КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

62.5 I (075)
К 93

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Под общей редакцией
заслуженного деятеля науки и техники РСФСР,
д-ра техн. наук проф. В. Н. КУДРЯВЦЕВА

Допущено Министерством
высшего и среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов
машиностроительных специальностей вузов



Ленинград «Машиностроение»
Ленинградское отделение 1984

ББК 34.42я7
К93
УДК 621.81 (075)

В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев, И. С. Кузьмин, И. З. Томсинский, В. Ф. Федоров, Е. С. Кисточкин, В. Г. Тюленев, В. И. Смирнов, М. В. Каширин, Г. С. Соколов, А. Л. Филиппенков

Рецензенты

д-р техн. наук проф. Е. Г. Гинзбург;
кафедра деталей машин
Ленинградского политехнического института имени М. И. Калинина
(зав. кафедрой канд. техн. наук доц. *Ю. К. Михайлов*)

Курсовое проектирование деталей машин/В. Н. Кудрявцев, К93 Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. 400 с., ил.

В пер.: 1 р. 20 к.

К $\frac{2702000000\text{-}881}{038(01)\text{-}84}$ 18-83

Фундаментальная библиотека
Ленингр. политехнич. ин-та
Инв. № 695
19 г.

ББК 34.42 я7
6П5.3

© Издательство «Машиностроение», 1983 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсовой проект по деталям машин является первой самостоятельной конструкторской работой студента. При выполнении его закрепляются знания по курсу «Детали машин», развивается умение использовать для практических приложений сведения из ранее изученных дисциплин, приобретаются навыки работы со справочной литературой, государственными и отраслевыми стандартами.

В соответствии с программой Минвуза СССР объектом курсового проекта являются механические передачи для преобразования вращательного движения, а также вращательного в поступательное. Наиболее распространенными объектами в курсовом проекте являются передачи цилиндрические, конические, червячные и передачи с гибкой связью. Такой выбор связан с большой распространенностью и важностью их в современной технике. Весьма существенным является и то, что в механическом приводе с упомянутыми передачами наиболее полно представлены основные детали, кинематические пары и соединения, изучаемые в курсе «Детали машин». Возьмем для примера редуктор с передачами зацеплением. Здесь имеем зубчатые (червячные) колеса, валы, оси, подшипники, соединительные муфты, соединения резьбовые, сварные, штифтовые, вал-ступица, корпусные детали, уплотнительные устройства и т. д. При проектировании редуктора находят практические приложения такие важнейшие сведения из курса, как расчеты на контактную и объемную прочность, тепловые расчеты, выбор материалов и термообработок, масел, посадок, параметров шероховатости поверхности и т. д.

Пособие состоит из двух частей. В первой части даны проектировочные и проверочные расчеты основных элементов механических передач, указания к выбору материалов. Наряду с передачами с неподвижными осями зубчатых колес с рядными передачами большое внимание уделено планетарным передачам. Это вполне закономерно, поскольку они наиболее полно удовлетворяют требованиям к снижению массы и габаритных размеров. Рассмотрены также вопросы, относящиеся к теоретическим основам выбора наиболее рациональных типов механических передач в зависимости от режима работы и специфических требований, предъявляемых к приводу.

Во второй части пособия рассмотрены основы конструирования механических передач, вопросы, связанные с эскизной компоновкой рядных и планетарных редукторов, оформлением его рабочих чертежей в соответствии с ЕСКД пояснительной записки и конструированием элементов передач и редукторов в целом.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1. Условные обозначения, относящиеся ко всем главам

E – модуль упругости первого рода, МПа;

$F(F_n)$ – сила (нормальная), Н;

G – модуль упругости второго рода, МПа;

$H_{акт}$ – твердость активных поверхностей зубьев;

HB – твердость по Бринеллю;

HRC – твердость по Роквеллу;

HV – твердость по Виккерсу;

$i\,(i_{об})$ – передаточное отношение (общее) передачи;

J_p – полярный момент инерции, мм^4;

K_σ; K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

M – изгибающий момент, Н·м;

N_0 – базовое число циклов перемен напряжений;

N_E – эквивалентное число циклов перемен напряжений;

N_Σ – число циклов перемен напряжений;

$n_{зам}$ – число замен подшипника;

$n_{р.о}$ – частота вращения рабочего органа машины, мин$^{-1}$;

$P_{вщ}$; $P_{вм}$ – мощности ведущего и ведомого звена, кВт;

R – коэффициент асимметрии цикла;

s – коэффициент запаса прочности;

T – крутящий момент, Н·м;

T_f – момент трения, Н·м;

t – время;

t_h – продолжительность работы, ч;

t_E – эквивалентное время работы передачи за полный срок службы;

$u \geqslant 1$ – передаточное число;

v – окружная скорость, м·с$^{-1}$;

W_p – полярный момент сопротивления, мм^3;

α_σ; α_τ – теоретические коэффициенты концентрации напряжений;

ε_σ; ε_τ – коэффициенты влияния абсолютных размеров при циклических нагрузках;

η – коэффициент полезного действия;

ϑ – температура, °С;

μ – динамическая вязкость, МПа·с;

ν – кинематическая вязкость, м^2/с;

ρ_m – плотность, кг/м^3;

σ; τ – нормальные и касательные напряжения, МПа;

$\sigma_в$; $\tau_в$ – временное сопротивление, МПа;

$\sigma_т$; $\tau_т$ – предел текучести, МПа;

σ_{-1}; τ_{-1} – предел выносливости при $R = -1$, МПа;

ψ – коэффициент потерь

2. Условные обозначения, относящиеся к зубчатым передачам

Большее зубчатое колесо сцепляющейся пары называется колесом, а меньшее – шестерней. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу.

Буквенные обозначения, общие для обоих зубчатых колес сцепляющейся пары (d, z, x и др.), отмечаются индексом 1 для шестерни и 2 для колеса. Индекс j ($j = 1,2$) является общим для шестерни и колеса. Величины, используемые при расчете на прочность активных поверхностей зубьев, снабжаются индексом H и индексом F – при расчетах выносливости при изгибе.

Обозначения, относящиеся к геометрии зубчатых передач

a – делительное межосевое расстояние, мм;

a_w – межосевое расстояние, мм;

b – ширина зубчатого венца, мм;

b_w – рабочая ширина зубчатого венца, мм;

c^* – коэффициент радиального зазора исходного контура;

d – делительный (средний делительный для конического колеса) диаметр зубчатого колеса, мм;

d_a – диаметр окружности вершин цилиндрического зубчатого колеса, мм;

d_{ae} – внешний диаметр вершин зубьев конического колеса, мм;

d_e – внешний делительный диаметр конического колеса, мм;

d_f – диаметр окружности впадин цилиндрического зубчатого колеса, мм;

d_w – начальный диаметр зубчатого колеса, мм;

h_a^* – коэффициент высоты головки исходного контура;

$\mathrm{inv}\,\alpha = \mathrm{tg}\,\alpha - \alpha$ – эвольвентная функция;

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца конической передачи;

m – модуль зацепления (средний окружной для конических передач);

m_e – внешний окружной модуль в прямозубых конических передачах;

m_n – средний нормальный модуль в конических передачах с $\beta \neq 0$;

m_t – окружной делительный модуль;

m_{te} – внешний окружной модуль в конических передачах с $\beta \neq 0$;

n – частота вращения, мин$^{-1}$;

R – среднее делительное конусное расстояние конической передачи, мм;

R_e – внешнее делительное конусное расстояние конической передачи, мм;

x – коэффициент смещения зубчатого колеса;

y – коэффициент воспринимаемого смещения;

z – число зубьев зубчатого колеса;

α – угол профиля исходного контура;

α_t – угол профиля зуба производящей рейки в торцовом сечении;

α_{tw} – угол зацепления в торцовом сечении;

β – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре;

β_b – угол наклона линии зуба на основном цилиндре;

β_w – угол наклона линии зуба на начальном цилиндре;

Δy – коэффициент уравнительного смещения;

ε_α – коэффициент торцового перекрытия;

ε_β – коэффициент осевого перекрытия;

$\theta_a\,(\theta_f)$ – угол головки (ножки) зуба конического зубчатого колеса;

ρ – радиус кривизны профиля зуба;

ρ_a – радиус кривизны профиля зуба в точке на окружности вершин, мм

Обозначения, относящиеся к расчетам на прочность

$F_{tw}\,(F_t)$ – окружная составляющая силы в зацеплении, отнесенная к начальной (делительной) окружности, Н;

F_r – радиальная составляющая силы в зацеплении, Н;

F_x – осевая составляющая силы в зацеплении, Н;

K_{HL}; K_{FL} – коэффициенты долговечности;

$K_{H\nu}$; $K_{F\nu}$ – коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку;

$K_{H\alpha}$; $K_{F\alpha}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$ ($K^0_{H\beta}$) – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (в начальный период работы передачи);

N_{H0}; N_{F0} – эквивалентное число циклов перемен напряжений;

N_{HE}; N_{FE} – базовое число циклов перемен напряжений;

Y_F – коэффициент формы зуба;

σ_F ($[\sigma_F]$) – расчетное (допускаемое) напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, МПа;

$\sigma^0_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе ($R = 0$ и $N_e \geqslant N_0$), МПа;

σ_H ($[\sigma_H]$) – расчетное (допускаемое) контактное напряжение, МПа;

$\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости при $N_e \geqslant N_0$, МПа.

3. Условные обозначения, относящиеся к классификации планетарных передач

A – планетарный механизм $2k-h$ с одновенцовым сателлитом и центральными колесами с внешними (a) и внутренними (b) зубьями (рис. 6.1);

A^b_{ha} – передача A с невращающимся центральным колесом b (табл. 6.1) [1];

A^h_{ba} – передача A с невращающимся водилом h (табл. 6.1);

B – планетарный механизм $2k-h$ с двухвенцовым сателлитом и центральными колесами с внешними (a) и внутренними (b) зубьями (рис. 6.1);

B^b_{ha} – передача B с невращающимся центральным колесом b (табл. 6.1);

C – планетарный механизм $2k-h$ с двухвенцовыми сателлитами и центральными колесами с внутренними (b и e) зубьями (рис. 6.1);

C^b_{ea} – передача C с невращающимся центральным колесом b (табл. 6.1);

$3k$ – планетарный механизм, основными звеньями которого являются три центральных колеса (рис. 6.2);

$(3k)^b_{ca}$ – передача $3k$ с невращающимся центральным колесом b (табл. 6.1);

AA – двухступенчатый планетарный механизм, составленный из двух механизмов A;

$A^{b_1}_{h_1a_1}A^{h_2}_{b_2a_2}$ – двухступенчатая планетарная передача [2], составленная из двух механизмов A, в которых невращающимися звеньями являются центральные колеса b_1 и b_2 с внутренними зубьями (табл. 6.2);

$A^{b_1}_{h_1a_1}A^{h_2}_{b_2a_2}$ – двухступенчатая планетарная передача, составленная из двух механизмов A, у которых в тихоходной ступени невращающимся звеном является центральное колесо b_1, а в быстроходной – водило h_2 (табл. 6.2);

(AA) – замкнутый планетарный механизм, составленный из двух механизмов A.

---

[1] Верхний индекс соответствует невращающемуся основному звену, нижние – обозначениям вращающихся звеньев, при этом первый из них относится к звену с бо́льшим крутящим моментом.

[2] Индекс 1 относится к обозначениям звеньев тихоходной ступени; 2 – к звеньям быстроходной ступени.

ВВЕДЕНИЕ

Инженер-конструктор является творцом новой техники, и уровнем его творческой работы в большой степени определяются темпы научно-технического прогресса. Деятельность конструктора принадлежит к числу наиболее сложных проявлений человеческого разума. Решающая роль успеха при создании новой техники определяется тем, что заложено на чертеже конструктора. Одна из важнейших задач в подготовке инженера (проектанта, технолога, исследователя) – научить творчески применять при решении поставленных задач приобретенные знания. С развитием науки и техники проблемные вопросы решаются с учетом все возрастающего числа факторов, базирующихся на данных различных наук, поэтому умение работать на стыках различных дисциплин является показателем подготовленности современного специалиста и одним из необходимейших условий для продуктивной творческой деятельности.

В этой связи следует отметить особую роль курсового проектирования по деталям машин, завершающего цикл общетехнической подготовки студентов и являющегося первой самостоятельной конструкторской работой. При выполнении проекта студенты используют математические модели, базирующиеся на теоретических и экспериментальных исследованиях, относящиеся к объемной и контактной прочности, материаловедению, теплотехнике, гидравлике, теории упругости, строительной механике, трибонике и др. Широко используются также сведения из курсов сопротивления материалов, теоретической механики, теории механизмов и машин, технологии машиностроения, машиностроительного черчения и др. Суммируя сведения из перечисленных дисциплин, студенты приобщаются к деятельности инженеров и исследователей, начинают понимать значение общетеоретических и общеинженерных дисциплин. Все это способствует развитию самостоятельности и творческого подхода к поставленным проблемам.

При принятии сложных инженерных решений далеко не все может быть формализовано. Одной из целей выполняемого проекта является развитие инженерного мышления, в том числе умения использовать предшествующий опыт, нащупывать новые идеи, моделировать, используя аналоги. Свойственная курсовому проекту по деталям машин многовариантность решений при одном и том же задании развивает у студентов мыслительную деятельность и инициативу. Развитие эвристических подходов является одной из составляющих качественного скачка, который предстоит совершить студентам при выполнении этого проекта.

Важнейшая задача курсового проектирования по деталям машин – развитие умения разрабатывать техническую документацию для облечения в материальную форму синтезируемой или заданной схемы механизма, учитывая требования, предъявляемые к прочности, работоспособности, технологичности, эксплуатационным расходам и т. д. Черчение, наряду с устной речью, письменностью, математическими описаниями и т. д., является важнейшим средством коммуникации, которым обязаны владеть инженеры. Базируясь на исходных предпосылках из курса графики и машиностроительного черчения, в процессе самостоятельной работы над курсовым проектом по деталям машин, студенты овладевают свободным чтением и выполнением чертежей неограниченной сложности.

Для курсового проектирования предпочтительны объекты, которые не только широко распространены и имеют большое практическое значение, но и не подвержены в обозримом будущем моральному старению. Этим требованиям в полной мере удовлетворяют отмеченные в предисловии объекты курсового проектирования по деталям машин, присущие всем современным машинам, механизмам, приборам и используемые в любых условиях от глубин земной коры и океана до летательных аппаратов в воздушной среде и в космосе.

Существуют различные типы механических передач: цилиндрические и конические, с прямыми и непрямыми зубьями, гипоидные, спироидные, червячные, глобоидные, одно- и многопоточные, многочисленные варианты планетарных и в том числе волновых передач, передач с гибкой связью и т. д. Это порождает вопрос о выборе наиболее рационального варианта передачи. При выборе типа передачи руководствуются показателями, среди которых основными являются КПД, габаритные размеры, масса, плавность работы и виброактивность, технологические требования, предполагаемое количество изделий и др. В рамках курсового проекта не представляется возможным достаточно полно охватить все параметры, необходимые для исчерпывающей сравнительной оценки различных типов передач, но по таким характеристикам, как КПД и массогабаритные показатели, студенты смогут вполне обоснованно выбрать схему передачи, удовлетворяющую заданным требованиям.

В пособии приведены математические модели с осредненными значениями коэффициентов, которые на стадии выбора схемы позволяют оценить различные варианты механических передач. Приведенные данные, касающиеся выбора типов механических передач, помогут переходу от часто используемых заданий с предлагаемой схемой привода, к заданиям, в которых по заданным частоте вращения и режиму нагружения рабочего органа машины необходимо самостоятельно выбрать схему привода, удовлетворяющую указанным в техническом задании требованиям. Такие задания нацеливают студентов на проявление большей самостоятельности и творчества.

При выборе типов передач, вида зацепления, механических характеристик материалов надо учитывать, что затраты на материалы составляют значительную часть стоимости машин: в редукторах общего назначения – 85 %, в дорожных машинах – 75 %, в автомобилях – 70 % и т. д. Таким образом, изыскание путей снижения массы проектируемых объектов является важнейшей предпосылкой дальнейшего прогресса, необходимым

условием сбережения природных ресурсов. Уместно отметить, что бóльшая часть вырабатываемой в настоящее время энергии проходит через механические передачи, поэтому их КПД в известной степени определяет эксплуатационные расходы.

Наиболее полно требованиям снижения массы и габаритных размеров удовлетворяет привод с использованием планетарных передач. Этому виду передач посвящено большое внимание и даны необходимые указания к их расчетам, конструированию, выбору схем и параметров.

При выполнении курсового проекта по деталям машин преподаватель имеет возможность наблюдать деятельность студентов в условиях, приближенных к тем, с которыми столкнутся будущие инженеры после завершения обучения в вузе. Это позволяет наиболее точно оценить данные каждого из учащихся, выбрать нужную стратегию обучения.

В пособии приведен рекомендуемый порядок выполнения курсового проекта по деталям машин и ориентировочные данные, относящиеся к его объему, включая пояснительную записку.

Часть первая

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Глава 1

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ, РАЗРАБАТЫВАЕМЫЕ В КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

§ 1.1. Общие сведения

Основными объектами проектирования по курсу «Детали машин» являются механические передачи для преобразования вращательных движений и вращательного движения в поступательное. Используются передачи зубчатые и червячные, планетарные и волновые, передачи с гибкой связью и винт-гайка.

Угловые скорости двигателя $\omega_{дв}$ и рабочего органа машины $\omega_{р.о}$ (колес транспортной машины, валов прокатного стана, судового гребного винта, винта вертолета, шпинделя и суппорта токарного станка, приводного вала конвейера и т. д.), как правило, не равны между собой. Для согласования скоростей и моментов применяют механические передачи (рис. 1.1).

Привод механизма, разрабатываемый в курсовом проекте, осуществляется электродвигателем переменного тока с синхронной частотой вращения, равной 750, 1000, 1500 и 3000 мин$^{-1}$. Для снижения массы и габаритных размеров привода предпочтительны двигатели с более высокой частотой вращения – 1500 и 3000 мин$^{-1}$.

В задании на курсовой проект обычно указывают $\omega_{р.о}$, общее передаточное отношение $i_{об} = \omega_{дв}/\omega_{р.о}$, режим нагружения и схему привода. В большей степени способствуют развитию творчества, самостоятельности и умения работать с технической литературой курсовые проекты, в задании которых отсутствует схема привода, а даны режимы нагружения и требования к массогабаритным показателям, КПД, взаимному расположению входного и выходного валов. Указания к выбору схемы механического привода даны в гл. 12.

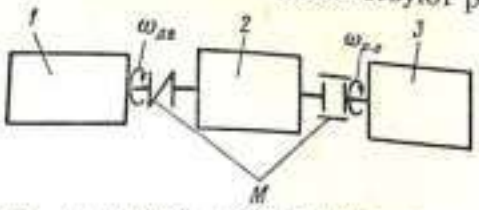


Рис. 1.1. Схема привода рабочей машины:

1 – двигатель; *2* – механическая передача; *3* – рабочая машина; *M* – соединительные муфты

§ 1.2. Схемы механических передач

Характерные примеры механических приводов, используемых в качестве объектов при курсовом проектировании, приведены на рис. 1.2. Энергия от электродвигателя к редуктору может передаваться ременной или цепной передачей (рис. 1.2, *б*). Более широкое применение получают редукторы с фланцевыми электродвигателями (рис. 1.2, *в*), а также (при малых значениях передаточного числа) редукторы, устанавливаемые на электродвигателях (рис. 1.2, *г*). Такое объединение редуктора с электродвигателем приводит к уменьшению габаритных размеров и упрощению сборки механического привода.

Редукторы и мультипликаторы могут состоять из цилиндрических, конических, червячных и других передач зацеплением; оси их зубчатых колес могут быть неподвижными (рядные передачи) и подвижными (планетарные передачи). В редукторах и мультипликаторах наряду с передачами зацепления (зубчатыми и червячными) могут быть использованы и передачи с гибкой связью. В зависимости от заданного общего передаточного отношения и выбранной схемы редукторы выполняются одноступенчатыми (рис. 1.3, *а*; 1.4, *а* и *б*; 1.5, *а*–*в*) и многоступенчатыми.

Выходная (тихоходная) ступень многоступенчатого редуктора обозначается цифрой I, следующая за ней – II и т. д. Соответствующие обозначения, относящиеся к этим ступеням, отмечаются индексами I, II, III. Например, для передачи, представленной на рис. 1.3, *к* и *л*, имеем $i_{об} = u_I u_{II} u_{III}$.

