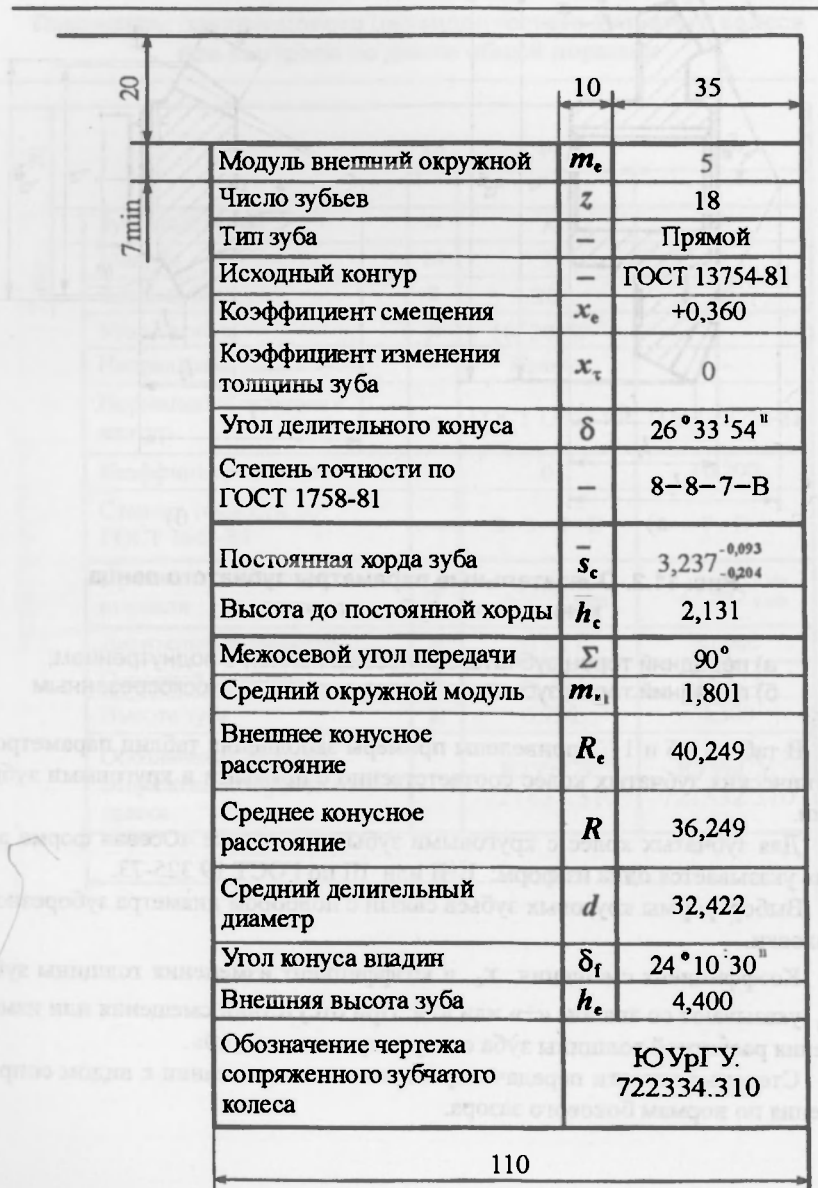
Выбор формы круговых зубьев связан с подбором диаметра зуборезной головки.

Коэффициент смещения  $x_e$  и коэффициент изменения толщины зуба  $x_t$  указывают со знаком «+» или «-». При отсутствии смещения или изменения расчетной толщины зуба следует проставлять «0».

Степень точности передачи проставляется в сочетании с видом сопряжения по нормам бокового зазора.

Таблица 11.6

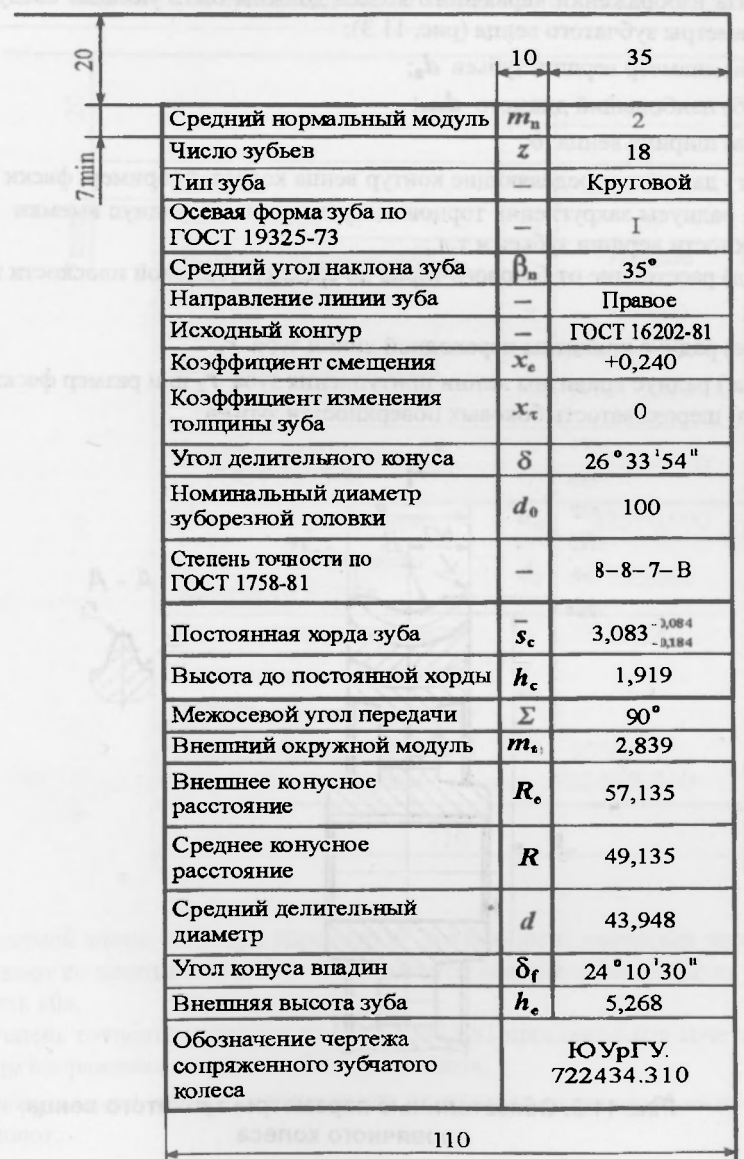
Параметры зубчатого венца прямозубого конического зубчатого колеса при контроле по постоянной хорде зуба



Модуль внешний окружной	$m_e$	5
Число зубьев	$z$	18
Тип зуба	—	Прямой
Исходный конгур	—	ГОСТ 13754-81
Коэффициент смещения	$x_e$	+0,360
Коэффициент изменения толщины зуба	$x_c$	0
Угол делительного конуса	$\delta$	$26^{\circ}33'54''$
Степень точности по ГОСТ 1758-81	—	8-8-7-B
Постоянная хорда зуба	$\bar{s}_c$	$3,237_{-0,204}^{+0,093}$
Высота до постоянной хорды	$h_c$	2,131
Межосевой угол передачи	$\Sigma$	$90^{\circ}$
Средний окружной модуль	$m_m$	1,801
Внешнее конусное расстояние	$R_e$	40,249
Среднее конусное расстояние	$R$	36,249
Средний делительный диаметр	$d$	32,422
Угол конуса впадин	$\delta_f$	$24^{\circ}10'30''$
Внешняя высота зуба	$h_e$	4,400
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		ЮУрГУ. 722334.310
		110

Таблица 11.7

Параметры зубчатого венца конического зубчатого колеса с круговыми зубьями при контроле по постоянной хорде зуба