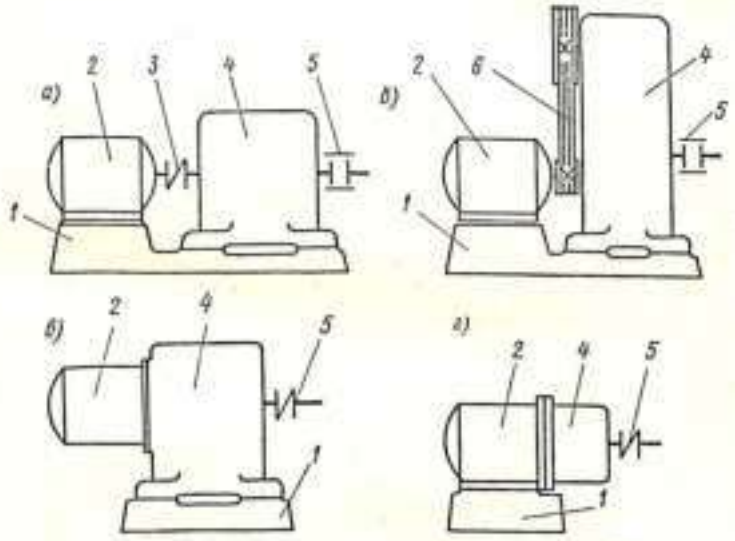


Рис. 1.2. Примеры механических передач: *а* – привод с раздельной установкой двигателя и механической передачи, связанных соединительной муфтой; *б* – привод с раздельной установкой двигателя и механической передачи, связанных ременной (цепной) передачей; *в* – привод с фланцевым креплением двигателя; *г* – мотор-редуктор;

1 – рама; *2* – двигатель; *3*, *5* – муфты; *4* – механическая передача; *6* – ременная (цепная) передача

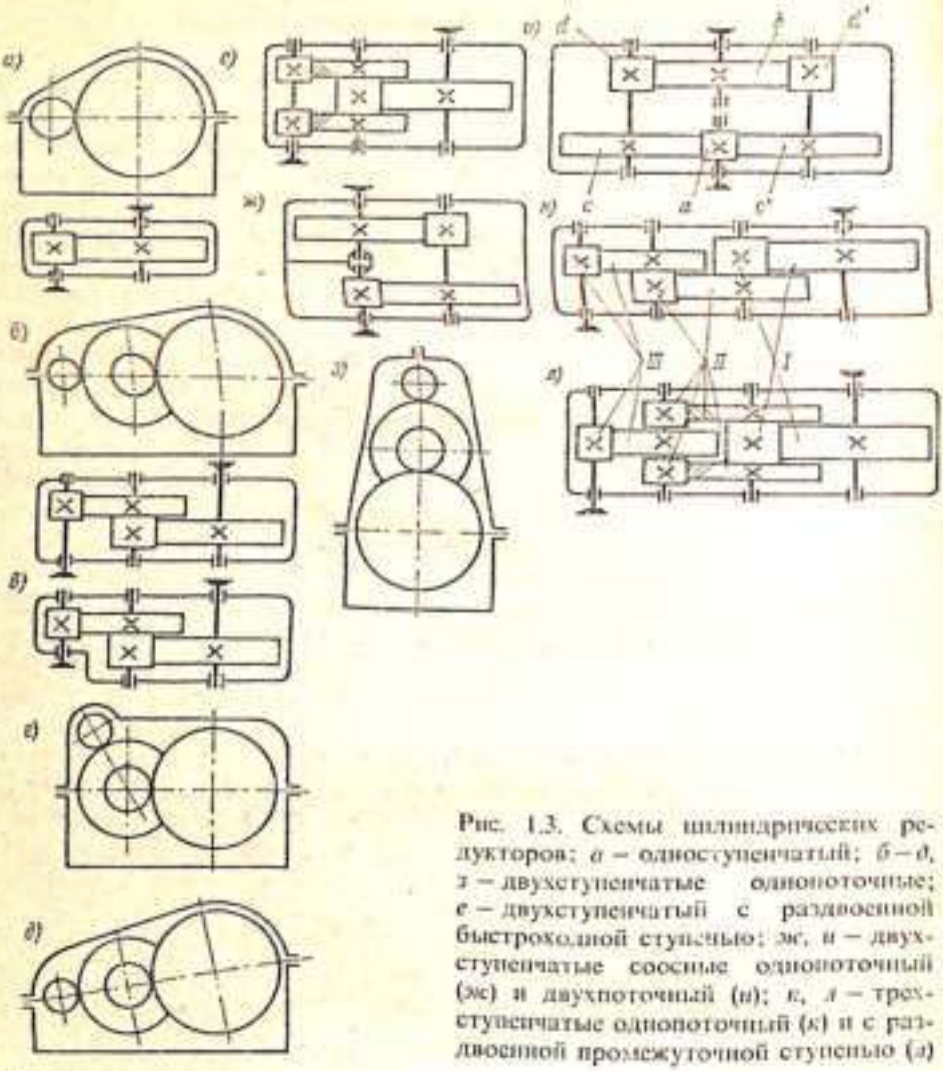


Рис. 1.3. Схемы цилиндрических редукторов: *а* – одноступенчатый; *б*–*д*, *з* – двухступенчатые одноточные; *е* – двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью; *ж*, *и* – двухступенчатые соосные одноточный (*ж*) и двухпоточный (*и*); *к*, *л* – трехступенчатые одноточный (*к*) и с раздвоенной промежуточной ступенью (*л*)

Одноступенчатые цилиндрические передачи используются обычно при $i \leqslant 8 \div 9$. При бо́льших значениях $i_{об}$ целесообразно воспользоваться передачами с числом ступеней, превышающим единицу с целью снижения габаритных размеров привода (см. гл. 12). Это замечание в известной степени относится и к коническим передачам, но в этом случае имеются ограничения в выборе максимального значения u, обусловленные возможностями изготовления (см. гл. 4).

В одном и том же редукторе могут быть использованы передачи различных видов: цилиндрические, конические, червячные, планетарные, волновые, гибкой связью и др. Наиболее характерные компоновочные схемы рядных зубчатых редукторов даны на рис. 1.3 и 1.4. У большинства показанных редукторов оси располагаются в одной плоскости, которая может быть горизонтальной (рис. 1.3, *а* и др.), вертикальной (рис. 1.3, *з*) и наклонной (рис. 1.3, *д*).

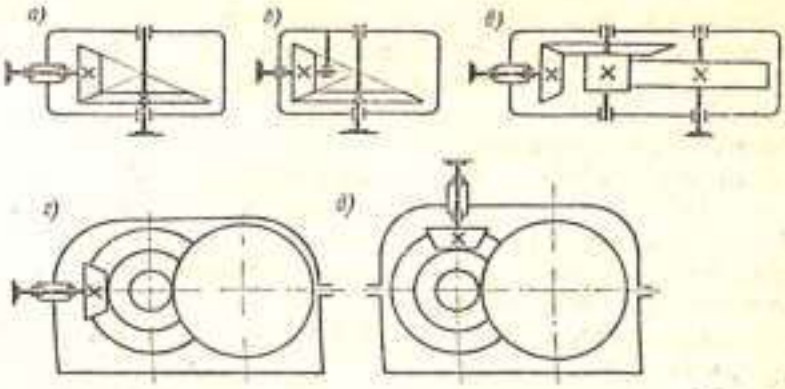


Рис. 1.4. Схемы конических и коническо-цилиндрических редукторов: *а*, *б* – конические с консольной (*а*) и неконсольной (*б*) установкой шестерни; *в* – коническо-цилиндрические с горизонтальным (*г*) и вертикальным (*д*) расположением оси быстроходного вала

В каждой ступени нагрузка может передаваться одним зацеплением (рис. 1.3, *а*, *б*, *в*, *ж* и др., рис. 1.4), двумя (см. рис. 1.3, *е*, *и*, *л*) и большим числом зацеплений. В редукторах с раздвоенной быстроходной (рис. 1.3, *е*) и промежуточной (рис. 1.3, *л*) ступенями опоры расположены симметрично относительно зубчатых колес тихоходной ступени (а также и быстроходной в трехступенчатом редукторе). Благодаря этому достигаются равномерная загруженность опор от сил, действующих в зацеплении, и благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца тихоходной ступени. Так как масса передачи определяется массой тихоходной ступени, надо

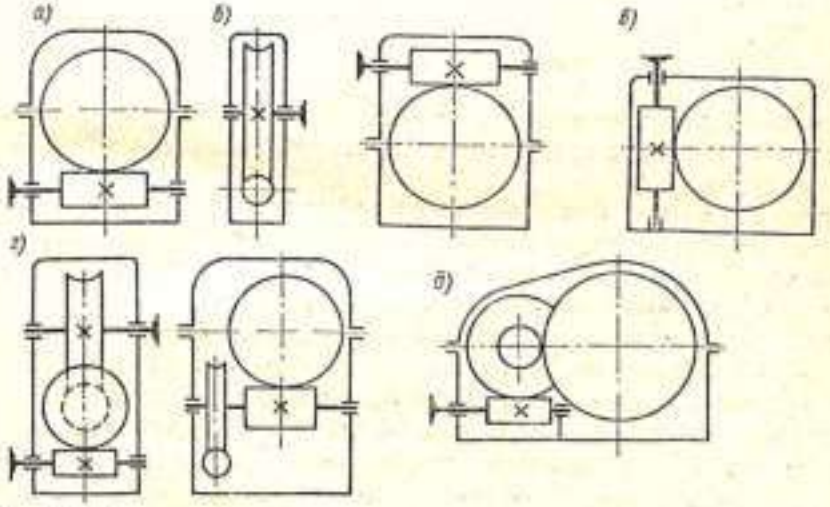


Рис. 1.5. Схемы червячных и червячно-цилиндрических редукторов: *а* – *в* – одноступенчатые с горизонтальным нижним (*а*), верхним (*б*) и вертикальным расположением вала червяка; *г* – двухступенчатый; *д* – червячно-цилиндрический

в первую очередь стремиться к уменьшению неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца именно в этой ступени. Преимущества передач с раздвоенными ступенями реализуются в том случае, если обеспечено достаточно равномерное распределение нагрузки между зацеплениями этих ступеней. Для этого зубчатые колеса раздвоенных ступеней выполняются косозубыми с большим углом наклона ($\beta \geqslant 30°$) и противоположно направленными винтовыми линиями (рис. 1.3, *е*, *л*). Кроме того, предусматриваются опоры, допускающие осевые перемещения, необходимые для самоустанавливаемости.

Отмеченными достоинствами редукторов с раздвоенными ступенями не обладают редукторы, показанные на рис. 1.3, *б* и *к*, поскольку опоры в них расположены несимметрично относительно зубчатых колес. Негативные последствия этого зависят от величины $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$ (или $\psi_{ba} = b_w/a_w$). С уменьшением ψ_{bd} снижается неравномерность нагрузки между подшипниками, вызванная силами, действующими в зацеплениях, и неравномерность распределения удельных нагрузок по ширине зубчатых венцов от перекосов осей зубчатых венцов, вызванных деформациями валов. Схемы на рис. 1.3, *б* и 1.3, *к* характерны для редукторов общего назначения. В них, в частности, предусматривается возможность изменения положения входного и выходного валов относительно корпуса. В курсовом проекте (так же как и при проектировании встроенных передач объектов, предназначенных для серийного или массового производства, к массогабаритным показателям которых предъявляются жесткие требования) следует использовать все возможности, направленные к снижению неравномерности распределения нагрузок по ширине зубчатого венца и среди подшипников зубчатого колеса для уменьшения массы и габаритных размеров редуктора. Для этой цели, например, целесообразно изменить корпус редуктора, показанного на схеме 1.3, *б*, так, как представлено на рис. 1.3, *в*. Отказавшись от характерного и оправданного для редукторов общего назначения расположения осей в одной плоскости, можно заметно снизить габаритные размеры и массу редуктора (сравните схемы на рис. 1.3, *б* и *г*).

Совпадение осей входного и выходного валов весьма часто является необходимым или важным условием для наиболее рациональной компоновки агрегатов.

На рис. 1.3, *же* и *и* показаны соосные двухступенчатые рядные редукторы (соответственно однопоточный и двухпоточный). Для выравнивания нагрузки среди передач *acdb* и *ac'd'b* между зубчатыми колесами *c* и *d*, а также *c'* и *d'* устанавливаются упругие элементы.

На рис. 1.4 показаны конические одноступенчатые передачи с консольной (рис. 1.4, *а*) и неконсольной (рис. 1.4, *б*) шестерней (последний вариант предпочтителен как обеспечивающий более благоприятное распределение нагрузок по ширине зубчатого венца) и коническо-цилиндрические редукторы с осями, лежащими в одной плоскости (рис. 1.4, *в*), и с осью шестерни, перпендикулярной к плоскости осей остальных зубчатых колес (рис. 1.4, *г*).

Червячные редукторы выполняются с нижним (рис. 1.5, *а*), верхним (рис. 1.5, *б*) или боковым (рис. 1.5, *в*) расположением червяка. В двухступенчатых червячных редукторах (рис. 1.5, *г*) червячное колесо быстроход-

ной ступени соединяется непосредственно с валом червяка тихоходной ступени. В червячно-цилиндрических редукторах (рис. 1.5, *д*) подобная связь осуществляется между червячным колесом и шестерней цилиндрической ступени.

Основные схемы планетарных передач, используемых в качестве редукторов механизмов привода, рассматриваются в гл. 6.

Глава 2

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

§ 2.1. Геометрия эвольвентных зацеплений [1]. Силы в зацеплении и КПД

Геометрия венца цилиндрического зубчатого колеса с внешними зубьями определяется числом зубьев z, расчетным модулем m, коэффициентом смещения x, углом наклона зубьев β и параметрами исходного контура. В соответствии с ГОСТ 13755–81 (СТ СЭВ 308–76) у исходного контура для цилиндрических зубчатых колес с расчетным модулем $m > 1$ мм имеем: $\alpha = 20°$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$. Для повышения работоспособности тяжелонагруженных и высокоскоростных передач с внешними зубьями и для снижения их виброактивности рекомендуют применять исходный контур с модификацией профиля головки. Геометрия зубчатого венца колес с внутренними зубьями, как и параметры исходного контура α и h_a^*, определяется формой зубьев используемого долбяка. В СТ СЭВ 310–76 даны ряды значений $m = h_a^*$, начиная от 0,05 до 100 мм. Приводим из этого стандарта значения m от 1 до 12 мм:

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

2-й ряд – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11,0.

Указания к выбору числа зубьев шестерни z_1, коэффициентов смещения x_1 и x_2 и угла β даны в § 2.3.

Схема зацепления эвольвентных цилиндрических передач и обозначения основных геометрических параметров представлены на рис. 2.1.

Основные размеры цилиндрических передач с $x_1 = x_2 = 0$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$:

межосевое расстояние

$$a_w = a = 0{,}5\,(z_2 \pm z_1)\,m/\cos\beta; \qquad (2.1)$$

угол зацепления в торцовом сечении

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = \operatorname{arctg}\,(\operatorname{tg}\alpha/\cos\beta); \qquad (2.2)$$

[1] Геометрические расчеты цилиндрических передач производятся для передач внешнего зацепления в соответствии с ГОСТ 16532–70, для передач внутреннего зацепления – по ГОСТ 19274–73.

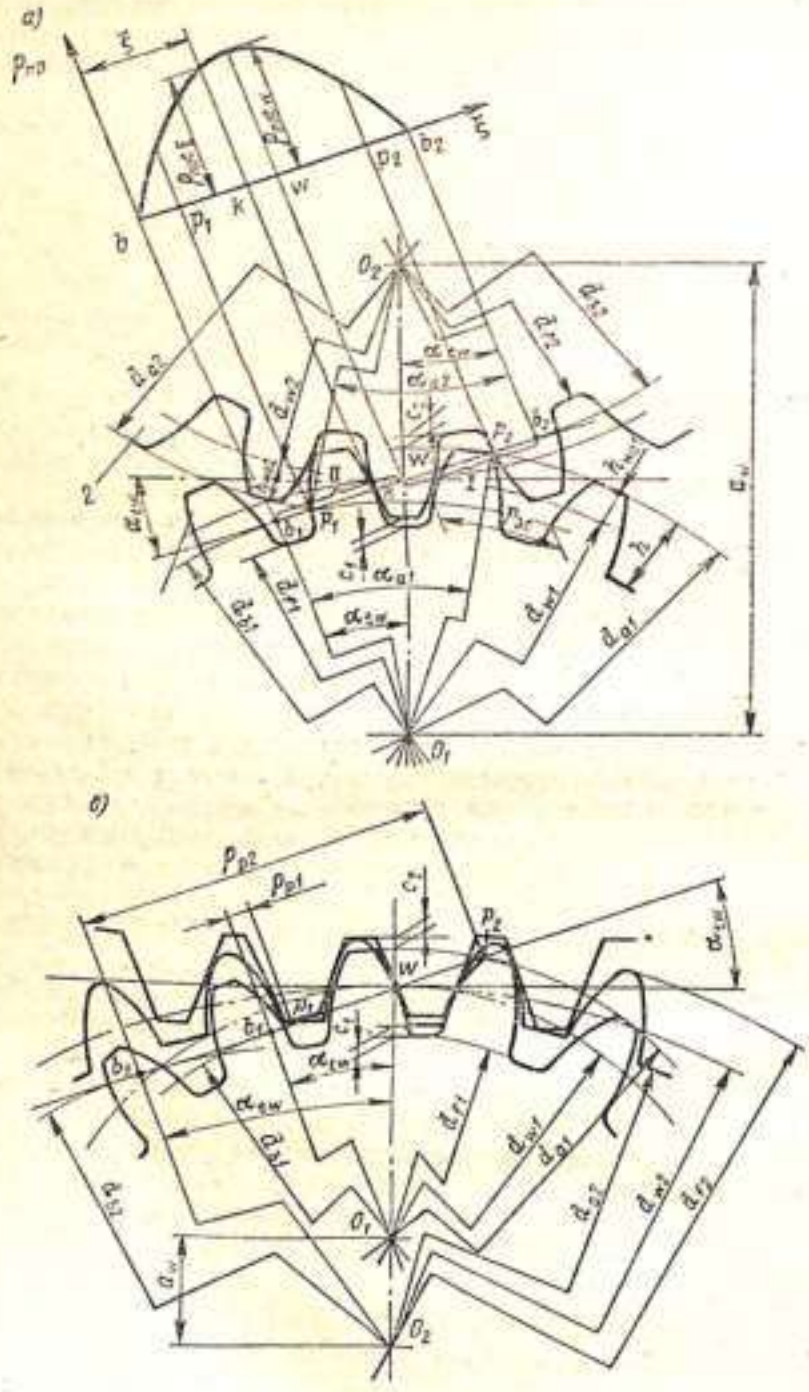


Рис. 2.1. Зацепление эвольвентной цилиндрической передачи: *а* – внешнее; *б* – внутреннее

передаточное число

$$u = z_2/z_1; \tag{2.3}$$

диаметр делительной окружности

$$d_j = mz_j/\cos\beta. \tag{2.4}$$

При $x_1 = x_2 = 0$ окружности делительная и начальная совпадают, т. е. $d = d_w$. В формуле (2.4) и в последующих формулах $j = 1, 2$ соответственно для шестерни и колеса.

Диаметр окружности вершин для зубчатых колес с внешними зубьями определяется по формуле

$$d_{aj} = d_j + 2m, \tag{2.5}$$

диаметр окружности вершин для колеса с внутренними зубьями при учебных расчетах без учета параметров долбяка равен

$$d_{a2} = d_2 - 1{,}75m, \tag{2.6}$$

диаметр окружности впадин рассчитывается по формуле

$$d_{fj} = d_j \mp 2{,}5. \tag{2.7}$$

В формулах (2.1), (2.7) и в последующих формулах верхний знак относится к внешнему, а нижний – к внутреннему зацеплению.

Основные размеры цилиндрических передач при любых значениях x_1, x_2, h_a^* и c^*. Делительное межосевое расстояние a, угол α_t профиля зуба производящей рейки в торцовом сечении, передаточное число u и диаметры d_j делительных окружностей определяются по формулам (2.1)–(2.4):

межосевое расстояние

$$a_w = a\cos\alpha_t/\cos\alpha_{tw}; \tag{2.8}$$

угол зацепления в торцовом сечении

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw} = 2(x_2 \pm x_1)\operatorname{tg}\alpha/(z_2 \pm z_1) + \operatorname{inv}\alpha_t. \tag{2.9}$$

Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$ определяются по таблицам (см. например, работу [2]).

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = (a_w - a)/m; \tag{2.10}$$

коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_2 \pm x_1 - y; \tag{2.11}$$

диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = 2a_w/(u \pm 1); \quad d_{w2} = d_{w1}u. \tag{2.12}$$

Для зубчатых колес передачи внешнего зацепления:

диаметры окружностей вершин

$$d_{aj} = d_j + 2(h_a^* + x_j - \Delta y)m; \tag{2.13}$$

диаметры окружностей впадин

$$d_{fj} = d_j - 2(h_a^* + c^* - x_j)m. \tag{2.14}$$

Фундаментальная библиотека
Горьковск. политехнич. ин-та
Инв. №
19 17 г.

Для колес передачи внутреннего зацепления, нарезаемых долбяками, дополнительно определяются параметры станочного зацепления долбяка с колесом:

угол зацепления

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw02} = 2(x_2 - x_0)\operatorname{tg}\alpha/(z_2 - z_0) + \operatorname{inv}\alpha_t; \tag{2.15}$$

межосевое расстояние

$$a_{w02} = \frac{(z_2 - z_0)\, m \cos\alpha_t}{2\cos\beta\cos\alpha_{tw02}}; \tag{2.16}$$

коэффициент воспринимаемого смещения

$$y_{02} = a_{w02}/m - (z_2 - z_0)/(2\cos\beta); \tag{2.17}$$

коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y_{02} = x_2 - x_0 - y_{02}. \tag{2.18}$$

Диаметры окружностей вершин шестерни и колеса в этом случае равны

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_{02})\, m; \tag{2.19}$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y - k_2)\, m. \tag{2.20}$$

В зависимости (2.20) при коэффициенте смещения $x_2 \geqslant 2$ $k_2 = 0$, а при $x_2 < 2$

$$k_2 = 0{,}25 - 0{,}125x_2. \tag{2.21}$$

Диаметры окружностей впадин зубчатых колес в рассматриваемом случае определяются по формулам:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)\, m; \tag{2.22}$$

$$d_{f2} = 2a_{w02} + d_{a0}. \tag{2.23}$$

Примечание. Число z_0 при $m \geqslant 1$ мм приводится в СТ СЭВ 277–76, СТ СЭВ 278–76 и СТ СЭВ 279–76 для прямозубых и в ГОСТ 9323–79 (СТ СЭВ 154–75) для косозубых долбяков. Коэффициент смещения x_0 и диаметр окружности вершин долбяков d_{a0} определяются по результатам их обмера или заимствуются из соответствующих таблиц, приведенных в работе [27].

Последовательность расчета для определения основных размеров зубчатых колес передач внешнего и внутреннего зацепления представлена в виде схем алгоритмов на рис. 2.2, 2.3.

Коэффициент перекрытия. Для зубчатых колес, выполненных инструментом с исходным контуром по ГОСТ 13755–81 (СТ СЭВ 308–76) без модификации головок, торцовый коэффициент перекрытия рассчитывается по формуле [1]:

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}, \tag{2.24}$$

[1] При модификации головок исходного контура и отсутствии деформаций коэффициент перекрытия меньше найденного по формулам (2.24)–(2.26). Однако при высокой загруженности передачи вследствие деформаций зубьев коэффициент перекрытия (даже при модифицированном контуре) может несколько превышать значение, найденное по рекомендуемым зависимостям.

где

$$\varepsilon_{\alpha 1} = z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})/(2\pi); \quad (2.25)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = z_2 (\pm \operatorname{tg} \alpha_{a2} \mp \operatorname{tg} \alpha_{tw})/(2\pi). \quad (2.26)$$

Угол профиля в вершине зубьев

$$\alpha_{aj} = \arccos [d_j \cos \alpha_t / d_{aj}]. \quad (2.27)$$

Примечание. Для колес с притуплением продольных кромок зубьев коэффициент перекрытия определяется также по формулам (2.24)–(2.26), в которых вместо α_{aj} следует подставить α_{kj}. Угол профиля в точке притупления α_{kj} подсчитывается по формуле (2.27) при $d_{aj} = d_{kj}$, где d_{kj} – диаметр окружности, на которой лежат точки перехода эвольвентных профилей к закругленным участкам зубьев.

Для определения коэффициента торцового перекрытия можно воспользоваться также графиком, приведенным на рис. 6.14.

В косозубых передачах кроме ε_α рассчитывается и коэффициент осевого перекрытия ε_β, равный

$$\varepsilon_\beta = b_w \sin \beta/(\pi m). \quad (2.28)$$

Исходными данными для расчета коэффициентов ε_α и ε_β являются m, z_j, b_w, α_t, α_{tw}, β, d_j, d_{aj} (или d_{kj} для зубчатых колес с притуплением продольных кромок). Расчет производится по схеме алгоритма, представленной на рис. 2.4.