Средний нормальный модуль	$m_n$	2
Число зубьев	$z$	18
Тип зуба	—	Круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	—	I
Средний угол наклона зуба	$\beta_n$	$35^\circ$
Направление линии зуба	—	Правое
Исходный контур	—	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	$x_e$	+0,240
Коэффициент изменения толщины зуба	$x_t$	0
Угол делительного конуса	$\delta$	$26^\circ 33' 54''$
Номинальный диаметр зуборезной головки	$d_0$	100
Степень точности по ГОСТ 1758-81	—	8-8-7-B
Постоянная хорда зуба	$\bar{s}_c$	$3,083^{+0,084}_{-0,1184}$
Высота до постоянной хорды	$h_c$	1,919
Межосевой угол передачи	$\Sigma$	$90^\circ$
Внешний окружной модуль	$m_e$	2,839
Внешнее конусное расстояние	$R_e$	57,135
Среднее конусное расстояние	$R$	49,135
Средний делительный диаметр	$d$	43,948
Угол конуса впадин	$\delta_f$	$24^\circ 10' 30''$
Внешняя высота зуба	$h_e$	5,268
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса	Ю УрГУ. 722434.310	
110		

#### 11.4. Правила выполнения чертежей червячных колес

Правила выполнения чертежей червячных колес в части указания параметров зубчатого венца устанавливает ГОСТ 2.406-76.

На изображении червячного колеса должны быть указаны следующие параметры зубчатого венца (рис. 11.3):

- а) диаметр вершин зубьев  $d_a$ ;
- б) наибольший диаметр  $d_{am}$ ;
- в) ширина венца  $b$ ;
- г) данные, определяющие контур венца колеса, например, фаски  $c \times 45^\circ$  или радиусы закругления торцовых кромок зубьев, радиус выемки  $R$  поверхности вершин зубьев и т.д.;
- д) расстояние от базового торца до средней торцевой плоскости колеса  $b/2$ ;
- е) радиус кривизны переходной линии зуба  $r_1$ ;
- ж) радиус кривизны линии притупления зуба  $r_2$  или размер фаски;
- з) шероховатость боковых поверхностей зубьев.

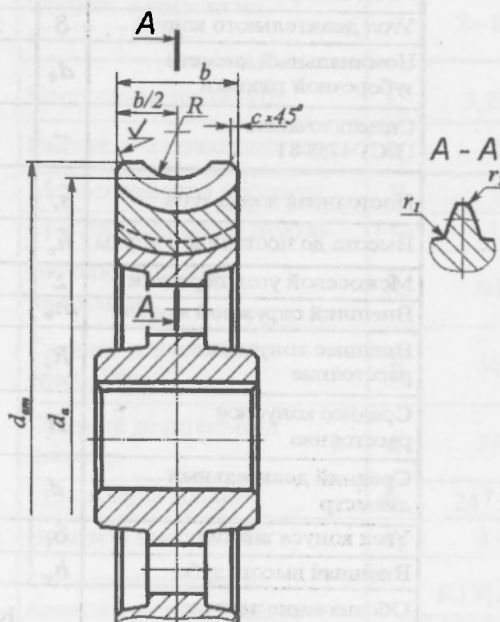


Рис. 11.3. Обязательные параметры зубчатого венца червячного колеса



Пример заполнения таблицы параметров червячного колеса приведен в табл. 11.8.

Таблица 11.8

Параметры зубчатого венца червячного колеса

Модуль	$m$	5
Число зубьев	$z_2$	39
Направление линии зуба	–	Правое
Коэффициент смещения червяка	$x$	+0,500
Исходный производящий червяк	–	ГОСТ 19036-81
Степень точности по ГОСТ 3675-81	–	8–8–7–В
Межосевое расстояние	$a_w$	125±0,090
Делительный диаметр червячного колеса	$d_2$	195,000
Вид сопряженного червяка	–	ZA
Число витков сопряженного червяка	$z_1$	1
Обозначение чертежа сопряженного червяка		ЮУрГУ. 722555.3 10
110		

В первой части таблицы параметров коэффициент смещения червяка указывают со знаком «+» или «–». При отсутствии смещения следует представлять «0».

Степень точности передачи по ГОСТ 3675-81 проставляют в сочетании с видом сопряжения по нормам бокового зазора.

Вторую часть таблицы параметров на чертеже червячного колеса не заполняют.

В третьей части таблицы межосевое расстояние указывают с предельными отклонениями по ГОСТ 3675-81.

В строке «Вид сопряженного червяка» приводится один из вариантов:

- ZA** – архимедов червяк;
- ZI** – эвольвентный червяк;
- ZN1** – конволютный червяк с прямолинейным профилем витка;
- ZN2** – конволютный червяк с прямолинейным профилем впадины;
- ZK1** – червяк, образованный конусом, ось которого образует с осью червяка угол, равный делительному углу подъема винтовой линии червяка;
- ZK2** – червяк, образованный конусом, ось которого перпендикулярна оси червяка.

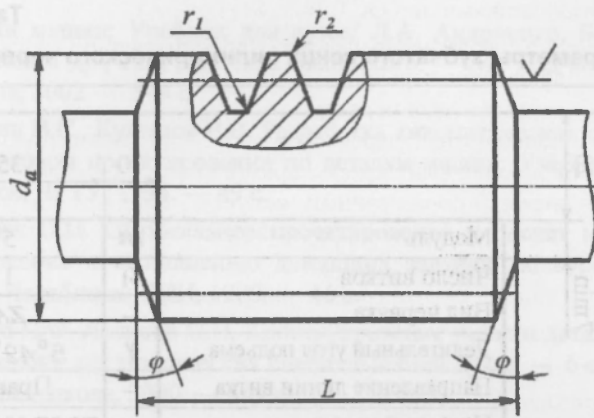
#### **11.5. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков**

Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков в части указания параметров зубчатого венца устанавливает ГОСТ 2.406-76.

На изображении цилиндрического червяка должны быть указаны следующие параметры зубчатого венца (рис. 11.4):

- а) диаметр вершин витка  $d_a$ ;
- б) длина нарезанной части червяка  $L$ ;
- в) данные, определяющие контур нарезанной части червяка, например, линейные и угловые размеры  $\phi$  фаски;
- г) радиус кривизны переходной линии витка  $r_1$ ;
- д) радиус кривизны линии притупления витка  $r_2$ ;
- е) шероховатость боковых поверхностей витка.

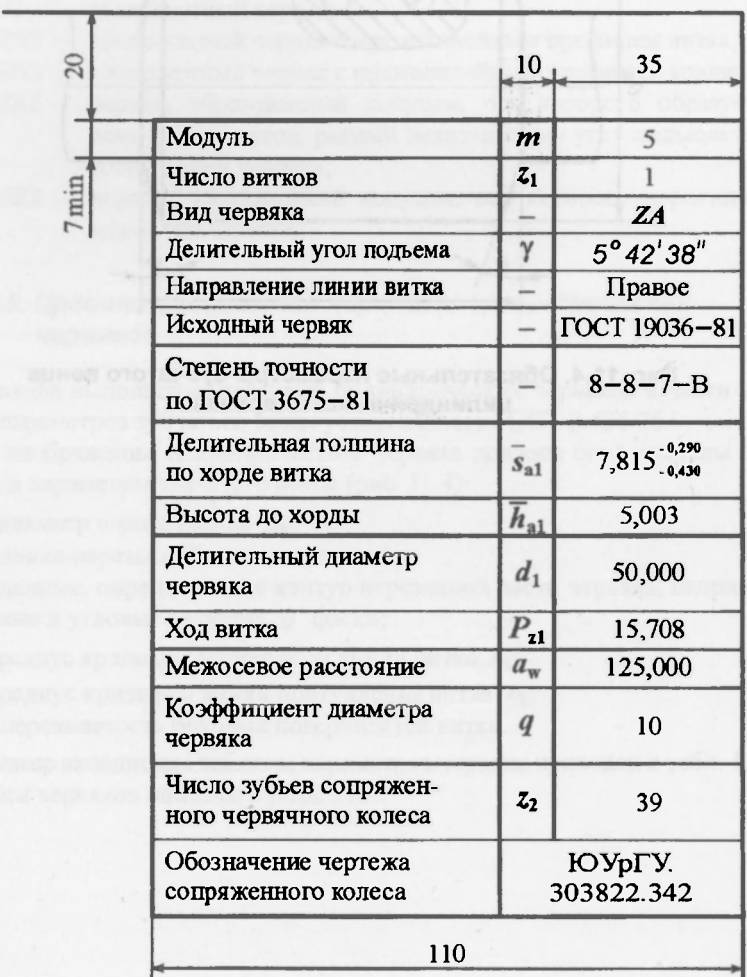
Пример заполнения таблицы параметров червяка приведен в табл. 11.9. Виды червяков описаны в разд. 11.4.