Контроль взаимного положения разноименных профилей зубьев. Взаимное положение разноименных профилей зубьев при нарезании контролируется путем измерения постоянной хорды, длины общей нормали или размера по роликам (шарикам). Указанные размеры проставляются на рабочих чертежах зубчатых колес. Среди перечисленных способов контроля наибольшее распространение получили измерения постоянной хорды или общей нормали.

Постоянная хорда равна расстоянию между точками касания профилей зубьев и боковых сторон рейки при их симметричном расположении относительно оси симметрии зуба (рис. 2.5). Величина постоянной хорды $\bar{s}_c$ при заданных m и x не зависит от z и равна

$$\bar{s}_{cj} = (0{,}5\pi \cos^2 \alpha \pm x_j \sin 2\alpha)\, m. \quad (2.29)$$

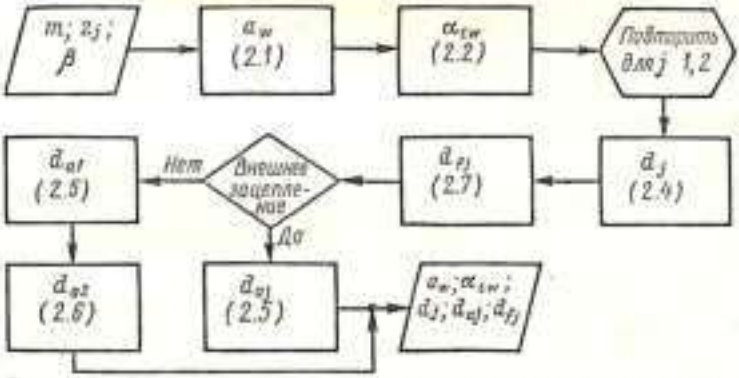


Рис. 2.2. Схема алгоритма для расчета основных размеров цилиндрических зубчатых передач с $x_1 = x_2 = 0$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$

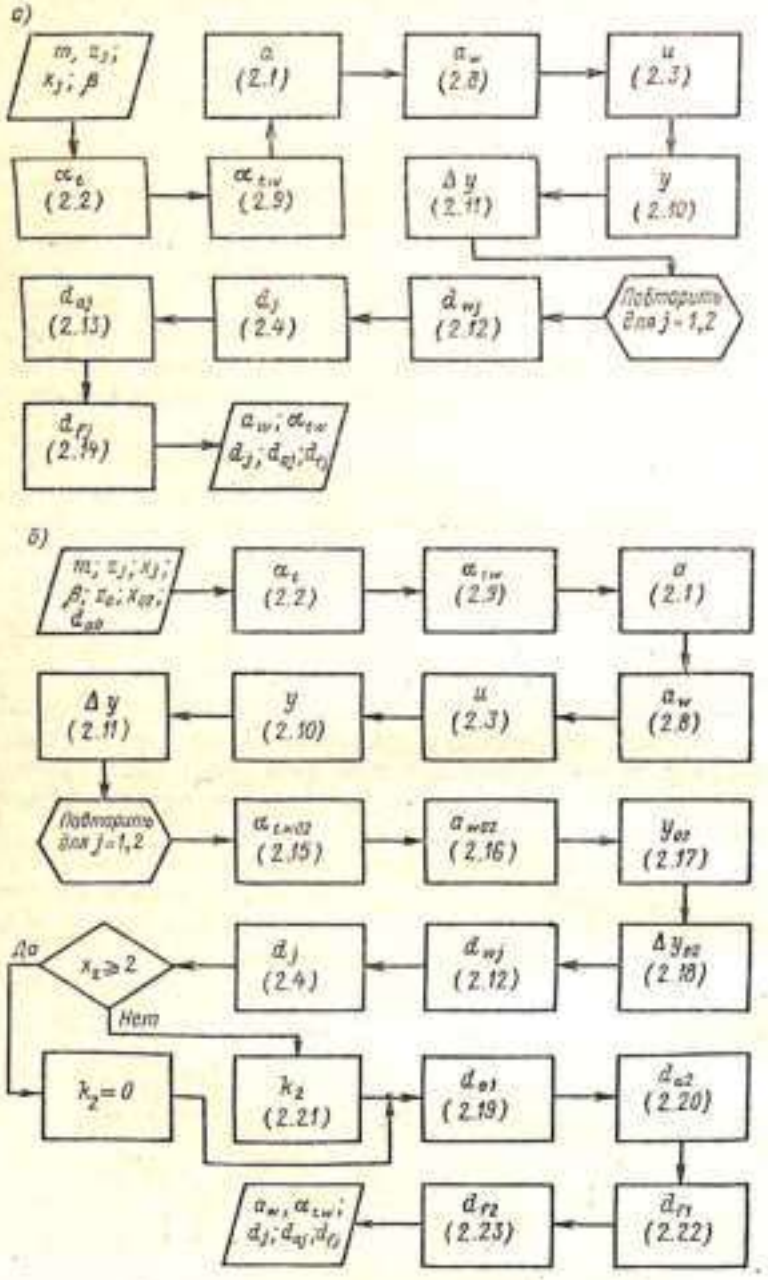


Рис. 2.3. Схема алгоритма для расчета основных размеров цилиндрических зубчатых передач при любых значениях x_1 и x_2: *а* – внешнее зацепление; *б* – внутреннее зацепление

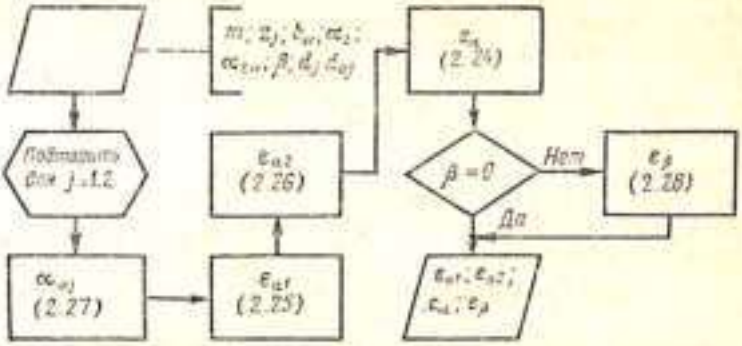


Рис. 2.4. Схема алгоритма для расчета коэффициентов торцового и осевого перекрытия в цилиндрических передачах с колесами без притупленных продольных кромок зубьев

Расстояние от $\bar{s}_c$ до окружности вершин измерено по прямой, проведенной через середину постоянной хорды, и перпендикулярно к ней:

$$\bar{h}_{cj} = 0{,}5\,(\pm d_{aj} \mp d_j - \bar{s}_{cj} \operatorname{tg} \alpha). \tag{2.30}$$

В формулах (2.29) и (2.30), а также в нижеприведенной зависимости (2.31) верхние знаки относятся к зубчатым колесам с внешними зубьями, а нижние — к колесам с внутренними зубьями.

Примечание. При больших значениях $|x|$ постоянная хорда может оказаться вне зубчатого венца, т. е. обмер по постоянной хорде оказывается невозможным. Проверка этого положения производится по условиям $\rho_{cj} > \rho_{pj}$ для передач внешнего зацепления и $\rho_{c1} > \rho_{p1}$ и $\rho_{c2} < \rho_{p2}$ — для передач внутреннего зацепления, в которых

$$\rho_{cj} = 0{,}5\,(d_j \sin \alpha_t \pm \bar{s}_{cj} \cos \beta_b / \cos \alpha); \tag{2.31}$$

$$\left.\begin{aligned} \rho_{p1} &= \pm a_w \sin \alpha_{tw} \mp 0{,}5 d_2 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{at2}; \\ \rho_{p2} &= a_w \sin \alpha_{tw} \mp 0{,}5 d_1 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{at1}. \end{aligned}\right\} \tag{2.32}$$

Угол β_b определяется по формуле

$$\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cos \alpha). \tag{2.33}$$

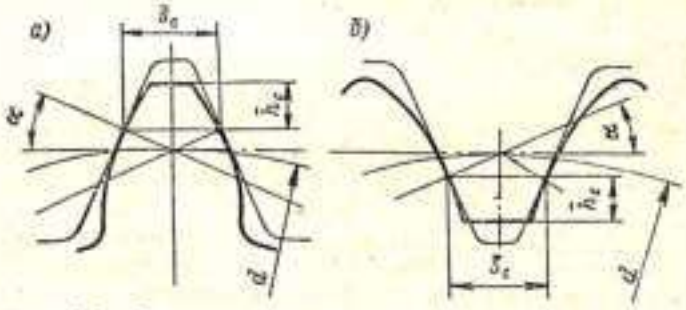


Рис. 2.5. Схема замера постоянной хорды: *а* — для зубчатых колес с внешними зубьями; *б* — для колес с внутренними зубьями

Для зубчатых колес, нарезанных инструментом с модифицированным исходным контуром, постоянная хорда не должна находиться на модифицированном участке зуба. Соответствующая проверка выполняется по формулам ГОСТ 16532–70 для передач внешнего зацепления и ГОСТ 19274–73 для передач внутреннего зацепления.

По формуле (2.29) определяется номинальное значение $\bar{s}_c$. Для получения необходимого бокового зазора между зубьями $\bar{s}_c$ уменьшается на абсолютную величину верхнего отклонения толщины зуба, значения которых приводятся в СТ СЭВ 641–77, СТ СЭВ 643–77, СТ СЭВ 644–77 или в ГОСТ 1643–81. На размер $\bar{s}_c$ назначается «в тело» зуба допуск T_c (см. § 16.5).

Общая нормаль – отрезок касательной к окружности d_b между разноименными эвольвентными профилями, нормальными к этой касательной и расположенными по разные стороны от точки касания (рис. 2.6). Данной толщине зубьев соответствует вполне определенный размер общей нормали, и поэтому рассмотренный выше замер единичного зуба (по постоянной хорде) может быть заменен обмером по общей нормали.

Длина общей нормали

$$W_j = [\pi (z_{nj} - 0{,}5) + 2x_j \operatorname{tg} \alpha + z_j \operatorname{inv} \alpha_t] m \cos \alpha. \qquad (2.34)$$

Расчетное число зубьев или впадин в длине общей нормали соответственно для зубчатых колес с внешними или внутренними зубьями равно

$$z_{wj} = z_j [\operatorname{tg} \alpha_{xj} / (\cos^2 \beta_b) - 2x_j \operatorname{tg} \alpha / z_j - \operatorname{inv} \alpha_t] / \pi + 0{,}5. \qquad (2.35)$$

Число зубьев z_{nj} в (2.34) равно округленному до ближайшего целого значения z_{wj}.

Угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра $d_{xj} = d_j + 2x_j m$ равен

$$\alpha_{xj} = \arccos A_j. \qquad (2.36)$$

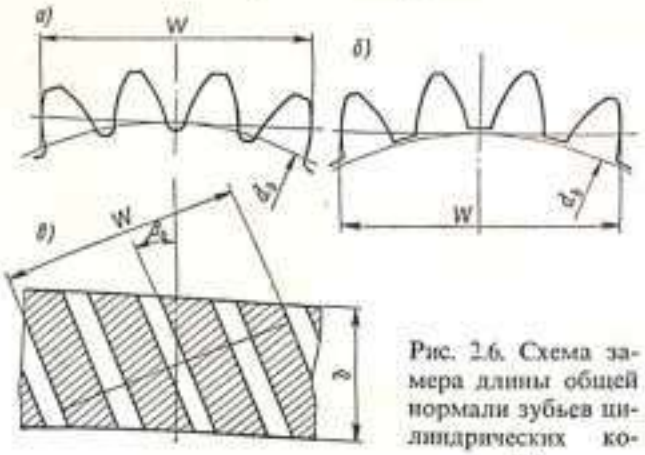


Рис. 2.6. Схема замера длины общей нормали зубьев цилиндрических колес:
а – с наружными зубьями; *б* – с внутренними зубьями; *в* – на косозубом колесе (показано сечение зубьев косозубого колеса плоскостью, касательной к основному цилиндру)

где

$$A_j = z_j \cos \alpha_t / (z_j + 2x_j \cos \beta). \quad (2.37)$$

При $A_j \geqslant 1$ число зубьев $z_{nj} \geqslant 3$.

Замер общей нормали возможен при выполнении условий $\rho_{pj} < \rho_{wj} < \rho_{aj}$ для зубчатых колес, образующих внешнее зацепление, и $\rho_{p1} < \rho_{w1} < \rho_{a1}$ и $\rho_{p2} > \rho_{w2} > \rho_{a2}$ для зубчатых колес передачи внутреннего зацепления [1]. Здесь ρ_{pj} рассчитываются по формулам (2.32), а радиусы ρ_{wj} и ρ_{aj} определяются по формулам:

$$\rho_{wj} = 0{,}5\, W_j \cos \beta_b; \quad (2.38)$$

$$\rho_{aj} = 0{,}5\, d_{aj} \sin \alpha_{aj}. \quad (2.39)$$

Выполнения указанных условий можно добиться за счет изменения z_{nj}. Для косозубых колес должно выполняться также условие $W_j < W_j'$, где

$$W_j' = b_j / \sin \beta_b. \quad (2.40)$$

Расчет величин W_j и z_{nj} производится по схемам алгоритмов, данных на рис. 2.7, *а* для зубчатых колес передачи внешнего зацепления и на рис. 2.7, *б* для колес, образующих пару внутреннего зацепления. Исходными для расчета величинами являются z_j; m; x_j; β; α_{tw}; α_t; α_{aj}; d_j; d_{aj}; b_j и a_w.

Для получения необходимого бокового зазора между зубьями вычисленное номинальное значение W уменьшается для зубчатых колес с внешними зубьями и увеличивается для колес с внутренними зубьями на абсолютную величину E_w, значения которой приводятся в СТ СЭВ 641 – 77, СТ СЭВ 643 – 77, СТ СЭВ 644 – 77 или ГОСТ 1643 – 81.

На размер W назначается «в тело» допуск T_w со знаком минус при наружных и плюс при внутренних зубьях (см. § 16.5).

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям. При нарезании способом обкатки при определенных сочетаниях z и x возможны отклонения профилей зубьев от эвольвентных в сторону уменьшения толщины зубьев на ножках (подрезание) или в сторону увеличения – на головках (недорезание). В связи с этим необходима проверка качества зацепления по геометрическим показателям. Если выбор z и x производится в зацеплении с указаниями § 2.3, то для передач внешнего зацепления указанная проверка не нужна. Для передач внутреннего зацепления, учитывая учебный характер курсового проекта, проверку качества зацепления также можно не производить, так как она связана с характеристиками режущего инструмента (с геометрией долбяка, а также с его состоянием, т. е. новый долбяк или перезаточенный). При необходимости проверка качества зацепления ведется по формулам ГОСТ 16532 – 70

[1] При использовании стандартного инструмента с модифицированным профилем условия для проверки возможности обмера по общей нормали приведены в ГОСТ 16532 – 70 для передач внешнего и в ГОСТ 19274 – 73 для передач внутреннего зацепления.

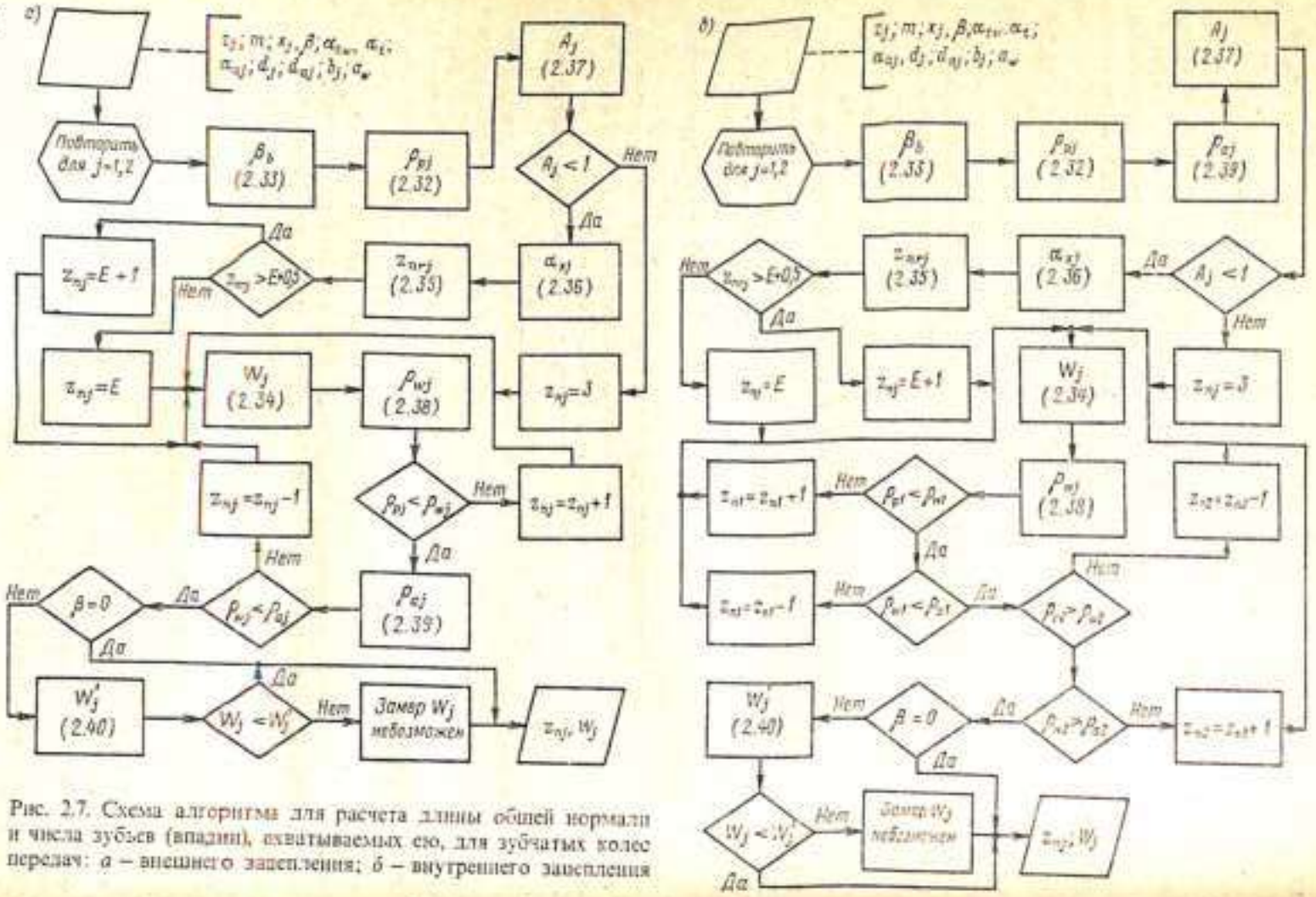


Рис. 2.7. Схема алгоритма для расчета длины общей нормали и числа зубьев (впадин), охватываемых ею, для зубчатых колес передач: *а* – внешнего зацепления; *б* – внутреннего зацепления

для передач внешнего зацепления и ГОСТ 19274–73 для передач внутреннего зацепления.

Силы в зацеплении цилиндрических передач. Составляющие равнодействующей F_n нормального давления между зубьями, необходимые для расчета реакций опор и прочности валов, определяются по формулам:

$$F_{tw} = 2T_j/d_{wj}; \quad F_x = F_{tw} \operatorname{tg} \beta_w; \quad F_r = F_{tw} \operatorname{tg} \alpha_{tw}. \tag{2.41}$$

Угол наклона зубьев на начальном цилиндре β_w при заданном β определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta_w = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}. \tag{2.42}$$

При $x_2 \pm x_1 = 0$ зависимости (2.41) принимают вид:

$$F_t = 2T_j/d_j; \quad F_x = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}. \tag{2.43}$$

Формулы (2.41) и (2.43) получены без учета сил трения в зацеплении, влияние которых по причине малости коэффициентов трения незначительно.

Вследствие неизбежного неравномерного распределения удельной нагрузки по ширине зубчатого венца равнодействующая F_n смещена с середины зубчатого венца. Однако при допустимых значениях коэффициента неравномерности распределения удельной нагрузки по ширине зубчатого венца $K_{H\beta}$ (как правило, $K_{H\beta} < 1{,}5$) смещение очень незначительно. Допуская небольшую погрешность при расчете реакций опор и прочности валов, считаем, что F_n приложена в середине зубчатого венца.

На рис. 2.8 показаны направления составляющих нормальной силы, действующие на шестерню и колесо.

Коэффициент полезного действия цилиндрических передач. С учетом потерь на трение в зацеплении $\psi_з$, в подшипниках $\psi_п$ и на размешивание и разбрызгивание масла $\psi_{р.м}$ КПД равен

$$\eta = 1 - \psi \approx 1 - (\psi_з + \psi_п + \psi_{р.м}). \tag{2.44}$$

Коэффициент потерь на трение в зацеплении определяется по упрощенной зависимости

$$\psi_з \approx 2{,}3 f_з (1/z_1 \pm 1/z_2) = 2{,}3 f_з (u \pm 1)/(u z_1), \tag{2.45}$$

где $f_з \approx 1{,}25f$ – коэффициент трения в зацеплении; величину f находят из рис. 2.9 в зависимости от суммы скоростей контактирующих точек относительно зоны контакта:

$$v_Σ = 2v \sin \alpha_{tw}, \tag{2.46}$$

где v – окружная скорость зубчатых колес.

Расчет коэффициента потерь в подшипниках качения $\psi_п$ приведен в гл. 10. Коэффициент $\psi_{р.м}$ для цилиндрических передач с внешним зацеплением, смазываемых окунанием при погружении зубчатого колеса на глубину $(2 \div 3)m$, приближенно определяется по формуле

$$\psi_{р.м} \approx (0{,}04 d_{w1} b_w / T_1) \sqrt{2v}/(z_1 + z_2), \tag{2.47}$$

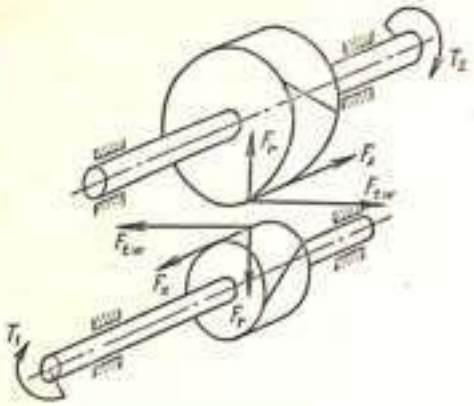


Рис. 2.8. Составляющие нормальной силы в зацеплении цилиндрической передачи, действующие на шестерню и колесо (шестерня и колесо условно раздвинуты)

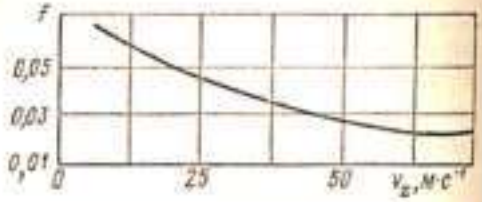


Рис. 2.9. Ориентировочные значения коэффициентов трения для тяжелонагруженного контакта (по данным Р. Р. Гальпера)

где ν – кинематическая вязкость масла при рабочей температуре, $м^2 \cdot с^{-1}$ (см. гл. 19); T_1 – крутящий момент, Н·м; v – окружная скорость, $м \cdot с^{-1}$; линейные размеры берутся в мм.

При струйной смазке значение $\psi_{\beta,м}$, найденное по формуле (2.47), надо *умножить на* коэффициент 0,7. Ориентировочные значения ψ одноступенчатых зубчатых передач приведены в табл. 2.1. Эти данные, так же как и результаты расчетов по вышеприведенным формулам, не относятся к передачам, у которых передаваемая нагрузка значительно меньше расчетной. С уменьшением нагрузки растет ψ, поскольку потери холостого хода (затраты энергии на размешивание масла, преодоление сил трения в подшипниках, обусловленных массой зубчатых колес и валов, потери в уплотнениях и др.) при этом остаются приблизительно постоянными.

Примечание. Более точные значения коэффициентов потерь на трение в зацеплении определяются по формулам:

для прямозубых цилиндрических передач

$$\psi_3 = 2\pi f (1/z_1 \pm 1/z_2)(1 - \varepsilon_\alpha + 0{,}5\varepsilon_\alpha^2) k; \qquad (2.48)$$

для косозубых передач

$$\psi_3 = \frac{\pi f}{\cos\beta}\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\frac{\varepsilon_{\alpha 1}^2 + \varepsilon_{\alpha 2}^2}{\varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}}. \qquad (2.49)$$

В этих формулах k – отношение большего из значений $\varepsilon_{\alpha 1}$ и $\varepsilon_{\alpha 2}$ к ε_α, определяемых по формулам (2.24)–(2.26) или по схеме алгоритма, представленного на рис. 2.4, а коэффициент трения f находится из рис. 2.9.

Таблица 2.1

Ориентировочные значения коэффициента потерь одноступенчатых передач на подшипниках качения

Вид передачи	Коэффициент потерь ψ для передач	
	цилиндрической	конической
Закрытая с жидкой смазкой обычного изготовления с окружной скоростью $v \leqslant 12$ м·с$^{-1}$	0,015 – 0,02	0,02 – 0,03
Тщательного изготовления, быстроходная	0,01	0,02
Открытая с пластичной смазкой	0,03 – 0,04	0,03 – 0,05

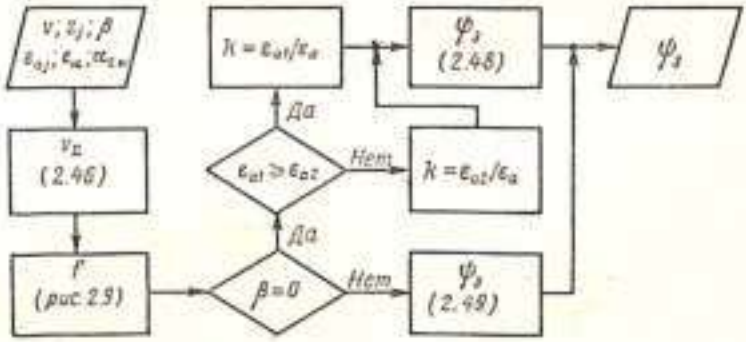


Рис. 2.10. Схема алгоритма для расчета коэффициента потерь ψ_3 в зубчатых передачах

На рис. 2.10 представлена схема алгоритма для расчета уточненных значений коэффициентов ψ_3. Исходными данными при этом являются f; z_i; β; $\varepsilon_{\alpha j}$ и ε_α.

§ 2.2. Краткие сведения о материалах зубчатых колес и их термообработке

С повышением несущей способности, лимитируемой стойкостью активных поверхностей зубьев и их прочностью на изгиб, снижаются масса и габаритные размеры зубчатой передачи. Наименьшую массу имеют передачи со стальными зубчатыми колесами. Одним из важнейших условий совершенствования машин является изыскание всех возможных путей к снижению их массогабаритных показателей, поэтому сталь является основным материалом для зубчатых колес и единственным для высокозагруженных передач.

Допускаемые напряжения из условия выносливости активных поверхностей зубьев (которая обычно лимитирует несущую способность стальных зубчатых передач) пропорциональны твердости $H_{акт}$ активных поверхностей зубьев. В связи с этим в серийном и массовом производствах, как правило, предусматривают высокие значения $H_{акт}$, обеспечиваемые химико-термическими (цементацией, нитроцементацией, азотированием и др.) и термическими обработками (поверхностной и объемной закалкой с низким отпуском).

Цементация – науглероживание поверхностных слоев с последующей закалкой и низким отпуском до твердости $H_{акт} = 56 \div 62$ HRC – обеспечивает при применении легированных сталей наибольшую несущую способность зубчатых передач, лимитируемую прочностью активных поверхностей зубьев. При этом применяют легированные стали с содержанием углерода 0,12 – 0,30 % (см. табл. 2.2 и 2.6). Толщина диффузионного слоя при модуле до 20 мм находится в пределах $(0{,}28m - 0{,}007m^2) \pm 0{,}2$ мм. У цементованных зубчатых колес из легированных сталей получают высокие механические свойства сердцевины $H_{серд} = 32 \div 45$ HRC, обеспечивающие и высокую несущую способность, лимитируемую прочностью зубьев на изгиб. Значительная величина $H_{серд}$ и сравнительно большая

толщина упрочненного слоя обусловливают высокую несущую способность, лимитируемую развитием подслойных усталостных трещин. Это особенно важно для передач с большими диаметрами зубчатых колес.

Процесс термообработки цементованных зубчатых колес связан со значительными искажениями формы зубьев. Для снижения этих искажений имеется ряд приемов, изложенных в работе [15], позволяющих в некоторых случаях отказаться от шлифования после цементации. Однако шлифование является важнейшим условием повышения несущей способности и снижения разброса предельных нагрузок (особенно для зацеплений, не подвергаемых приработке, компенсирующей погрешности зацепления).

В процессе зубошлифования на переходных участках и во впадинах (выкружках) зубьев могут возникать вредные напряжения растяжения, а также концентрация напряжений в местах выхода шлифовального круга, если шлифованию подвергаются только боковые поверхности зубьев. Эти последствия в некоторой степени могут быть компенсированы последующей обдувкой выкружки дробью или нарезкой зубьев специальными фрезами с протуберанцем, с помощью которого формируется выкружка, исключающая ее шлифование в процессе снятия припуска с боковых поверхностей зубьев.

Нитроцементация (газовое цианирование) – одновременное насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом с последующей закалкой и низким отпуском до твердости $H_{экт} = 57 \div 63$ HRC. Нитроцементации подвергаются зубчатые колеса из среднеуглеродистых сталей (например, сталей 20Х, 35Х, 40Х, 25ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ и др.). Толщина упрочненного слоя составляет $(0{,}13 \div 0{,}20)m$, но не более 1,2 мм в зависимости от габаритных размеров и загруженности зубчатой передачи. Искажения формы зубьев при нитроцементации существенно меньше, чем при цементации. В связи с этим расширяется область применения нешлифованных зубчатых колес.

Азотирование – насыщение поверхностного слоя азотом – обеспечивает особо высокую твердость (до 70 HRC) и износостойкость поверхностных слоев. Для получения высокой твердости азотированию подвергают стали, легированные хромом, никелем, молибденом, алюминием (например, стали марок 38ХМЮА, 35ХЮА, 30Х2Н2ВФА, 30ХН2МФА, 45Х2Н2МФЮА и др.).

Искажения формы при азотировании значительно меньше, чем при других видах поверхностных упрочнений, и поэтому азотирование широко используется в тех случаях, когда затруднено применение отделочных операций (например, для зубчатых колес с внутренними зубьями). Высокая твердость обусловливает и высокую износостойкость азотированных зубьев. Но при этом затруднена приработка, снижающая вредные последствия от местных нагрузок, вызванных погрешностями и деформациями. Поэтому реализация преимуществ азотирования возможна только при высокой точности изготовления или при использовании доводочных операций в паре (при минимальной неравномерности удельных нагрузок по ширине зубчатого венца, вызванной деформациями). Особенно затруднена приработка азотированных сталей, содержащих алюминий (например, сталей 38ХМЮА, 35ХЮА и др.), на поверхности которых появляется тонкий хрупкий, с высокой твердостью слой нитридов. Во избежание

снижения нагрузочной способности хрупкий слой удаляют (например, с помощью притирки с пастами).

Толщина азотированного слоя невелика (0,2 – 0,5 мм). В связи с этим для азотированных передач характерной причиной выхода из строя является развитие поделойных усталостных трещин. Поэтому допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (при расчете по формуле Герца) уменьшаются с увеличением диаметров зубчатых колес. В этом отношении азотирование существенно уступает цементации. В цементованных зубчатых колесах поделойные разрушения начинаются при значительно больших нагрузках, что связано с большей толщиной упрочненного слоя, более равномерным распределением твердости в нем и обычно несколько более высокой твердостью сердцевины.

Поверхностная закалка токами высокой частоты (т. в. ч.) с последующим низким отпуском применяется для сталей с содержанием углерода около 0,35 – 0,60 % (например, для сталей марок 40Х, 40ХН, 45ХН, 35ХМ, 60ХВ, 60Х, 55ПП и др.). При больших размерах зубчатых колес для получения твердости сердцевины $H_{сердц} > 260$ НВ применяют стали 35ХН1М, 40ХН2МА, 38ХН3МА и др.

При поверхностной закалке нагреву подвергаются только наружные слои металла, при этом не возникает значительных деформаций (коробления) зубчатых колес. В связи с этим припуски на последующее шлифование невелики, а при сравнительно невысокой точности (например, не выше 7-й степени) зубчатые колеса после поверхностной закалки могут не подвергаться дополнительной обработке. Толщина закаленного слоя при поверхностной закалке назначается обычно в пределах $(0{,}25 \div 0{,}40)\,m$, а твердость после закалки с низким отпуском при охлаждении водой или маслом достигает значений 48 – 62 HRC. Твердым поверхностным слоям при такой термообработке соответствует вязкая сердцевина зубьев, что обеспечивает высокую выносливость при изгибе зубчатых колес.

Поверхностная закалка т. в. ч. обеспечивает наилучшие результаты в том случае, если форма закаленного слоя повторяет очертания впадины. При поверхностной закалке только боковых поверхностей зубьев без охвата их выкружки в конечных участках закаленного слоя возникают остаточные напряжения растяжения, вызывающие значительное снижение прочности на изгиб зубьев. Это обстоятельство необходимо учитывать соответствующим снижением допускаемых напряжений.

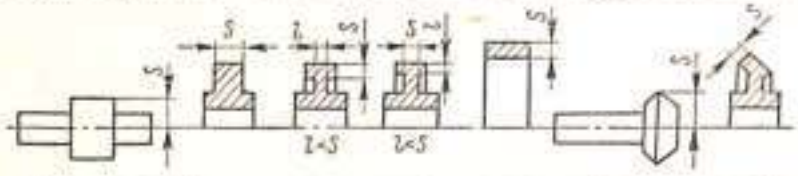
При малых модулях (обычно при $m < 2{,}5 \div 3{,}0$ мм) зубчатые колеса нагреваются т. в. ч. в кольцевом индукторе. В этом случае закаленный слой должен охватывать всю высоту зубьев и часть обода, прилегающего к зубьям на глубину $(0{,}1 \div 1{,}0)\,m$.

Объемная закалка с низким отпуском используется для зубчатых колес из сталей с содержанием углерода 0,40 – 0,55 % (например, стали марок 40Х, 40ХН, 40ХФА и др.).

При этой термообработке неизбежны значительные искажения формы зубьев, устраняемые шлифованием. Зубья имеют низкое сопротивление ударным нагрузкам и большой разброс в значениях предела выносливости. Поэтому объемную закалку с низким отпуском применяют для малоответственных передач.

Таблица 2.2

Механические характеристики некоторых марок сталей, используемых для изготовления зубчатых колес и других деталей машин



Марка стали	Размер сечения s, мм	Механические свойства после термообработки			Твердость поверхности после закалки и низкого отпуска, HRC	Термообработка*
		Твердость сердцевины, HB	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа		
45	⩽ 80	170 – 217 192 – 240 241 – 285	600 750 850	340 450 580	–	Н У У
40Х	60 – 100 ⩽ 60	230 – 260 260 – 280	750 1000	520 800	–	У
40ХН	⩽ 100 100 – 300	230 – 280 163 – 269	850 800	600 580	–	У
35ХГСА	60 – 150 40 – 60 30 – 40	⩾ 235 270 310	⩾ 760 980 1100	⩾ 500 880 960	–	У
	⩽ 30	–	1700 – 1950	1350 – 1600	46 – 53	З; НО
20Х	⩽ 60	197	650	400	56 – 63	Ц; З; НО
12ХН3А	40 – 60 ⩽ 40	250 300	920 1000	700 800	56 – 63	Ц; З; НО
20ХН3А	⩽ 100	240	900	700	58 – 63	Ц; З; НО
20Х2Н4А	⩽ 50	360	1250	1070	58 – 63	Ц; З; НО
18Х2Н4МА	⩽ 80 80 – 120	320 – 420	1400 1200	1300 1000	58 – 63	Ц; З; НО
18ХГТ	⩽ 20 20 – 60	340 240	1200 1000	950 800	56 – 63	Ц; З; НО
30ХГТ	⩽ 60 60 – 100 100 – 150	300 270 240	1100 900 850	800 750 700	56 – 63	Ц; З; НО
38Х2МЮА	–	–	–	–	63 – 65	А

* В столбце «термообработка» приняты следующие обозначения: А – азотирование; З – закалка; Н – нормализация; НО – низкий отпуск; У – улучшение; Ц – цементация.

Улучшение — закалка с высоким отпуском — в новом проектировании применяется в основном в единичном и мелкосерийном производстве для передач, к габаритным размерам и массе которых не предъявляются высокие требования, а также в тех случаях, когда контактная прочность зацепления не оказывает влияния на размеры проектируемого привода (например, в планетарных передачах типа *A* при $p > 3$ может оказаться, что необходимая твердость колеса b $H_{акт\,b} \leqslant 350$ НВ). При этой термообработке зубчатые колеса изготовляются из качественных углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,35 – 0,50 % (например, стали марок 40Х, 40ХН, 35ХМ, 35ХГСА и др.). При этом твердость зубьев мало изменяется по сечению и назначается с учетом условий нарезания и, как правило, не превышает 350 НВ.

Для зубчатых колес рассматриваемой группы твердость должна назначаться с учетом их размеров. Это связано с необходимостью обеспечения достаточной стойкости инструмента и требуемой точности, поскольку затупление в процессе нарезания приводит к искажениям в геометрии зацепления.

Если твердость рабочих поверхностей зубьев не превышает 350 – 400 НВ, то с целью снижения опасности заедания, повышения надежности передачи, а также для увеличения несущей способности косозубых передач (а в ряде случаев и прямозубых) следует выдерживать условие

$$H_{акт1} - H_{акт2} \geqslant 40 \text{ НВ},$$

где $H_{акт1}$ и $H_{акт2}$ — твердость рабочих поверхностей шестерни и колеса соответственно.

Для малонагруженных передач находят применение стальное литье и чугун. При специальных требованиях применяются передачи с неметаллическими зубчатыми колесами.

В табл. 2.2 приведены осредненные значения механических характеристик и виды термообработки некоторых распространенных марок конструкционных сталей (углеродистых качественных — ГОСТ 1050 – 74* и легированных — ГОСТ 4543 – 71*), используемых для изготовления зубчатых колес, а также других деталей машин (валов, осей, звездочек цепных передач, червяков, деталей муфт и т. п.). Как следует из этой таблицы, механические характеристики сталей зависят не только от химического состава и вида термообработки, но также и от размеров характерного сечения заготовок.

§ 2.3. Проектировочный и проверочный расчеты цилиндрических зубчатых передач

Основной причиной выхода из строя зубчатых колес является повреждение зубчатых венцов в результате изнашивания и поломок зубьев. Целью приводимых ниже расчетов является предотвращение преждевременных выходов из строя зубчатых колес из-за поломок зубьев и разрушения их активных поверхностей в результате развития усталостного выкрашивания. Вводимые ниже ограничения по контактным напряжениям способствуют предупреждению нарушающих нормальную работу пластических деформаций и других видов изнашивания.

Гистограммы и циклограммы нагружения. На основании статистических данных об эксплуатационных нагрузках (или сведений из расчетов) выполняются гистограммы нагружения рабочего органа машины, на которых на оси абсцисс откладывается время t_h. По вертикальной оси вверх в порядке убывания откладываются значения моментов $T_{p.o}$, а вниз – частот вращения $n_{p.o}$ (рис. 2.11, *а*). Буквенные обозначения момента, частоты вращения и продолжительности действия данной нагрузки за полный срок службы записываются соответственно $T_{p.o(i')}$, $n_{p.o(i')}$, $t_{h(i')}$, где $i = (1'), (2'), \ldots, (k')$, (рис. 2.11, *а*).

Если, например, движение к рабочему органу машины от двигателя передается через двухступенчатый редуктор (см. рис. 1.3, *б*), то момент его тихоходного вала $T_т = T_{p.o}$. Момент на шестерне быстроходной ступени $T_1 = T_{p.o}/(u_I u_{II} \eta_I \eta_{II})$, где $u_I \eta_I$ и $u_{II} \eta_{II}$ – соответственно передаточное число и КПД ступеней I и II.

С помощью аналогичного перерасчета из гистограммы нагружения рабочего органа машины получена показанная на рис. 2.11, *б* гистограмма нагружения шестерни одной из ступеней редуктора.

В расчетной практике используются циклограммы, в которых по оси абсцисс откладывается не время t_h, а число циклов перемен напряжений N_c (рис. 2.12). При этом число циклов перемен напряжений при нагрузке $T_{j(i)}$ равно

$$N_{cj(i)} = 60 n_{j(i)} t_{h(i)} \gamma_{wj}, \qquad (2.50)$$

где $j = 1, 2$ (соответственно для шестерни и колеса); γ_{wj} – число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с одноименными активными поверхностями зубьев рассчитываемого колеса. Для передачи, изображенной на рис. 1.3, *а*, $\gamma_{wj} = 1$, а для шестерни быстроходной ступени двухпоточной передачи (см. рис. 1.3, *в*) $\gamma_{wj} = \gamma_{w1} = 2$.

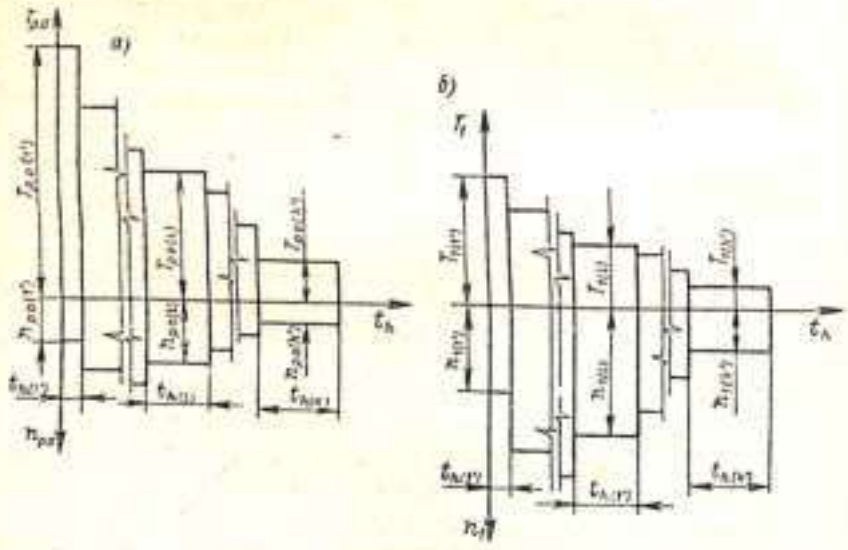


Рис. 2.11. Гистограммы рабочего органа машины (*а*) и одной из шестерен редуктора между двигателем и рабочим органом (*б*)

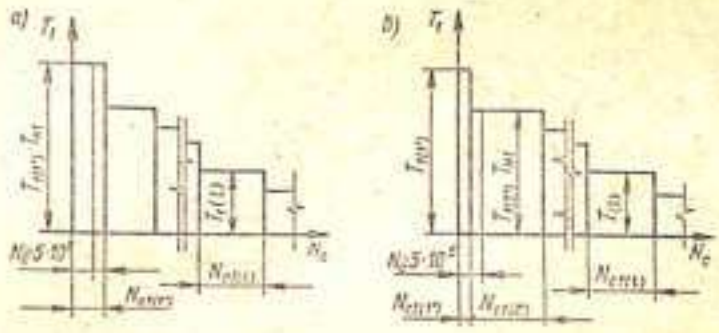


Рис. 2.12. Циклограммы нагружения шестерни: *а* – $N_{\Sigma(1)} > 5 \cdot 10^5$; *б* – $N_{\Sigma(1)} < 5 \cdot 10^5$

Формулы для проверочного и проектировочного расчетов из условия прочности активных поверхностей зубьев. *Проверочный* расчет на прочность активных поверхностей зубьев выполняется по формуле

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_{H1} (u \pm 1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{b_w u}} \leqslant [\sigma_H]. \qquad (2.51)$$

Упругая постоянная материалов шестерни и колеса рассчитывается по формуле

$$Z_M = \sqrt{2E_1E_2/\{\pi [E_2 (1 - \mu_1^2) + E_1 (1 - \mu_2^2)]\}}.$$

Для стальных зубчатых колес при $E_1 = E_2 = 210\,000$ МПа и $\mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$ имеем $Z_M = 271$ $Н^{1/2}/мм$. Тогда

$$\sigma_H = \frac{12120}{d_{w1}} Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_{H1} (u \pm 1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{b_w u}} \leqslant [\sigma_H]. \qquad (2.52)$$

Проектировочный расчет из условия прочности активных поверхностей зубьев выполняется по формулам:

$$d'_{w1} = 716 \sqrt[3]{\frac{T_{H1} (u \pm 1) K'_{H\beta} K'_{Hv}}{\psi_{bd} u [\sigma'_H]^2}} \quad (\beta = 0); \qquad (2.53)$$

$$d'_{w1} = 642 \sqrt[3]{\frac{T_{H1} (u \pm 1) K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K'_{Hv}}{\psi_{bd} u [\sigma'_H]^2}} \quad (\beta \neq 0). \qquad (2.54)$$

При заданном межосевом расстоянии для проектировочного расчета используется формула

$$b_w = \frac{147 \cdot 10^6 T_{H1} (u \pm 1) K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K'_{Hv} Z_H^2 Z_\varepsilon^2}{d_{w1}^2 u [\sigma'_H]^2}. \qquad (2.55)$$

Формулу (2.55) применяют и в том случае, если $\sigma_H > [\sigma_H]$ [см. формулу (2.52)] и для обеспечения условия $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$ увеличивают b_w, при этом $K'_{H\beta} = K_{H\beta}$.