**Рис. 11.4. Обязательные параметры зубчатого венца цилиндрического червяка**

Таблица 11.9

Параметры зубчатого венца цилиндрического червяка



Модуль	$m$	5
Число витков	$z_1$	1
Вид червяка	—	ZA
Делительный угол подъема	$\gamma$	$5^\circ 42' 38''$
Направление линии витка	—	Правое
Исходный червяк	—	ГОСТ 19036-81
Степень точности по ГОСТ 3675-81	—	8-8-7-B
Делительная толщина по хорде витка	$s_{a1}$	$7,815_{-0,430}^{-0,290}$
Высота до хорды	$\bar{h}_{a1}$	5,003
Делительный диаметр червяка	$d_1$	50,000
Ход витка	$P_{z1}$	15,708
Межосевое расстояние	$a_w$	125,000
Коэффициент диаметра червяка	$q$	10
Число зубьев сопряженного червячного колеса	$z_2$	39
Обозначение чертежа сопряженного колеса	ЮУрГУ. 303822.342	
110		

## ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин: Учебник для вузов/ Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Гайнулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 544 с.
2. Березин В.С., Кулешов В.В. Разработка кинематических схем приводов при курсовом проектировании по деталям машин: Учебное пособие. — Челябинск: ЧГТУ, 1994. — 49 с.
3. Сохрин П.П. Оптимальное проектирование и расчет механизмов: Учебное пособие к выполнению домашних заданий по курсу «Детали машин». — Челябинск: ЧПИ, 1980. — 46 с.
4. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. — 6-е изд., испр. — М.: Высшая школа, 2000. — 447 с.
5. Промышленные роботы в машиностроении: Альбом схем и чертежей: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов/ Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др.; Под ред. Ю.М. Соломенцева. — М.: Машиностроение, 1987. — 140 с.
6. Курсовое проектирование механизмов РЭА: Учебное пособие для вузов по специальности «Конструирование и технология радиоэлектронных средств»/ В.В. Джамай, И.П. Плево, Г.И. Рошин и др.; Под ред. Г.И. Рошина. — М.: Высшая школа, 1991. — 246 с.
7. Алиев И.И. Электротехнический справочник. — 3-е изд., испр. и доп. — М.: ИП РадиоСофт, 2000. — 384 с.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т./ Под ред. И.Н. Жестковой. — 8-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 2001. — Т. 1. — 920 с. — Т. 2. — 900 с. — Т. 3. — 858 с.
9. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов/ С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Жозинцов и др. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1984. — 560 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов/ В.Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. — Л.: Машиностроение, 1984. — 400 с.
11. Детали машин: Атлас конструкций: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. В 2-х ч./ Б.А. Байков, В.Н. Богачев, А.В. Буланже и др.; Под ред. Д.Н. Решетова. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. — Ч. 1. — 352 с. — Ч. 2. — 296 с.

12. Руденко В.Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций. — М.: Машиностроение, 1980. — 148 с.

13. Справочное руководство по черчению/ В.Н. Богданов, И.Ф. Малевич, А.П. Верхола и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 864 с.

14. Расчет деталей машин на ЭВМ: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов/ Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, В.Д. Дудко и др.; Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. — М.: Высшая школа, 1985. — 370 с.

15. Шувалов С.А. Методические указания по расчету волновых передач на ЭВМ. — М.: Изд-во МВТУ, 1987. — 32 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	3
<b>1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ</b>	
1.1. Техническое задание на проектирование привода .....	5
1.2. Разработка кинематической схемы привода .....	6
1.3. Определение мощности на валу исполнительного механизма .....	7
1.4. Определение расчетной мощности на валу двигателя .....	8
1.5. Определение частоты вращения вала исполнительного механизма .....	10
1.6. Определение частоты вращения вала электродвигателя .....	10
1.7. Выбор электродвигателя .....	12 <sup>1</sup>
1.8. Определение передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням .....	15
1.9. Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов .....	17
<b>2. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ, ПЛАНЕТАРНЫХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ</b>	
2.1. Материалы и термообработка зубчатых колес .....	18
2.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев .....	19
2.3. Допускаемые предельные контактные напряжения .....	29
2.4. Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу .....	29
2.5. Допускаемые напряжения изгиба при действии кратковременной максимальной нагрузки .....	31
<b>3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ</b> .....	34
3.1. Закрытые цилиндрические передачи .....	34