В формулах (2.51)–(2.55) и нижеследующих зависимостях знак плюс соответствует внешнему зацеплению, а минус – внутреннему. В зависимостях (2.53)–(2.55) штрихом отмечены величины, которыми задаются, и величины, определяемые по приближенным зависимостям.

Значения величин, входящих в формулы (2.51)–(2.55). *Расчетная нагрузка* T_{H1} приравнивается наибольшей из действующих нагрузок за исключением тех, которым соответствует число циклов перемен напряжений за полный срок службы (отсчитываемое от начала координат на циклограмме с нагрузками, расположенными в порядке убывания) $N_e \leqslant 5 \cdot 10^5$. На рис. 2.12, *а* имеем $N_{e1\,(1')} > 5 \cdot 10^5$, поэтому $T_{H1} = T_{1(1)}$; в варианте, представленном на рис. 2.12, *б*, $N_{e1\,(1')} < 5 \cdot 10^5$ и $T_{H1} = T_{1(2')}$. В заданиях на курсовое проектирование обычно принимают $N_{e1\,(1')} \geqslant 5 \cdot 10^5$, и в этом случае $T_{H1} = T_{1(1)}$ (рис. 2.12, *а*).

Указания к уточненным расчетам даны в гл. 12.

Коэффициенты Z_H, Z_ε и $K_{H\nu}$ определяются по формулам:

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_{tw}}; \tag{2.56}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\gamma)/3} \quad (\beta = 0); \tag{2.57}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\gamma} \quad (\beta \neq 0). \tag{2.58}$$

Коэффициент Z_H можно также выбрать из графика, изображенного на рис. 2.13. Коэффициент $K_{H\nu} = 1$ при $\beta = 0$, а при $\beta \neq 0$ его определяют из рис. 2.14 или (при степени точности $n_{ст.т}$ 6-й и более низких) по формуле

$$K_{H\nu} = 1 + 0{,}0025\,(0{,}17 n_{ст.т})^4\, v + 0{,}02\,(n_{ст.т} - 6)^{1{,}35}. \tag{2.59}$$

Коэффициент $K_{H\beta}$. Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\beta}$ для различных исполнений одно- и двухступенчатых цилиндрических передач даны на рис. 2.15.

В зависимости от величины $K^0_{H\beta}$ уточненное значение $K_{H\beta}$ определяется по формуле

$$K_{H\beta} = 1 + (K^0_{H\beta} - 1)\, K_{H\nu}. \tag{2.60}$$

Ориентировочные значения $K_{H\nu}$ даны на рис. 2.16. При $\psi_{bd} \leqslant 1{,}25$ величина $K^0_{H\beta}$ определяется по формуле

$$K^0_{H\beta} = 1 + 0{,}2 b^2_w d_{w1} C_\Sigma \gamma_\Sigma / (T_{H1} K_{H\alpha}) + K\,(b_w/d_{w1})^2, \tag{2.61}$$

где $K = 0{,}14$, если максимальная ордината эпюры распределения удельных нагрузок q_{max} (рис. 2.17) по ширине зубчатого венца (обусловленного перекосом осей шестерни и колеса) расположена со стороны подвода крутящего момента к шестерне (со стороны E на рис. 2.17), и $K = -0{,}08$ – с противоположной стороны (со стороны B). Коэффициент суммарной удельной жесткости для прямозубых передач $C_\Sigma = 14\,000$ МПа; для косозубых передач значения C_Σ приведены на рис. 2.18.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ [1] определяется по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + \nu_H, \tag{2.62}$$

[1] Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\nu}$ и $K_{F\nu}$ для передач с твердостью активных поверхностей $H_{акт} > 55$ HRC при ограниченных значениях мощности и частоты вращения даны в табл. 2.8.

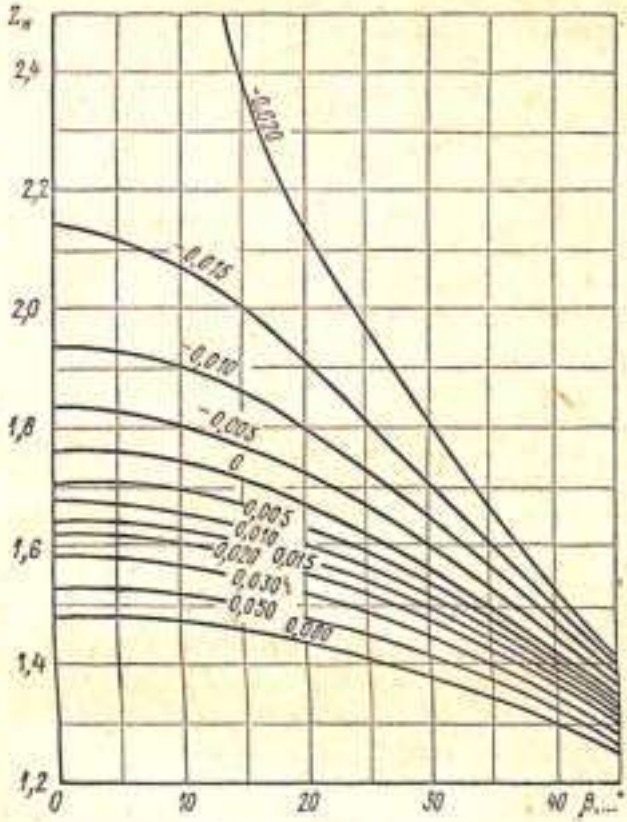


Рис. 2.13. Значения коэффициента Z_H:
Цифры на графиках соответствуют значениям $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$

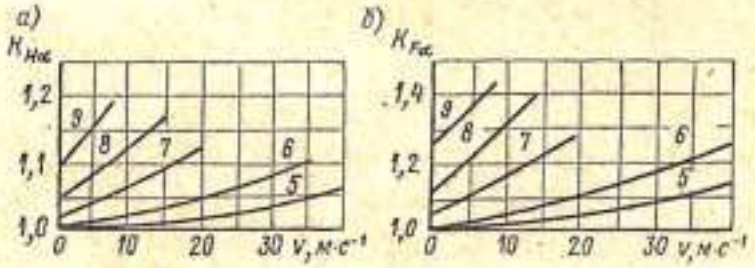


Рис. 2.14. Значение коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$:
Цифры на графиках соответствуют степени точности зубчатой передачи (ГОСТ 1643–81)

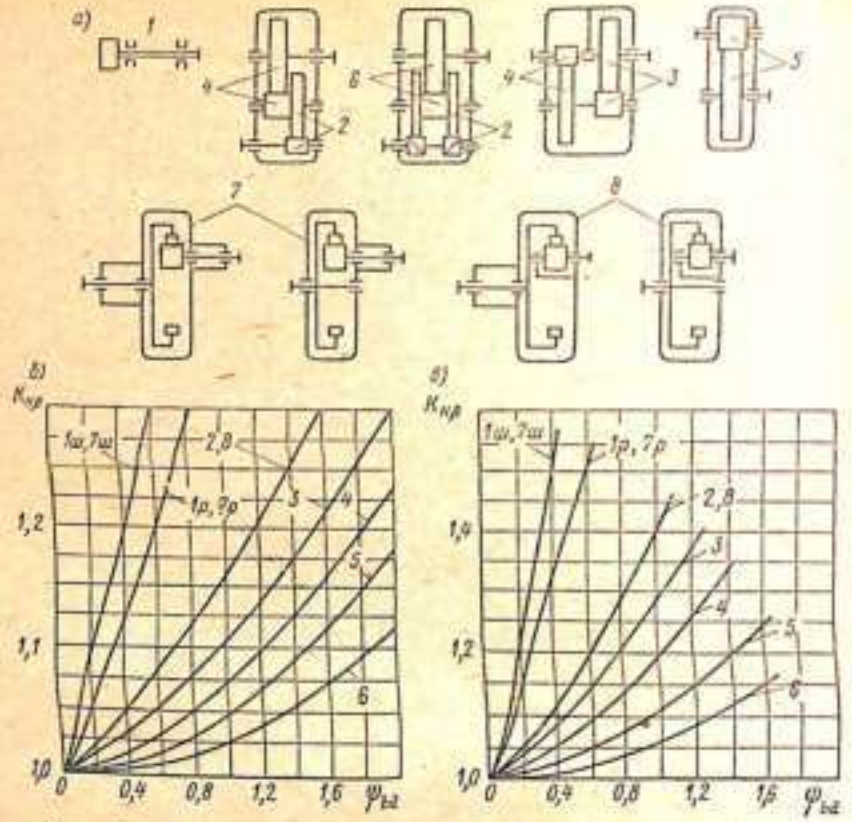


Рис. 2.15. Ориентировочные значения $K_{H\beta}$ для цилиндрических передач: *а* – виды передач; *б* – $K_{H\beta}$ при твердости активных поверхностей зубьев хотя бы одного из колес сопряженной пары $H_{акт} \leqslant 350$ НВ; *в* – $K_{H\beta}$ при $H_{акт1} > 350$ НВ и $H_{акт2} > 350$ НВ;

1 – 8 – кривые, соответствующие видам передач на рис. *а* (1ш, 7ш и 1р, 7р – для передач соответственно на шарико- и роликоподшипниках)

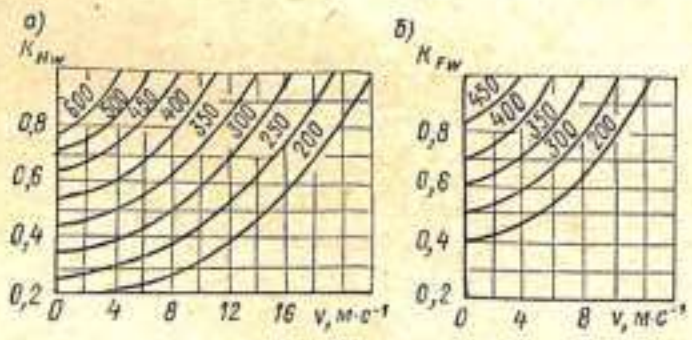


Рис. 2.16. Коэффициенты K_{H_W} и K_{F_W} (цифры на кривых – значения твердости поверхностей НВ зубьев колеса в единицах Бринеля)

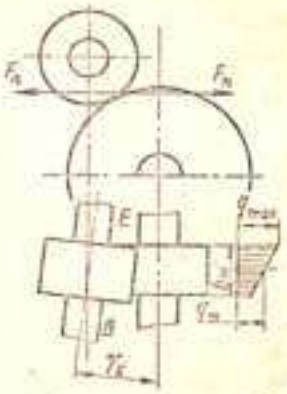


Рис. 2.17. К определению знака коэффициента K в формуле (2.61)

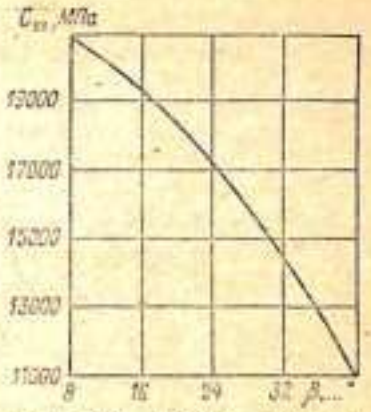


Рис. 2.18. График значений $C_{\Sigma\gamma}$ для косозубых передач

где

$$v_H = 4{,}76 \cdot 10^{-4} W_{Hv} b_w d_{w1} / (T_{H1} K_{H\beta}); \quad (2.63)$$

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u}. \quad (2.64)$$

Значения δ_H и g_0 даны в табл. 2.3 и 2.4 (во всех таблицах набрано g).

Таблица 2.3

Коэффициенты δ_H и δ_F

Твердость активных поверхностей сопряженных зубьев $H_{акт1}$ и $H_{акт2}$	Вид зубьев	δ_H	δ_F
$H_{акт2} \leqslant 350$ НВ (или $H_{акт1} \leqslant 350$ НВ и $H_{акт2} \leqslant 350$ НВ)	Прямые Непрямые	0,006 *; 0,004** 0,002	0,016*; 0,011** 0,006
$H_{акт1} > 350$ НВ и $H_{акт2} > 350$ НВ	Прямые Непрямые	0,014*; 0,010** 0,004	0,016*; 0,011** 0,006

* Без модификации головки.
** С модификацией головки.

Таблица 2.4

Значения коэффициентов g_0 и максимальной удельной динамической силы W_{max} (Н·мм$^{-1}$)

Модуль m, мм	Значения g_0 при степени точности						Значения W_{max} при степени точности					
	4	5	6	7	8	9	4	5	6	7	8	9
$m \leqslant 3{,}5$	17	28	38	47	56	73	32	85	160	240	380	700
$3{,}5 < m \leqslant 10$	22	31	42	53	61	82	53	105	194	310	410	880
$m > 10$	–	37	48	64	73	100	–	150	250	450	590	1050

Примечания: 1. При $W_{Ht} > W_{max}$, где W_{max} – предельное значение удельной окружной динамической силы (см. табл. 2.4), следует принять $W_{Ht} = W_{max}$. 2. Если с шестерней жестко связана массивная деталь (например, зубчатое колесо, одетое на вал-шестерню) с моментом инерции в γ раз большим, чем у шестерни, то значение W_{Ht} следует увеличить в K_γ раз, где

$$K_\gamma = \sqrt{(1 + u^2)\,\gamma/(u^2 + \gamma)}. \qquad (2.64а)$$

Значение $[\sigma_{Hj}]$ – допускаемого контактного напряжения для шестерни и колеса ($j = 1, 2$) определяется по формуле

$$[\sigma_{Hj}] = (\sigma_{H\,lim\,b}/[s_H])_j\, Z_R Z_{vj} K_{HLj}. \qquad (2.65)$$

Значения $\sigma_{H\,lim\,b}$ и $[s_H]$ даны в табл. 2.5; значение Z_R принимают в зависимости от параметров шероховатости R_a или R_z элемента сопряженной пары с более грубой поверхностью; $Z_R = 1$ при $R_a = 1{,}25 \div 0{,}63$ мкм; $Z_R = 0{,}95$ при $R_a = 2{,}5 \div 1{,}25$ и $Z_R = 0{,}9$ при $R_z = 40 \div 10$.

Коэффициент Z_{vj} определяется по графику, изображенному на рис. 2.19, или по формулам:

при $H_{акт\,j} \leqslant 350$ НВ

$$Z_{vj} = 0{,}85 v^{0,1}; \qquad (2.66)$$

при $H_{акт\,j} > 350$ НВ

$$Z_{vj} = 0{,}925 v^{0,05}. \qquad (2.67)$$

Значения N_{HEj} и K_{HLj} определяют по формулам:

$$N_{HE1} = \sum_1^k (T_{1(i)}/T_{H(1)})^3\, N_{c1(i)}; \qquad (2.68)$$

или

$$N_{HE2} = \sum_1^k (T_{1(i)}/T_{H(1)})^3\, N_{c2(i)} \qquad (2.69)$$

$$N_{HE2} = N_{HE1}\,(\gamma_{w2}/\gamma_{w1})/u; \qquad (2.69а)$$

$$K_{HLj} = \sqrt[6]{N_{lim\,j}/N_{HEj}}, \qquad (2.70)$$

Таблица 2.5

Значения $\sigma_{H\,lim_b}$ (при $v \leqslant 5$ м·с$^{-1}$) и $[s_H]$ при параметре шероховатости не ниже $R_a = 1{,}25 \div 0{,}63$ мкм (ГОСТ 2.309–73)

Термическая или термохимическая обработка	Твердость поверхностей зубьев $H_{акт}$	$\sigma_{H\,lim\,b}$, МПа	$[s_H]$*
Нормализация или улучшение	≤ 350 НВ	2 $H_{НВ}$ + 70	1,1
Объемная закалка	40–50 HRC	17 H_{HRC} + 100	1,1
Поверхностная закалка	40–56 HRC	17 H_{HRC} + 200	1,2
Цементация или нитроцементация	54–64 HRC	23 H_{HRC}	1,2
Азотирование	550–750 HV	1050	1,2

* В зависимости от степени ответственности передачи, возможных последствий в случае ее отказа и достоверности заданной гистограммы нагрузок значения $[s_H]$ могут быть завышены или занижены по сравнению с приведенными значениями (см. также работу [36, с. 79]).

где

$$N_{HOj} = 30H_{HBj}^{2,4}. \quad (2.71)$$

При $H_{экв\,j} \geqslant 563$ НВ = 56 HRC следует принять $N_{HOj} = 120 \cdot 10^6$. Если $N_{HEj} > N_{HOj}$, то $K_{HLj} = 1$.

На рис. 2.20, *б* дан график соотношения твердостей H_{HB} и H_{HRC}, а на рис. 2.20, *а* – H_{HB} и H_{HV}.

В формулах (2.51)–(2.55) при $\beta = 0$ $[\sigma_H]$ приравнивается меньшему из двух значений $[\sigma_{Hj}]$ (т. е. $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$). При $\beta \neq 0$

$$[\sigma_H] = \sqrt{0{,}5([\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2)}. \quad (2.72)$$

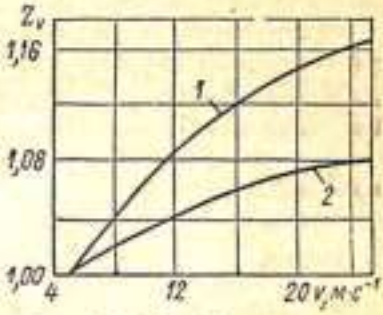


Рис. 2.19. Коэффициент Z_v: *1* – при $H_{экв} \leqslant 350$ НВ; *2* – при $H_{экв} > 350$ НВ

Найденная по формуле (2.72) величина $[\sigma_H]$ не должна превышать более чем на 18 % меньшее из двух значений, найденных по формуле (2.65).

Примечания: 1. При однородной структуре материала зубьев (улучшение, нормализация, объемная закалка) коэффициент K_{HL} принимают не более 2,6. При поверхностном упрочнении зубьев (цементация, нитроцементация, поверхностная закалка) величину K_{HL} принимают не более 1,8. 2. При расчете по нагрузке $T_{N_c \leqslant 5 \cdot 10^5}$ (см. рис. 2.12) следует принять $K_{HL} = 2{,}6$ и $K_{HL} = 1{,}8$ соответственно при однородной структуре материала зубьев и при их поверхностном упрочнении. В формулах проверочного расчета (2.51) и (2.52) в этом случае принимают $T_{H1} = T_{1\,(N_c \leqslant 5 \cdot 10^5)}$.

Проверочный расчет на прочность активных поверхностей зубьев при приложении пикового момента T_{1max}. *Наибольший момент, которому соответствует за полный срок службы число циклов перемен напряжений от 200 до 400, называется пиковым моментом.* Проверочный расчет при действии этого момента выполняется по формуле

$$(\sigma_{H\,max})_j = \sigma_H \sqrt{T_{1max}/T_{H1}} \leqslant [\sigma_{H\,max\,j}]. \quad (2.73)$$

Величина σ_H определяется по формуле (2.52).

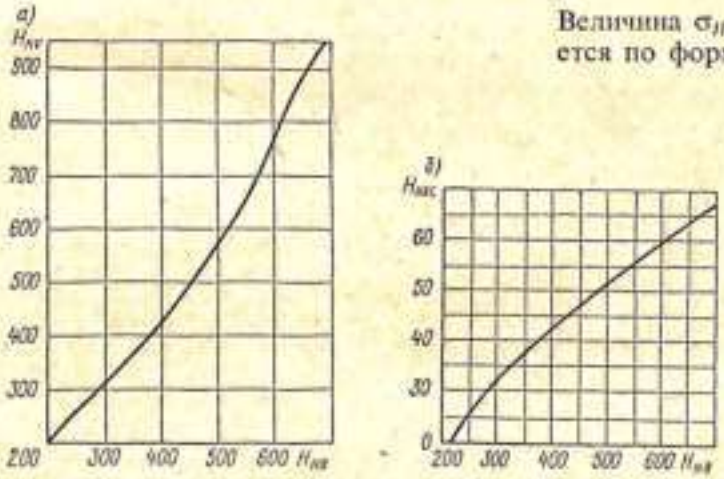


Рис. 2.20. График соотношения твердостей, выраженных в единицах НВ и HV (*а*) и НВ и HRC (*б*)

Для зубьев, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпуском, $[\sigma_{H\,max}] = 2{,}8\sigma_T$ (значение σ_T см. в табл. 2.2). Для зубьев, подвергнутых цементации, нитроцементации, а также контурной закалке после нагрева т. в. ч., $[\sigma_{H\,max}] = 40$ HRC$_э$.

Расчет зубьев на выносливость при изгибе. Проверочный расчет выполняется по формулам:

при $\beta = 0$

$$\sigma_{F1} = 2 \cdot 10^3 T_{F1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_F / (b_w d_1 m) \leqslant [\sigma_{F1}]; \quad (2.74)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} (Y_{F2}/Y_{F1}) \leqslant [\sigma_{F2}]; \quad (2.75)$$

при $\beta \neq 0$

$$\sigma_{F1} = 2 \cdot 10^3 T_{F1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} Y_\beta / (b_w d_1 m \varepsilon_\gamma); \quad (2.76)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} (Y_{F2}/Y_{F1}) \leqslant [\sigma_{F2}]. \quad (2.77)$$

Расчетная нагрузка T_{F1} приравнивается наибольшей из действующих нагрузок, за исключением тех, которым соответствует число циклов перемен напряжений за полный срок службы (отсчитываемое от начала координат на циклограмме с нагрузками, расположенными в порядке убывания) $N_E \leqslant 5 \cdot 10^4$ (рис. 2.21). При действии нагрузок, которым соответствует $N_E \leqslant 5 \cdot 10^4$, выполняется расчет на малоцикловую выносливость при изгибе по ГОСТ 21354–75*.

Для прямозубых передач с $x_1 = x_2 = 0$ принимают $K_{F\alpha 1} = K_{F\alpha 2} = 0{,}75$ при $n_{ст.т} \leqslant 7$ и $K_{F\alpha 1} = K_{F\alpha 2} = 1$ при $n_{ст.т} > 7$. Значения $K_{F\alpha}$ для косозубых передач даны на рис. 2.14. Величина $K_{F\beta}$ подсчитывается по формуле

$$K_{F\beta} = 1 + (K^0_{F\beta} - 1) K_{Fw}, \quad (2.78)$$

где $K^0_{F\beta}$ определяется из рис. 2.22 в зависимости от значений $K^0_{H\beta}$ [см. формулу (2.61)] и b_w/m; K_{Fw} – по графику, изображенному на рис. 2.16. Ориентировочно (в сторону некоторого увеличения коэффициента запаса прочности) можно принять $K_{F\beta} = K_{H\beta}$.

Коэффициент K_{Fv} определяется по формуле

$$K_{Fv} = 1 + v_F, \quad (2.79)$$

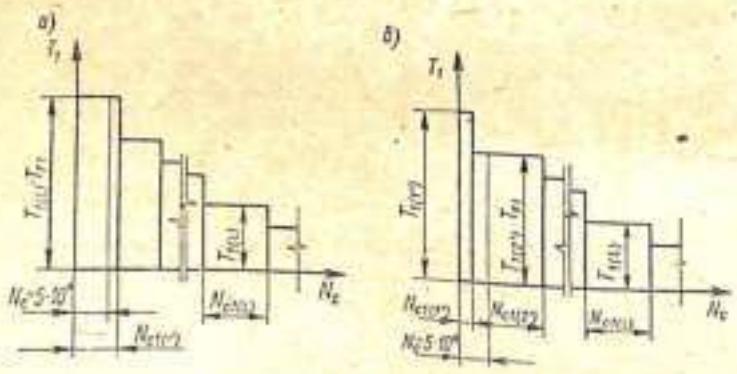


Рис. 2.21. Циклограммы нагружения шестерни: $а$ – $N_{E(1)} > 5 \cdot 10^4$; $б$ – $N_{E(1)} < 5 \cdot 10^4$

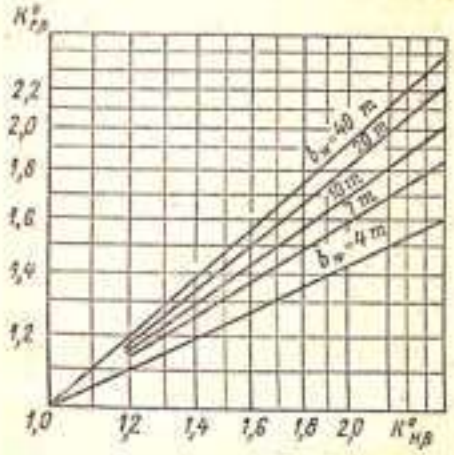


Рис. 2.22. Коэффициент $K^0_{F\beta}$

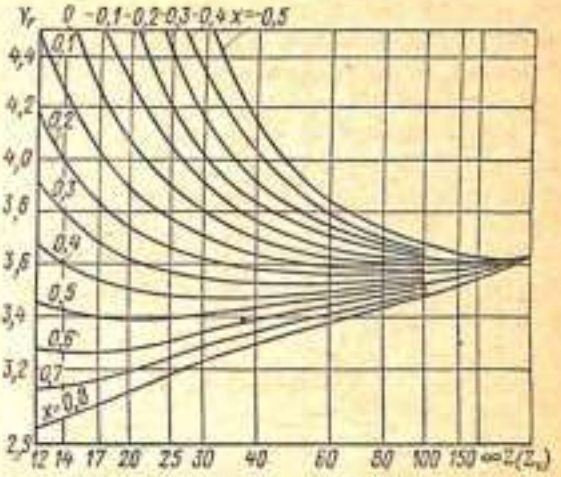


Рис. 2.23. Коэффициент Y_F для зубчатых колес с внешними зубьями

где

$$v_F = 4{,}76 \cdot 10^{-4} W_{Fv} b_w d_1 / (T_{F1} K_{F\beta}); \tag{2.80}$$

$$W_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u}. \tag{2.81}$$

δ_F и g_0 определяются из табл. 2.3 и 2.4 (см. примечания 1 и 2 на с. 38, в которых вместо W_{Hv} надо подставить W_{Fv}).

Значения Y_F для зубчатых колес с внешними зубьями при $\beta = 0$ определяются из рис. 2.23 или по формуле

$$Y_F = \alpha_\alpha / y', \tag{2.82}$$

где $\alpha_\alpha = 2 - (8/z)[1 - 2x/(1 + x^2)]$; $y' = 0{,}545 - 2{,}26/z - 26{,}3/z^2 + 169/z^3 + 5{,}73x[(z + 7)/(z + 6x)]$.

Значения Y_F для колес с внутренними зубьями даны на рис. 2.24. При $\beta \neq 0$ значения Y_F выбираются из графиков, представленных на рис. 2.23 и 2.24, или рассчитываются по формуле (2.82) в зависимости от эквивалентных чисел зубьев

$$z_{ej} = z_j / \cos^3 \beta. \tag{2.83}$$

Коэффициент Y_β определяется по формуле

$$Y_\beta = 1 - \beta/140. \tag{2.84}$$

При $\beta \geqslant 42^\circ$ $Y_\beta = 0{,}7$.

Допускаемое напряжение при расчете на изгиб определяется по формуле

$$[\sigma_{Fj}] = (\sigma^0_{F\lim b}/[s_F])_j K_{FCj} K_{FLj}, \tag{2.85}$$

где $(\sigma^0_{F\lim b})_j$ берется из табл. 2.6.

При реверсивной симметричной нагрузке

$$K_{FCj} = 1 - \gamma_{Fcj}, \tag{2.86}$$

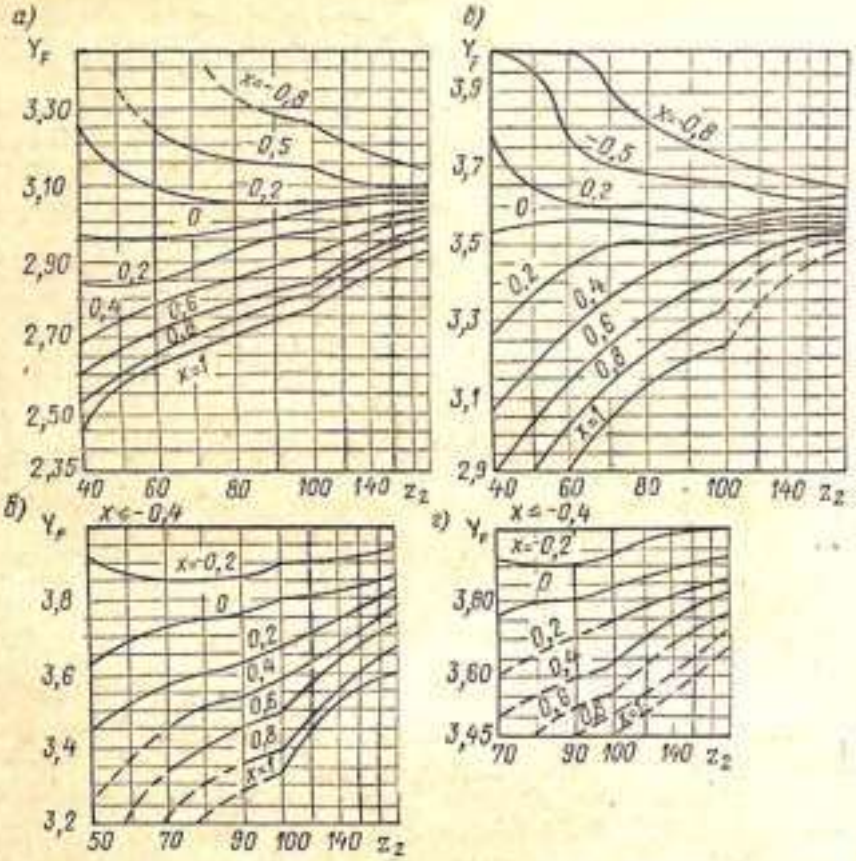


Рис. 2.24. Коэффициенты Y_F для колес с внутренними зубьями: $а - z_0 = 10$; $б - z_0 = 20$; $в - z_0 = 30$; $г - z_0 = 40$

где для нормализованных и улучшенных зубчатых колес $\gamma_{Fc} = 0{,}35$; при твердостях поверхностей зубьев более 45 HRC – $\gamma_{Fc} = 0{,}25$. При реверсивной нагрузке $K_{FCj} = 1$.

Коэффициент K_{FLj} определяется по формуле

$$K_{FLj} = \sqrt[m_{Fj}]{4 \cdot 10^6 / N_{FEj}}, \tag{2.87}$$

где

$$N_{FEj} = \sum_{1}^{k} (T_{1(i)}/T_{Fj})^{m_{Fj}} N_{cj(i)}. \tag{2.88}$$

Показатель степени $m_F = 6$ при $H_{act} \leqslant 350$ НВ и $m_F = 9$ при $H_{act} > 350$ НВ. Если $m_{F1} = m_{F2}$, то

$$\left.\begin{aligned} N_{FE1} &= \sum_{1}^{k} (T_{1(i)}/T_{F1})^{m_{F1}} N_{c1(i)}; \\ N_{FE2} &= \sum_{1}^{k} (T_{1(i)}/T_{F1})^{m_{F2}} N_{c2(i)} \end{aligned}\right\} \tag{2.89}$$

Таблица 2.6

Пределы выносливости σ^0_{Flimb} и значения $[s_F]$

Вид термообработки и марки стали	Твердость зубьев HRC		σ^0_{Flimb}, МПа	$[s_F]^*$
	на поверхности	в сердцевине		
Цементация легированных сталей:				
стали марок 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А и др.	57–63	32–45	950	1,7
стали марок 18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4А и др.	57–63	32–45	800	1,7
Нитроцементация легированных сталей:				
сталь 25ХГМ	57–63	32–45	1000	1,7
стали марок 25ХГТ, 30ХГТ и др.	57–63	32–45	750	1,7
Закалка при нагреве т. в. ч. по всему контуру:				
стали пониженной прокаливаемости (например, 55ПП)	58–62	28–35	900	1,7
стали марок 60ХВ, 60Х, 60ХН и др.	54–60	25–35	700	1,7
стали марок 35ХМА, 40Х, 40ХН и др.	48–60	25–35	600	1,7
Нормализация или улучшение	180–350 НВ		$1{,}35H_{HB}+100$	1,65
Азотирование легированных сталей	–	24–40	$18H_{HRCсерд}+150$	2

* См. примечание к табл. 2.5.

или

$$N_{FE2} = N_{FE1}(\gamma_{w2}/\gamma_{w1})/u. \qquad (2.89а)$$

При твердости активных поверхностей зубьев $H_{act} \leqslant 350$ НВ коэффициент K_{FL} принимают не более 2. При $H_{act} > 350$ НВ значения $K_{FL} \leqslant 1{,}6$. Если $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$, то принимают $K_{FL} = 1$.

Типовые режимы нагружения. На основании статистической обработки эксплуатационных режимов различных машин получены представленные на рис. 2.25 типовые режимы нагружения (ГОСТ 21354–75*). Здесь по оси ординат отложены отношения $T_{ij}/T_{j\,max}$, а по оси абсцисс – $N_{\varepsilon ji}/N_{\varepsilon\Sigma j}$, где $N_{\varepsilon ji}$ – число циклов перемен напряжений при нагрузках, удовлетворяющих условию $T_j \geqslant T_{ji}$, $N_{\varepsilon\Sigma j}$ – число циклов перемен напряжений за полный срок службы зубчатого колеса. При частоте вращения $n_j = \text{const}$

$$N_{\varepsilon\Sigma j} = 60 n_j \gamma_{wj} t_h.$$

При заданном режиме работы эквивалентные числа циклов перемен напряжений определяются по формулам:

$$N_{HEj} = \mu_{n_j} N_{\varepsilon\Sigma j}; \qquad (2.90)$$

$$N_{FEj} = \mu_{m_F} N_{\varepsilon\Sigma j}. \qquad (2.91)$$

Значения μ_{n_j} и μ_{m_F} даны в табл. 2.7.

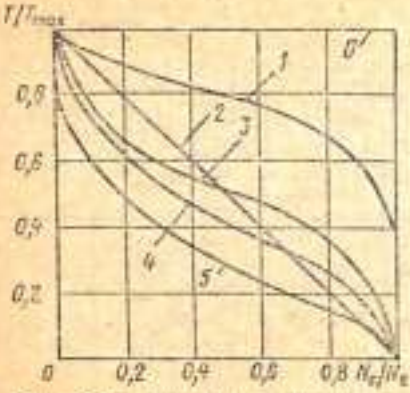


Рис. 2.25. Типовые режимы нагружения:

0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятностный; 3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий

Указания к проектировочному расчету. Обычно размеры зубчатых колес определяются из расчета на прочность активных поверхностей зубьев. При найденных таким способом размерах (b_w, d_{w1}, d_{w2}), как правило, необходимую прочность зубьев на изгиб удается обеспечить варьированием модуля (или числа z_1). Исключением являются передачи с высокими твердостями активных поверхностей зубьев ($H_{акт}$) при $K_{HL} \gg 1$ и особенно при реверсивной симметричной нагрузке.

Выбор материала высоконагруженных зубчатых колес. Масса шестерни и колеса и допускаемое контактное напряжение связаны следующей зависимостью [43]:

$$G_m = \Omega T_{H1}/[\sigma_H]^2, \qquad (2.92)$$

где Ω – коэффициент, зависящий от геометрии зацепления и конструкции зубчатых колес. Зависимость между $[\sigma_H]$ и $H_{акт}$ близка к прямо пропорциональной, поэтому

$$G_m \approx \Omega T_{H1}/H^2_{акт}. \qquad (2.92а)$$

Снижение массы и габаритных размеров является одним из важнейших условий совершенствования машин. В связи с этим, как следует из формулы (2.92) и (2.92а), для зубчатых колес машин серийного и массового производства необходимо выбирать материал и термообработку, обеспечивающие, по возможности, наибольшие значения $H_{акт}$ при высокой прочности зубьев на изгиб. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют легированные стали, подвергнутые поверхностному упрочнению с помощью термической (закалке т. в. ч.) или термохимической (цементации, нитроцементации, азотированию) обработки (см. § 2.2).

Применение зубчатых колес с $H_{акт} \leqslant 350$ НВ оправдано только в специальных случаях (например, в крупногабаритных судовых передачах), а также в единичном производстве, когда завышение массы передачи окупается упрощением технологии изготовления.

Сравнение несущей способности передач со стальными зубчатыми колесами при различных видах термообработки можно получить из ана-

Таблица 2.7

Значения параметров μ_s и μ_{wF}

Типовой режим нагружения	μ_s	μ_{wF}	
		$m_F = 6$	$m_F = 9$
Тяжелый	0,500	0,300	0,200
Средний равновероятностный	0,250	0,143	0,100
Средний нормальный	0,180	0,065	0,036
Легкий	0,125	0,038	0,016
Особо легкий	0,063	0,013	0,004

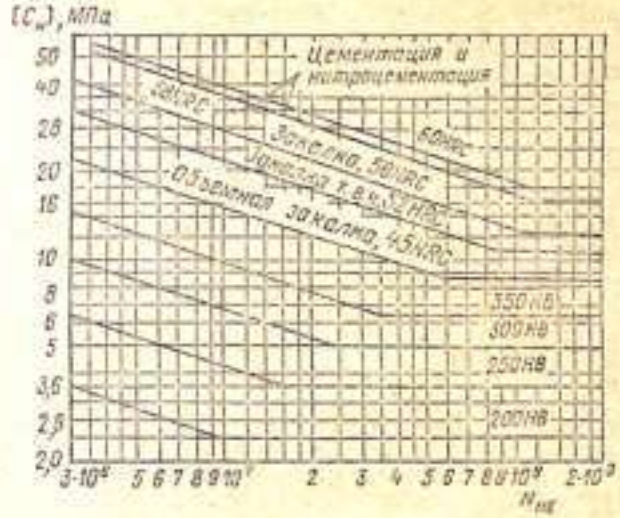


Рис. 2.26. Сравнение несущей способности передач со стальными зубчатыми колесами при различных видах термообработки:
Значения $[C_H]$ рассчитаны при $z_v = z_R = 1$

лиза данных графика, изображенного на рис. 2.26, где по оси абсцисс отложены значения N_{HE}, а по ординате – величины $[C_H] = ([\sigma_H]/Z_M)^2 = 1{,}36 \cdot 10^{-5}[\sigma_H]^2$ для различных видов упрочнения стальных зубчатых колес. Для оценки информативности этого графика надо обратить внимание на то, что величина $[C_H]$ прямо пропорциональна допускаемой нагрузке и связана с массой G_m зубчатых колес зависимостью, близкой к обратно пропорциональной.

Величина $[\sigma_H]$ приравнивается меньшему из двух значений, определяемых по формулам

$$[\sigma'_{Hj}] = (\sigma_{H\,lim\,b}/[s_H])\, K_{HLj} \quad (\beta = 0); \tag{2.93}$$

$$[\sigma'_H] = \sqrt{0{,}5\,([\sigma'_{H1}]^2 + [\sigma'_{H2}]^2)} \quad (\beta \neq 0). \tag{2.94}$$

Величина $[\sigma'_H]$ не должна превышать более чем на 18 % меньшее из двух значений $[\sigma_{Hj}]$, найденных по формуле (2.93).

Значения коэффициентов $K'_{H\nu}$, $K'_{F\nu}$, $K'_{H\nu}$, $K'_{F\nu}$ *для проектировочных расчетов.* При точности зацепления, назначенной в соответствии с окружной скоростью (см. табл. 2.10) для характерных в курсовом проектировании мощностей и частот вращения, значения перечисленных коэффициентов приведены в табл. 2.8.

Для определения $K'_{H\nu}$ при $H_{зат1} > 55$ HRC и $H_{зат2} \geq 55$ HRC могут быть использованы ориентировочные зависимости:

$$\left.\begin{aligned} K'_{H\nu} &= 1{,}06 + 1{,}5 \cdot 10^{-5} n_1 \quad (\beta = 0); \\ K'_{H\nu} &= 1{,}06 + 0{,}75 \cdot 10^{-5} n_1 \quad (\beta \neq 0). \end{aligned}\right\} \tag{2.95}$$

Таблица 2.8

Значения коэффициентов $K'_{H\alpha}$, $K'_{F\alpha}$, $K'_{H\alpha}$ и $K'_{F\alpha}$ при $P \leqslant 125$ кВт, $H_{шт\ 1} > 55$ HRC и $H_{шт\ 2} > 55$ HRC в зависимости от частоты вращения

n_1, мин$^{-1}$	$K'_{H\alpha}$	$K'_{F\alpha}$	$K'_{H\alpha}$	$K'_{F\alpha}$	$K'_{H\alpha}$	$K'_{F\alpha}$
	$\beta = 0$		$\beta \neq 0$			
До 1000	1,08	1,10	1,04	1,05	1,1	1,25
Св. 1000 до 2000	1,10	1,12	1,04	1,06	1,1	1,25
» 2000 » 3500	1,14	1,16	1,06	1,07	1,1	1,25

С достаточно высокой точностью величину $K'_{H\alpha} = 1 + \nu'_H$ можно получить из зависимости

$$\nu'_H = 2400 \left[\sigma'_H\right]^{-7/3} \left[(u \pm 1)/u\right]^{5/3} (n_{ст\ 1} - 2)\, \delta_H n_1. \qquad (2.96)$$

Обычно в курсовом проектировании назначают $n_{ст\ 1} = 6, 7, 8$. Во избежание завышения массы и габаритных размеров передач при расчетном значении $K_{H\alpha} > 1,40 \div 1,45$ размеры определяются по величине $K_{H\alpha} = 1,40 \div 1,45$ и в последующем (при проверочном расчете) используют различные способы, направленные к снижению $K_{H\alpha}$ (среди которых увеличение точности, повышение $H_{заг}$, увеличение z, применение модификации профиля зуба, переход от $\beta = 0$ к $\beta \neq 0$) для обеспечения условия $K_{H\alpha} \leqslant 1,40 \div 1,45$.

Величина $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$ назначается в соответствии с рекомендациями в табл. 2.9. Для данного типа редукторов общего назначения устанавливается некоторая постоянная величина $\psi_{ba} = b_w/a_w$, выбираемая из стандартного ряда ГОСТ 2185–66* (СТ СЭВ 229–75). Это является необходимым условием обеспечения заданного ряда передаточных отношений и нагрузок при минимальном числе корпусов и зубчатых пар. Естественно, что при этом каждое данное исполнение (если судить в от-

Таблица 2.9

Ориентировочные значения ψ_{bdmax}

Вариант	Расположение опор относительно зубчатого венца (рис. 2.15, *а*)	ψ_{bdmax} при твердости активных поверхностей зубьев	
		$H_2 \leqslant 350$ НВ (или $H_1 \leqslant 350$ НВ, $H_2 < 350$ НВ)	$H_1 > 350$ НВ; $H_2 > 350$ НВ
1	Симметричное и вблизи зубчатого венца (передачи 5 и 6). Несимметричное при высокой жесткости конструкции (передача 4)	1,20 – 1,35	0,9 – 1,0
2	Несимметричное (передачи 2 и 3)	1,0 – 1,1	0,65 – 0,75
3	По одну сторону от зубчатого венца (передача 1)	0,6 – 0,7	0,45 – 0,55

Примечания: 1. При нагрузке постоянной или малоизменяющейся значения ψ_{bdmax} могут быть увеличены против табличных на 15–20%. 2. Обычно принимают $\psi_{bd} = (0,80 \div 0,95)\, \psi_{bdmax}$. 3. В коробках передач для колес с внешними зубьями обычно принимают $\psi_{ba} = b_w/a_w \leqslant 0,3$. В связи с этим на величину ψ_{bd} накладывается ограничение $\psi_{bd} \leqslant 0,5\,(u + 1)\, b_w/a_w = 0,15\,(u + 1)$.

рыве от глобальной задачи, положенной в основу разработки параметров) имеет массу и габаритные размеры, отличающиеся от возможных минимальных значений.

Нередко (причем не только в курсовом, но и реальном проектировании) наблюдается значительная неравномерность распределения нагрузок по ширине зубчатого венца, характеризуемая коэффициентом $K_{H\beta}$. Для предупреждения этого целесообразно ориентироваться не на значение ψ_{bd}, а использовать величину ψ_{bd}, поскольку величина $(K^0_{H\beta} - 1)$ при заданных параметрах, характеризующих жесткость конструкции, является функцией только величины ψ_{bd}, что следует из зависимости

$$K^0_{H\beta} - 1 = k\psi^{4/3}_{bd},$$

где k – коэффициент, зависящий от расположения опор относительно зубчатых колес и параметров, характеризующих жесткость конструкции. При снижении ψ_{bd} появляются резервы к увеличению жесткости конструкции и уменьшению величины k.

При данном значении ψ_{ba} величина $\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u \pm 1)$ изменяется в широких пределах в зависимости от u.

Угол наклона зубьев β. Косозубые передачи отличаются от прямозубых меньшей виброактивностью и повышенной несущей способностью. С увеличением β (при данных b_w и m) снижается интенсивность шума. Но при этом увеличивается осевая составляющая силы в зацеплении. В связи с этим большие значения $\beta = 25 \div 40°$ используются, как правило, только в шевронных передачах и в раздвоенных ступенях редукторов (см. рис. 1.3, *е*, *л*). В остальных случаях с целью снижения осевой составляющей обычно назначают $\beta = 8 \div 16°$.