3.1.1. Проектный расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев .....	34
3.1.2. Проверочный расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев .....	40
3.1.3. Проверочный расчет цилиндрической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу .....	45
3.1.4. Расчет зубчатой передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки .....	48
3.1.5. Расчет зубчатой передачи на прочность при изгибе максимальной нагрузкой .....	49
3.1.6. Силы в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи.....	49
<b>3.2. Открытые цилиндрические передачи</b>	
3.2.1. Проектный расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу .....	51
3.2.2. Проверочные расчеты открытой цилиндрической зубчатой передачи .....	52
3.2.3. Силы в зацеплении .....	53
<b>4. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ</b>	
<b>4.1. Кинематический и силовой расчеты планетарных передач</b>	
4.1.1. Схемы планетарных передач .....	53
4.1.2. Выбор числа сателлитов .....	55
4.1.3. Разбивка передаточного отношения многоступенчатого редуктора по ступеням .....	55
4.1.4. Выбор чисел зубьев зубчатых колес планетарной передачи .....	56
4.1.5. Уточнение передаточного отношения редуктора, КПД, мощности, вращающих моментов на валах и частот вращения валов .....	60
4.1.6. Частота вращения звеньев планетарной передачи .....	60
<b>4.2. Расчет планетарных передач на прочность</b>	
4.2.1. Этапы расчета .....	60
4.2.2. Проектный расчет закрытой планетарной зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев .....	63
4.2.3. Проверочный расчет планетарной передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев .....	72
4.2.4. Проверочный расчет планетарной передачи на выносливость зубьев по изгибу .....	76



4.2.5. Расчет планетарной передачи на прочность при действии максимальной нагрузки .....	78
<b>4.3. Определение моментов, действующих на звенья планетарной передачи.....</b>	<b>78</b>
<b>4.4. Силы в зацеплениях планетарной передачи .....</b>	<b>80</b>
<b>4.5. Конструктивные особенности планетарных редукторов</b>	
4.5.1. Конструкции водил .....	82
4.5.2. Рекомендации по проектированию опор сателлитов.....	82
4.5.3. Конструкции сателлитов на подшипниках качения .....	83
<b>5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ .....</b>	<b>85</b>
<b>5.1. Закрытые конические передачи</b>	
5.1.1. Проектный расчет закрытой конической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев.....	85
5.1.2. Проверочный расчет конической зубчатой передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев .....	93
5.1.3. Проверочный расчет конической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу .....	95
5.1.4. Проверочные расчеты конической зубчатой передачи на прочность при перегрузках.....	96
5.1.5. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи .....	97
<b>5.2. Открытые конические передачи</b>	
5.2.1. Проектный расчет открытой конической зубчатой передачи на выносливость зубьев по изгибу .....	98
5.2.2. Проверочные расчеты открытой конической зубчатой передачи на прочность .....	100
5.2.3. Силы в зацеплении .....	100
<b>6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ .....</b>	<b>101</b>
<b>6.1. Материалы червяка и червячного колеса .....</b>	<b>101</b>
<b>6.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев .....</b>	<b>103</b>
<b>6.3. Расчеты червячных передач на прочность .....</b>	<b>105</b>
6.3.1. Проектный расчет червячной передачи .....	105
6.3.2. Проверочный расчет червячной передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев .....	111

6.3.3. Допускаемые напряжения при расчете зубьев червячного колеса на выносливость по изгибу .....	113
6.3.4. Проверочный расчет червячной передачи на выносливость зубьев по изгибу .....	113
6.3.5. Расчет червячной передачи на прочность при действии кратковременных перегрузок .....	114
<b>6.4. Силы в зацеплении червячной передачи .....</b>	<b>115</b>
<b>6.5. Расчет червяка на жесткость .....</b>	<b>116</b>
<b>6.6. Тепловой расчет редуктора .....</b>	<b>117</b>