При выборе угла β рекомендуют выполнять условие

$$\varepsilon_\beta = b_w \sin\beta/(\pi m) \geqslant 1{,}1. \qquad (2.97)$$

Если это условие не выполнено, то корректируют значение угла наклона по формуле

$$\beta \geqslant \arcsin\left[1{,}1\pi m/b_w\right]. \qquad (2.97а)$$

Зубчатые колеса с шевронными зубьями используются и в некоторых типах планетарных передач большой мощности с высокой частотой вращения. Но наибольшее распространение получили планетарные передачи в прямозубом исполнении, поскольку с переходом от $\beta = 0$ к $\beta \neq 0$ существенно усложняется конструкция этого вида передач.

Точность зацепления. С увеличением точности зацепления (при уменьшении погрешностей шага, профиля и направления зубьев) снижается неравномерность распределения удельных контактных нагрузок и значение дополнительных динамических нагрузок в зацеплении. Эти нагрузки пропорциональны скорости, поэтому (во избежание завышения массы и габаритных размеров передач, вызванного повышенными динамическими нагрузками) с ростом окружной скорости назначают более высокие степени точности передачи (табл. 2.10).

Выбор числа зубьев шестерни. С увеличением z_1 при заданных d_1 и степени точности уменьшаются погрешности в зацеплении, увеличивается коэффициент перекрытия, снижается интенсивность шума и вибро-

Таблица 2.10

Ориентировочные значения предельных окружных скоростей для силовых передач

Степень точности (ГОСТ 1643–81; СТ СЭВ 641–77; СТ СЭВ 186–75)	Прямые зубья		Непрямые зубья	
	Цилиндрическая передача	Коническая передача	Цилиндрическая передача	Коническая передача
5 и более точные	⩾15	⩾12	⩾30	⩾20
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	» 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

активность, уменьшается скорость скольжения в конечных точках зацепления. В результате повышается несущая способность зацепления и снижаются потери на трение (см. § 2.1). С увеличением z_1 уменьшается масса металла, переводимого в стружку при фрезеровании, а иногда и масса зубчатых колес. Но при увеличении z_1 при данном d_1 уменьшается m и падает несущая способность, лимитируемая прочностью зубьев на изгиб. Это накладывает ограничения при назначении z_1.

Величина z_1 в передачах с эвольвентным зацеплением изменяется в широких пределах, начиная с 10 (но встречаются передачи и с $z_1 = 5$) и кончая приблизительно 70. Для цилиндрических передач при $H_{экт} > 350$ НВ и $H_{экт} \leqslant 350$ НВ характерные интервалы значений z_1 составляют соответственно 15–30 и 18–35.

Ориентировочные значения $z_{1\,max}$ из условия равнопрочности по напряжениям изгиба и контактным напряжениям для нереверсивных цилиндрических передач даны на рис. 2.27. Эти значения при реверсивной симметричной нагрузке следует умножить на 0,75. Если $K_{HL} > 1$ [см. формулу (2.70)], то значение $z_{1\,max}$ следует уменьшить в K_{HL} раз. При $H_{экт} < 350$ НВ значения z_1 обычно назначают значительно меньшими $z_{1\,max}$.

Значения $z_{1\,max}$ можно найти по формулам:

$$z_{1\,max} = E_0 \left\{ \frac{4 \cdot 10^4 (u \pm 1) [\sigma_F]}{K_{F\alpha} u [\sigma'_H]^2} \right\} \quad (\beta = 0); \tag{2.98}$$

$$z_{1\,max} = E_0 \left\{ \frac{6{,}6 \cdot 10^4 (u \pm 1) [\sigma_F] \chi}{u [\sigma'_H]^2} \right\} \quad (\beta \neq 0), \tag{2.99}$$

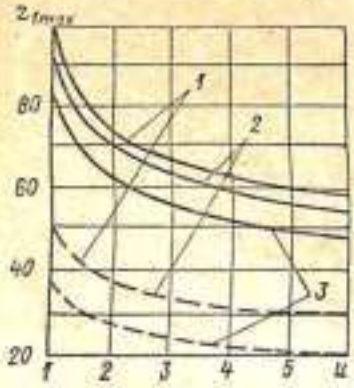


Рис. 2.27. Ориентировочные значения чисел зубьев шестерни $z_{1\,max}$ из условия равнопрочности по напряжениям изгиба и контактным напряжениям для нереверсивных цилиндрических передач:

1 – прямозубые зубчатые колеса 6-й и более высоких степеней точности; *2* – то же, при 7-й и более низких степенях точности; *3* – косозубые зубчатые колеса; ——— – термическое улучшение или нормализация; – – – – – цементация и цементация

где $[\sigma_F]$ приравнивается меньшему из двух значений $[\sigma_{F1}]$ и

$$\chi = 0{,}85 - [(\beta - 10)/57]^2. \qquad (2.100)$$

При $\beta \leqslant 12°$ принимают $\chi = 0{,}85$. Символ $E_0\{\ \}$ означает округление до ближайшего целого числа значения, подсчитанного по выражению в фигурных скобках.

Обычно в курсовом проекте принимают

$$z_1 = z_{1\max} - (1 \div 2) \leqslant 35. \qquad (2.101)$$

Указания к выбору коэффициентов смещения x_1 *и* x_2. Варьированием величиной x можно существенно повлиять на форму зуба и такие параметры зацепления как коэффициент перекрытия, приведенные радиусы кривизны, удельные скорости скольжения и др. Подробные сведения по этому вопросу и указания к выбору величин x_1 и x_2 даны в работах [58, 59 и др.]. При $z_1 \geqslant 18 \div 19$ в курсовых проектах обычно принимают $x_1 = x_2 = 0$. Однако и при этих значениях z, изменяя x_1 и x_2, можно повысить несущую способность.

Для прямозубых передач внешнего зацепления при $x_1 + x_2 > 0$ в ГОСТ 16532–70 рекомендуется принимать $x_1 = x_2 = 0{,}5$. С переходом от $x_1 = x_2 = 0$ к $x_1 = x_2 = 0{,}5$ несущая способность, лимитируемая выносливостью активных поверхностей зубьев, изменяется незначительно (см. рис. 6.3 в работе [42]). При назначении x_1 и x_2 для повышения несущей способности, лимитируемой прочностью зубьев на изгиб, учитывается точность изготовления и степень загруженности передачи. При этом необходимо знать величину параметра λ (см. гл. 12), учитывающего распределение нагрузки между парами зацепляющихся зубьев. В первом приближении можно считать, что при $\lambda > 0{,}8$ целесообразно принять $x_1 = x_2 = 0{,}5$, так как при этом существенно возрастает несущая способность в сравнении с вариантом с $x_1 = x_2 = 0$. При указанных значениях $\lambda > 0{,}8$ и системе смещений $x_1 + x_2 = 0$ целесообразно добиться равнопрочности шестерни и колеса, базируясь на значениях Y_{F1} и Y_{F2} (см. рис. 2.23). Так, легко обнаружить, что при $[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}]$ в передаче с $z_1 = 13$ и $z_2 = 70$ при $x_1 + x_2 = 0$, приняв $x_1 = 0{,}35$, получим $Y_{F1} \approx Y_{F2}$. Если $\lambda \leqslant 0{,}75$, предпочтительны передачи с $x_1 = x_2 = 0$ или $x_1 + x_2 = 0$. Целесообразность последнего варианта возрастает с уменьшением z_1 при $u \gg 1$ (например, при $u > 2 \div 3$).

В косозубых передачах обычно принимают $x_1 = x_2 = 0$. Для передач с $x_1 = -x_2$ и $[\sigma_{H1}] = [\sigma_{H2}]$ рекомендуется x_1 определять по формуле

$$x_1 = (0{,}015 z_1 - 0{,}04)\sqrt{u - 1}.$$

Если $z_1 > 18$, то в эту формулу подставляют $z_1 = 18$; при $u \geqslant 6$ принимают $u = 6$. В косозубых передачах с внешним зацеплением, как правило, система смещений с $x_1 + x_2 > 0$ не применяется. Это связано с тем, что при увеличении $(x_1 + x_2)$ снижается суммарная длина контактных линий, не компенсируемая увеличением приведенного радиуса кривизны.

Для прямозубых и косозубых передач значение x должно удовлетворять условию

$$x > x_{\min} = h_a^* - z \sin^2 \alpha_t/(2 \cos \beta).$$

Для передач внутреннего зацепления обычно $x_1 = x_2 = 0$. Используется также система смещения $x_2 - x_1 = 0$. При этом, как правило, $x_1 > 0$.

Проектировочный расчет из условия прочности зубьев на изгиб. Для некоторых зубчатых передач с высокими твердостями активных поверхностей зубьев при $K_{HL} \gg 1$ и особенно при реверсивной симметричной нагрузке число зубьев, рассчитываемое по формулам (2.98) и (2.99), может оказаться очень малым (например, $z_{1\,min} < 10 \div 12$). В этом случае задаются числом зубьев z_1 и определяют размеры зубчатых передач по формулам

для прямозубых передач

$$d'_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 T_{F1} K'_{F\beta} K'_{F\nu} K_{F\alpha} z_1}{\psi_{bd}} \left(\frac{Y_F}{[\sigma_F]}\right)} \qquad (2.102)$$

или

$$b_w \geqslant \frac{2 \cdot 10^3 T_{F1} K_{F\alpha} K'_{F\beta} K'_{F\nu} z_1}{d_1^2} \left(\frac{Y_F}{[\sigma_F]}\right); \qquad (2.103)$$

для косозубых передач

$$d'_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 T_{F1} K'_{F\alpha} K'_{F\beta} K'_{F\nu} Y_\beta z_1}{\psi_{bd} \varepsilon_\alpha} \left(\frac{Y_F}{[\sigma_F]}\right)} \qquad (2.104)$$

или

$$b_w \geqslant \frac{2 \cdot 10^3 T_{F1} K'_{F\alpha} K'_{F\beta} K'_{F\nu} Y_\beta z_1}{d_1^2 \varepsilon_\alpha} \frac{Y_F}{[\sigma_F]}. \qquad (2.105)$$

В зависимостях (2.102)–(2.105) отношение $(Y_F/[\sigma_F])$ принимается равным большему из двух значений $(Y_{F1}/[\sigma_{F1}])$ и $(Y_{F2}/[\sigma_{F2}])$. Коэффициент Y_β в формулах (2.104) и (2.105) рассчитывается по формуле (2.84), а коэффициент перекрытия – по формуле из работы [55]

$$\varepsilon_\alpha = [0{,}95 - 1{,}6\,(1/z_1 + 1/z_2)]\,(\cos\beta + \cos^2\beta). \qquad (2.106)$$

По формулам (2.103) и (2.105) может быть рассчитана ширина зубчатого венца, если при проверочном расчете на выносливость при изгибе условие $\sigma_{Fj} \leqslant [\sigma_{Fj}]$ не выполняется. При этом $K'_{F\alpha}$; $K'_{F\beta}$ и $K'_{F\nu}$ заменяются соответственно на $K_{F\alpha}$; $K_{F\beta}$; $K_{F\nu}$.

§ 2.4. Последовательность расчетов цилиндрических зубчатых передач

Расчет цилиндрических зубчатых передач производится по схеме алгоритма на рис. 2.28 или при более уточненных расчетах по схеме алгоритма на рис. 2.29.

При нагрузке, заданной в виде гистограммы, выбор T_{Hi} и расчет коэффициентов K_{HLi} производится по схеме алгоритма на рис. 2.30. На рис. 2.31–2.34 представлены схемы алгоритмов для определения $[\sigma'_H]$, d'_{w1}, $[\sigma_{Fj}]$ и $z_{1\,max}$. Обычно для заданий на курсовое проектирование $z_{1\,max}$ существенно больше 12–14, что позволяет избегать больших абсолютных значений x_1 и, следовательно, многих негативных последствий, вызванных

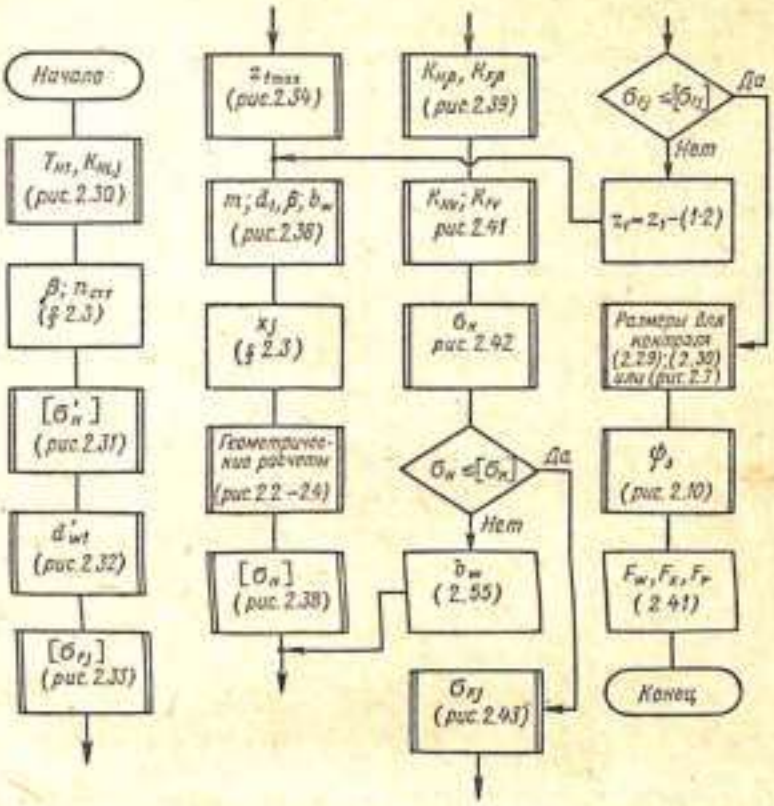


Рис. 2.28. Схема алгоритма для расчета на прочность цилиндрической зубчатой передачи

этим (больших удельных скольжений и скоростей скольжения в конечных точках линии зацепления, повышенных потерь на трение в зацеплении и т. п.). Для редких случаев, когда $z_{1\,max} < 10 \div 12$, габаритные размеры передачи определяются из условия прочности зубьев на изгиб по схеме алгоритма на рис. 2.35.

После определения ориентировочных значений размеров передачи (d'_{w1} или d'_1 и b'_w) производится их уточненный расчет. Вначале определяется ориентировочное значение расчетного модуля

$$m' = d'_{w1} \cos \beta / z_1, \tag{2.107}$$

которое округляется до ближайшего стандартного значения. По найденной величине m уточняется число зубьев

$$z_1 = E_0 \{d'_{w1} \cos \beta / m\}. \tag{2.108}$$

Диаметр делительной окружности шестерни d_1 определяется по формуле (2.4).

С учетом возможного значительного расхождения в значениях d'_{w1} и d_1, расчетная ширина зубчатого венца определяется из зависимости

$$b_w = \psi'_{bd} (d'_{w1})^3 / d_1^2. \tag{2.109}$$

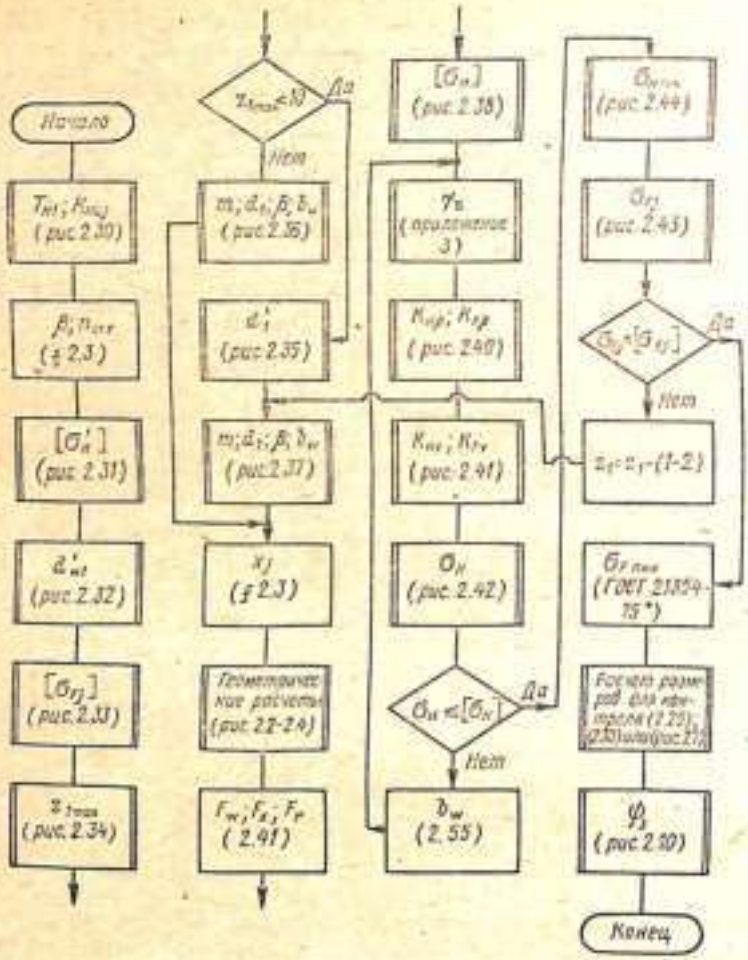


Рис. 2.29. Схема алгоритма для уточненного расчета на прочность цилиндрической зубчатой передачи

При такой корректировке размера b_w, несмотря на изменение размера d_1, вызванного округлением до стандартного значения m и до целого значения z_1, масса передачи не изменяется. Последовательность расчетов при определении уточненных значений m; d_1; β; b_w и z_1 представлена в виде схем алгоритмов на рис. 2.36 и 2.37.

Примечание. При низких значениях $H_{вт\,j}$ $z_{1\,max}$, рассчитываемое по схеме алгоритма, представленной на рис. 2.34, может достигать значений 70—80 и более. При передаточном числе $u \geqslant 2$ в этом случае следует принять $z_{1\,max} \leqslant 35 \div 40$.

После выбора значений x_j (см. § 2.3) рассчитываются геометрические размеры зубчатых колес и коэффициент перекрытия по схемам алгоритмов, представленным на рис. 2.3, 2.4. Силы в зацеплении определяются по формулам (2.41), $[\sigma_H]$ — по рис. 2.38. При этом окружная скорость

$$v = \pi d_1 n / (6 \cdot 10^4). \qquad (2.110)$$

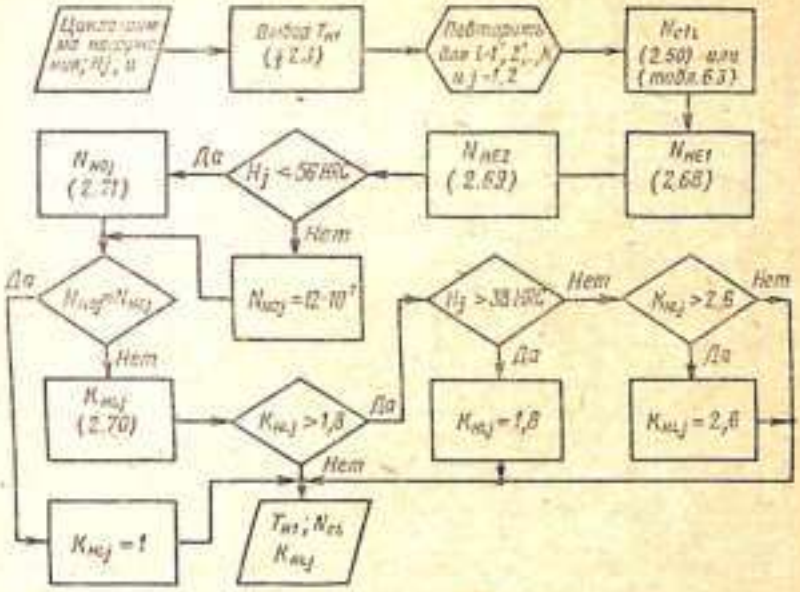


Рис. 2.30. Схема алгоритма для расчета коэффициентов долговечности K_{HL} зубчатых колес:

Для планетарных передач в приведенных формулах индекс j заменяют индексами, соответствующими обозначениям зубчатых колес (например, a, b, g для передачи A или b, e, f, g для передачи 3k); для планетарных передач $N_{FE1(2)}$ рассчитывается по формулам § 6.9

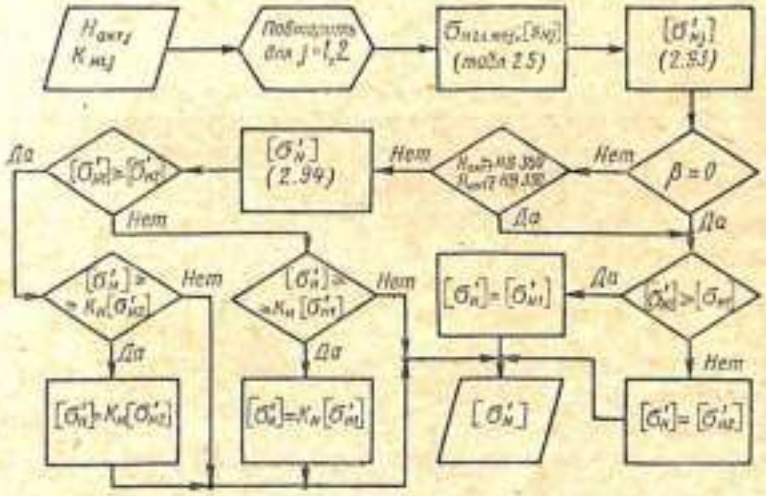


Рис. 2.31. Схема алгоритма для расчета ориентировочного значения допускаемых контактных напряжений:

Коэффициент $K_H = 1{,}18$ для цилиндрических и $K_H = 1{,}14$ для конических зубчатых передач

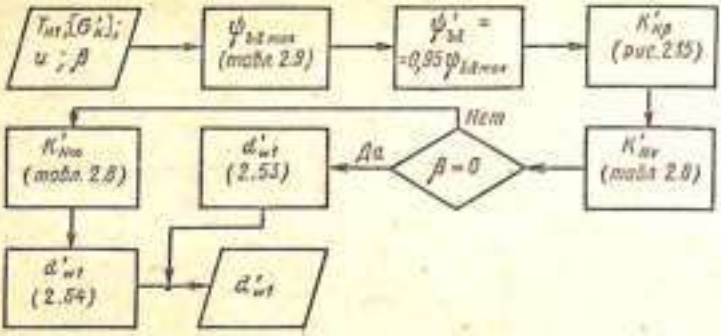


Рис. 2.32. Схема алгоритма для расчета ориентировочного значения диаметра начальной окружности шестерни:
Данный алгоритм распространяется на передачи с высокой твердостью активных поверхностей при передаваемой мощности $P \leqslant 125$ кВт и частоте вращения $n_1 \leqslant 3000$ мин$^{-1}$

При курсовом проектировании в проверочных расчетах значения $K_{H\beta} \approx K_{F\beta}$ допускается определять по схеме алгоритма, данной на рис. 2.39. При уточненных расчетах вначале вычисляется угол перекоса в зацеплении γ_Σ, вызванный деформациями валов и опор передачи (см. приложение 3), а затем рассчитываются значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (при $\psi_{bd} \leqslant 1{,}25$ по схеме алгоритма, представленной на рис. 2.40).