## **7. ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

### **7.1. Конструкция и кинематика волновой зубчатой передачи**

7.1.1. Принцип работы волновой зубчатой передачи .....	118
7.1.2. Кинематика волновой зубчатой передачи .....	121
7.1.3. Конструкции гибкого и жесткого колес .....	121
7.1.4. Конструкции генераторов волн .....	
7.1.4.1. Роликовый генератор .....	123
7.1.4.2. Дисковый генератор .....	124
7.1.4.3. Кулачковый генератор .....	124

### **7.2. Расчет волновой зубчатой передачи**

7.2.1. Критерии работоспособности передачи .....	128
7.2.2. Материалы гибкого и жесткого колес .....	129
7.2.3. Проектный расчет волновой передачи .....	130
7.2.4. Расчет геометрии зацепления и проверочные расчеты волновой передачи на прочность с применением ЭВМ ....	132
7.2.4.1. Геометрический расчет волновой зубчатой передачи .....	132
7.2.4.2. Проверочный расчет гибкого колеса на усталостную прочность .....	138
7.2.4.3. Проверочный расчет гибкого подшипника на заданный ресурс и надежность .....	140
7.2.4.4. Проверка работоспособности волновой зубчатой передачи при кратковременных перегрузках .....	141
7.2.5. Тепловой расчет волнового редуктора .....	142

## **8. СМАЗЫВАНИЕ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ**

<b>8.1. Смазывание силовых редукторов .....</b>	<b>143</b>
<b>8.2. Смазывание редукторов кинематического назначения и открытых силовых передач .....</b>	<b>147</b> ✓

<b>9. КОМПЛЕКС ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВЗАИМНОГО ПОЛОЖЕНИЯ РАЗНОИМЕННЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ПЕРЕДАЧ</b>	
<b>9.1. Комплекс параметров для контроля         цилиндрических зубчатых колес .....</b>	<b>150</b>
<b>9.2. Комплекс параметров для контроля         конических зубчатых колес .....</b>	<b>156</b>
<b>9.3. Комплекс параметров для контроля         червячных передач .....</b>	<b>157</b>
<b>10. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ .....</b>	<b>159</b>
<b>10.1. Многовариантный расчет редукторов на ЭВМ .....</b>	<b>159</b>
<b>10.2. Расчет открытых зубчатых цилиндрических передач ....</b>	<b>166</b>
<b>10.3. Расчет контрольного комплекса .....</b>	<b>167</b>
<b>10.4. Инструкция по расчету на ЭВМ редукторов,         открытой зубчатой передачи         и контрольного комплекса .....</b>	<b>170</b>
<b>11. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС, ЧЕРВЯКОВ</b>	
<b>11.1. Общие требования к оформлению чертежей         зубчатых и червячных колес, червяков .....</b>	<b>171</b>
<b>11.2. Правила выполнения чертежей         цилиндрических зубчатых колес .....</b>	<b>171</b>
<b>11.3. Правила выполнения чертежей         конических зубчатых колес .....</b>	<b>173</b>
<b>11.4. Правила выполнения чертежей         червячных колес .....</b>	<b>182</b>
<b>11.5. Правила выполнения чертежей         цилиндрических червяков .....</b>	<b>184</b>
<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>187</b>

Евгений Петрович Устиновский,  
Юрий Александрович Шевцов,  
Евгений Вячеславович Вайчулис

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ**

Компьютеризированное учебное пособие  
с программами расчета передач

*Под редакцией Е.П. Устиновского*

Техн. редактор А.В. Миних

**Издательство Южно-Уральского государственного университета**

---

ИД № 00200 от 28.09.1999. Подписано в печать 19.06.2002. Формат 60×84 1/16. Печать трафаретная.  
Усл.печ.л. 11,39. Уч.-изд.л. 13,57. Тираж 300 экз. Заказ 176/63. Цена С.

---

Группа МЭНП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76