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ определяются по схеме алгоритма, представленной на рис. 2.41. Для промежуточных и тихоходных ступеней многоступенчатых редукторов учитывается влияние жестко присоединенного к валу шестерни колеса предыдущей ступени. С этой целью рассчитывается коэффициент

$$\gamma = \left[\frac{(ud_{w1})_n}{(d_{w1})_{n-1}}\right]^4 \frac{(b_w)_n}{(b_w)_{n-1}}, \qquad (2.111)$$

где индекс n соответствует номеру ступени редуктора, отсчитываемой от тихоходной. Например, для двухступенчатого редуктора быстроходная ступень имеет индекс $n = 2$, а тихоходная $- n = 1$.

Примечание. В зубчатых передачах с $H_{w1,2} > 350$ НВ при $P \leqslant 125$ кВт и $n_1 \leqslant 3000$ мин$^{-1}$ для коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ в проверочном расчете можно сохранить значения, принятые в проектировочном расчете, если они выбирались из табл. 2.8.

Расчет действующих в передаче напряжений σ_H и σ_{Fj} производится по схемам алгоритмов, изображенным на рис. 2.42 и 2.43.

При невыполнении условий $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$ или $\sigma_{Fj} \leqslant [\sigma_{Fj}]$ соответственно увеличивается расчетная ширина b_w и уменьшается число зубьев z_1, как это показано на рис. 2.28 и 2.29.

Для достижения этой же цели можно повысить степень точности передачи и механические свойства материалов колес (твердость активных поверхностей или сердцевины зубьев). Для повышения выносливости на изгиб может быть рекомендовано упрочнение впадин зубьев. При дробе-

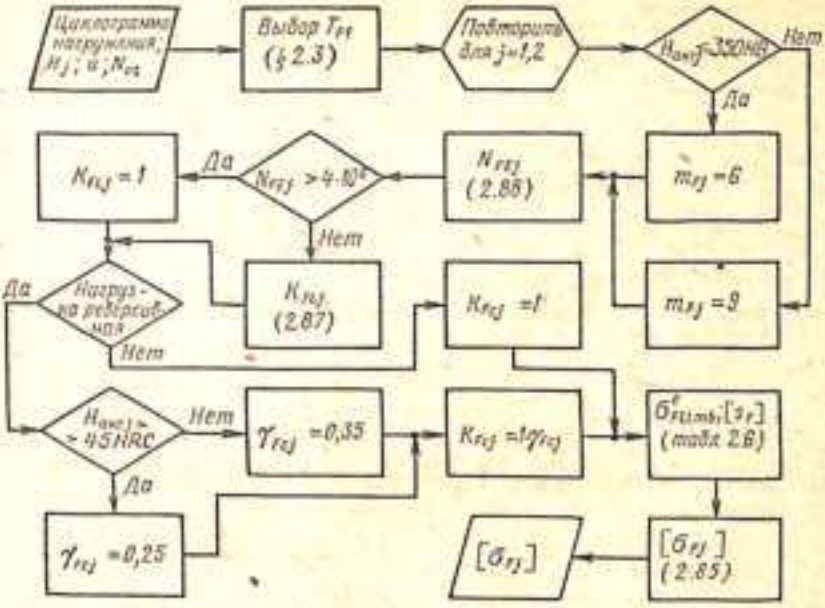


Рис. 2.33. Схема алгоритма для расчета допускаемых значений напряжений изгиба на переходной поверхности зуба:

Данный алгоритм не относится к азотированным зубчатым колесам, для которых $\gamma_{Fc} = 0,1$. Для планетарных передач индекс j заменяют индексами, соответствующими обозначениям зубчатых колес; для планетарных передач A (а также и 3k) нагрузка для сателлита g всегда реверсивная независимо от вида нагружения самой передачи

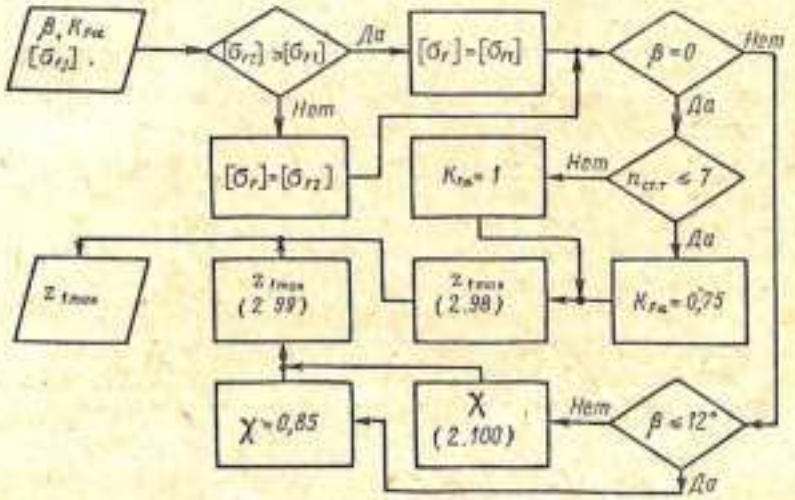


Рис. 2.34. Схема алгоритма для расчета максимального значения числа зубьев шестерни

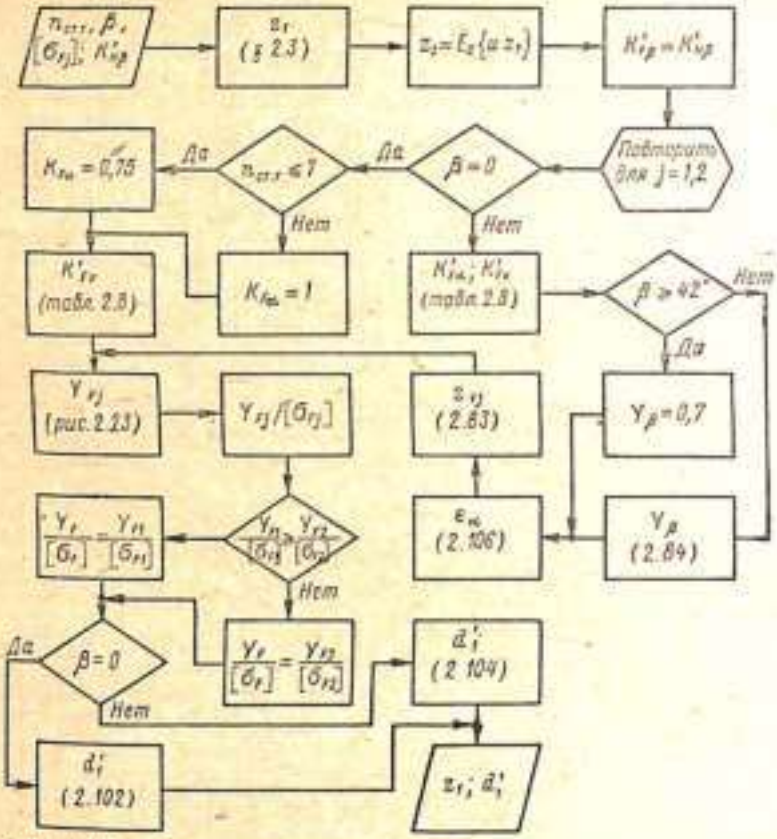


Рис. 2.35. Схема алгоритма для проектировочного расчета цилиндрической зубчатой передачи с высокой твердостью активных поверхностей из условия обеспечения выносливости ее зубьев при изгибе (см. замечание к рис. 2.32)

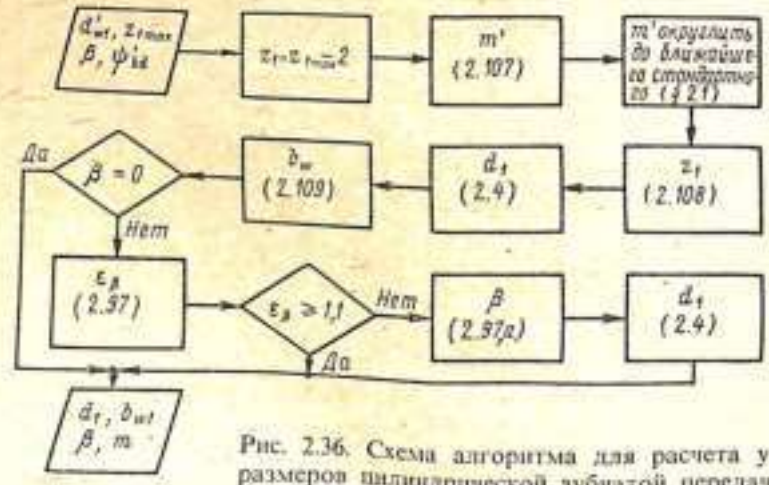


Рис. 2.36. Схема алгоритма для расчета уточненных размеров цилиндрической зубчатой передачи при определении ориентировочных размеров из расчета на прочность активных поверхностей зубьев

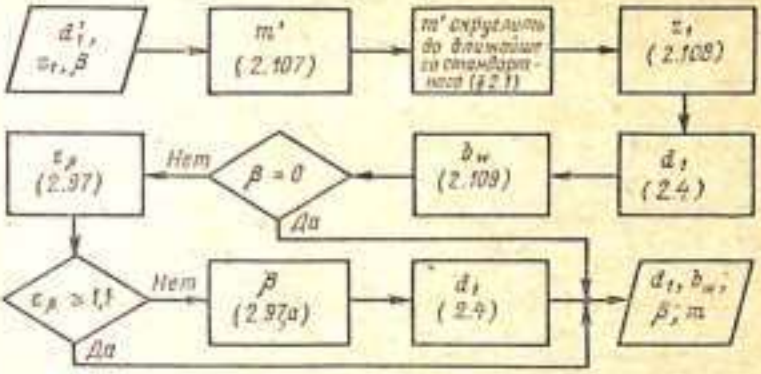


Рис. 2.37. Схема алгоритма для расчета уточненных размеров цилиндрической зубчатой передачи при определении ориентировочных размеров из расчета на изгибную выносливость зубьев

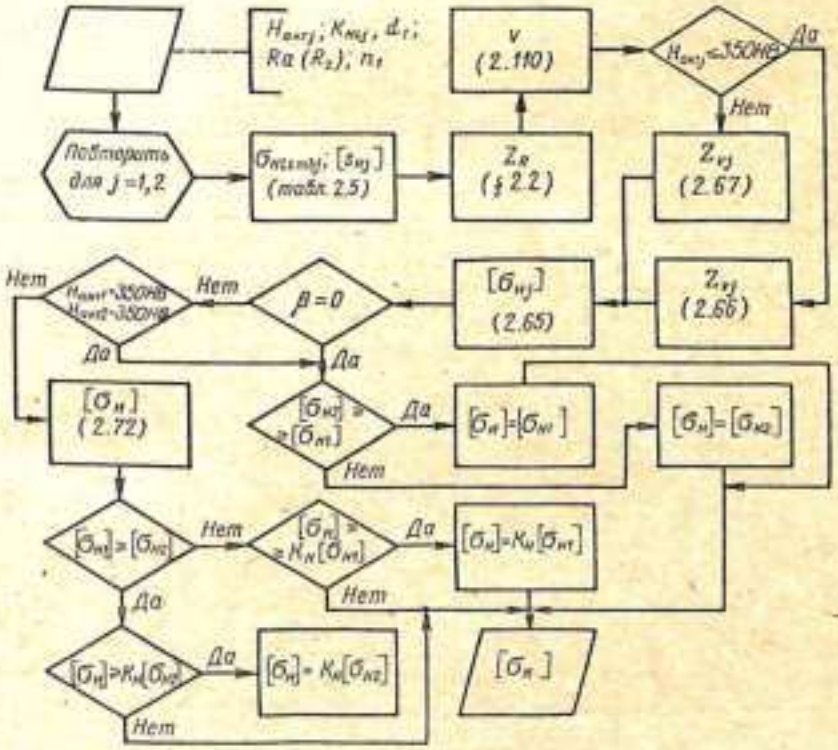


Рис. 2.38. Схема алгоритма для расчета допускаемых контактных напряжений:

Коэффициент $K_H = 1{,}18$ для цилиндрических и $K_H = 1{,}14$ для конических зубчатых передач. Для планетарных передач окружная скорость рассчитывается по формуле (6.29); индекс j заменяют индексами, соответствующими обозначениям зубчатых колес

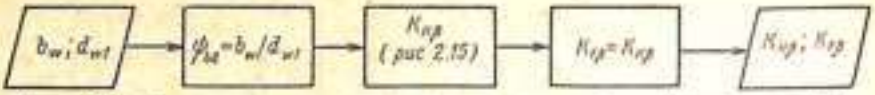


Рис. 2.39. Схема алгоритма для расчета значений коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для проверочных расчетов зубчатых передач

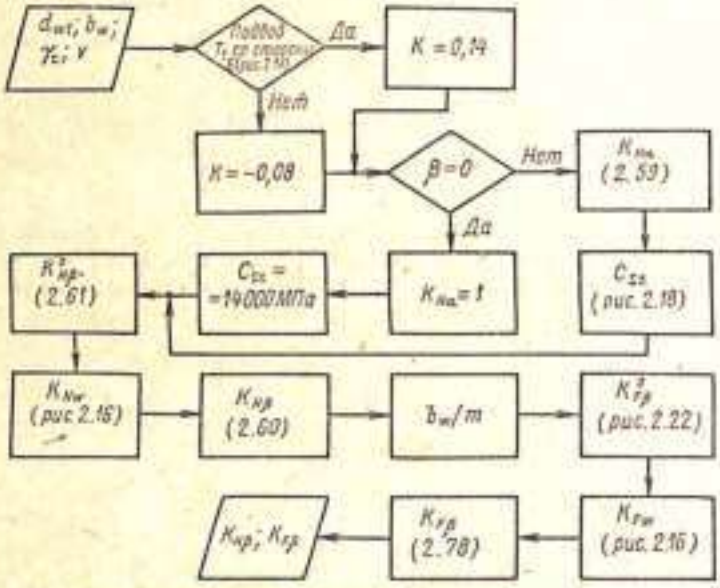


Рис. 2.40. Схема алгоритма для расчета уточненных значений коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

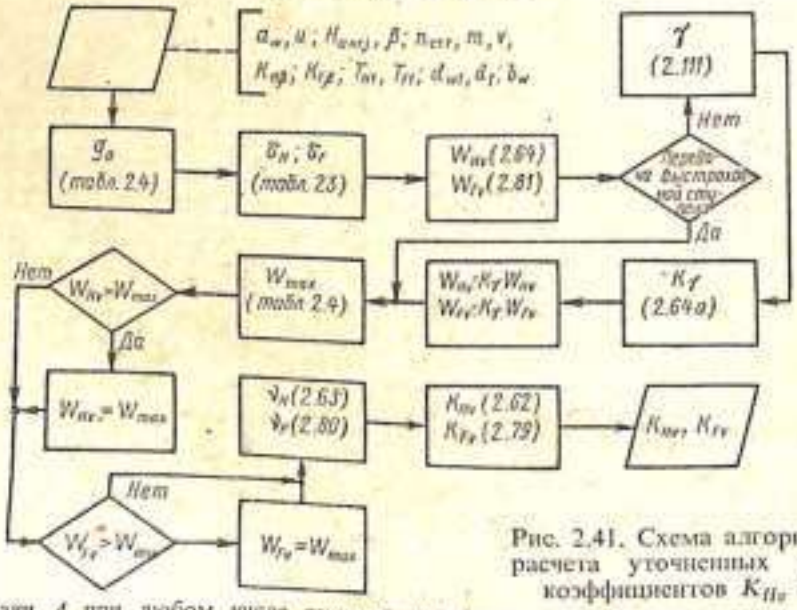


Рис. 2.41. Схема алгоритма для расчета уточненных значений коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv}:

Для передачи A при любом числе ступеней коэффициент γ рассчитывается по формуле (2.111); для передачи $3k$ γ не учитывается. Вместо $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ подставляется $K_{H\Sigma}$ и $K_{F\Sigma}$ соответственно для зацеплений $a-g$ и $e-f$ при $v=v^*$ по формуле (6.29)

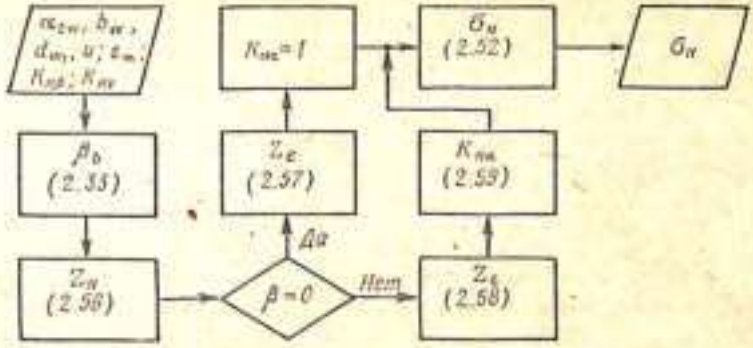


Рис. 2.42. Схема алгоритма для определения расчетных контактных напряжений в зацеплении цилиндрических передач

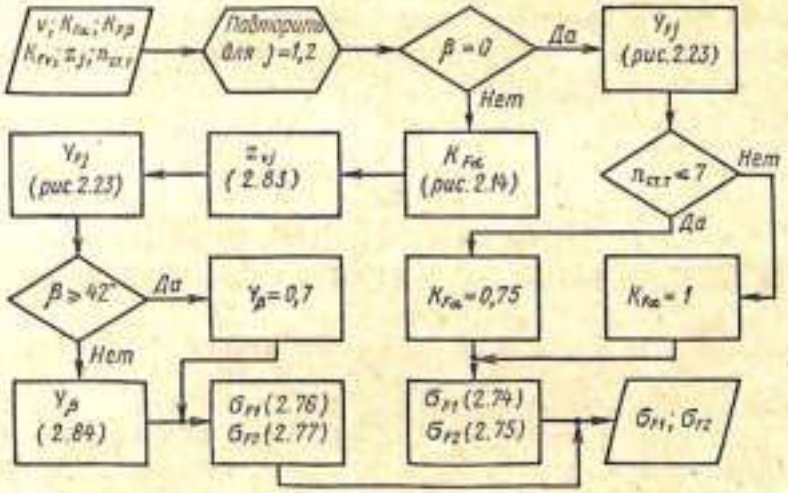


Рис. 2.43. Схема алгоритма для определения расчетных значений напряжений изгиба в зубьях цилиндрических передач:

Для планетарных передач A индекс j заменяется на a и g; для передачи $3k-$ на e и f. Вместо коэффициента $K_{F\beta}$ подставляется $K_{F\Sigma}$ соответственно для зацеплений $a-g$ и $e-f$

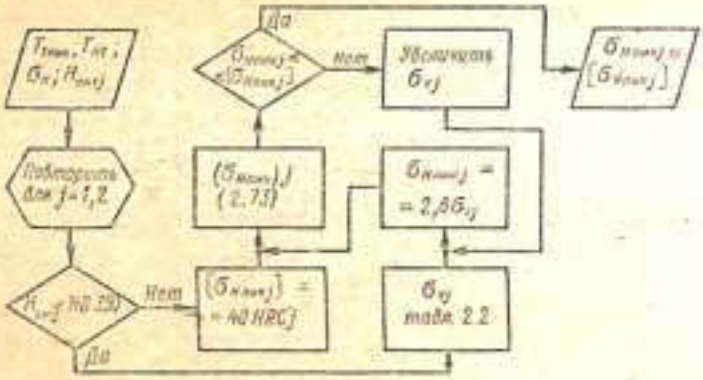


Рис. 2.44. Схема алгоритма для расчета на прочность активных поверхностей зубьев при воздействии пиковой нагрузки

струйной обработке или накатке роликами впадин зубьев колес с $H_{ист} > 350$ НВ значения $\sigma^0_{F\lim b}$, приведенные в табл. 2.6, следует увеличить на 15–20%. При наличии в гистограмме нагрузок, превосходящих по величине T_{H1} или T_{F1}, производится проверка на прочность активных поверхностей зубьев при приложении пикового момента T_{1max} по схеме алгоритма, данной на рис. 2.44, и расчет на малоцикловую выносливость при изгибе по формулам ГОСТ 21354–75*.

Глава 3

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА[1]

§ 3.1. Геометрия зацепления

Исходными данными для геометрического расчета являются: число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2; модуль m (по ГОСТ 14186–69); угол наклона зуба на делительном цилиндре β и параметры исходного контура по ГОСТ 15023–76 (рис. 3.1) (коэффициент радиуса кривизны профиля головки ρ_a^*; коэффициент расстояния от центра окружности радиуса ρ_a^* до оси симметрии зуба l_a^*; коэффициент высоты головки h_a^*; коэффициент радиального зазора c^* и угол профиля α_n производящей рейки в нормальном сечении).

В табл. 3.1 в соответствии с ГОСТ 17744–72 приведены формулы для определения основных размеров цилиндрических передач Новикова (*рис. 3.2*).

[1] Особенности геометрии и кинематики точечного зацепления пояснены в работе [36].

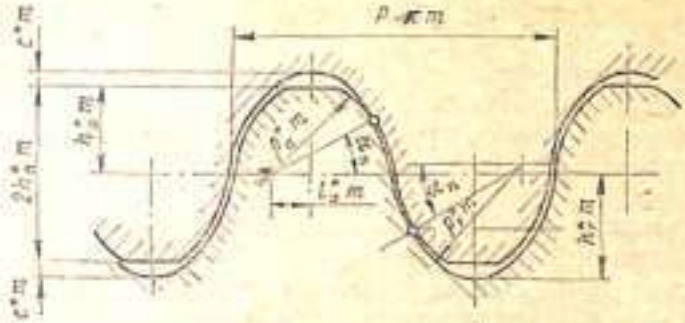


Рис. 3.1 Исходный контур зубчатых колес по ГОСТ 15023—76: $h_a^* = 0{,}9$; $c^* = 0{,}15$; $\alpha_n = 27°$; $l_a^* = 0{,}3927$; $\rho_a^* = 1{,}147 \div 1{,}150$; $\rho_f^* = 1{,}307 \div 1{,}250$

Таблица 3.1

Формулы для определения основных размеров цилиндрических передач Новикова (см. рис. 3.1 и 3.2)

Определяемая величина	Формула (передачи с двумя линиями зацепления)	Определяемая величина	Формула (передачи с двумя линиями зацепления)
d_1	$d_1 = mz_1/\cos\beta$	q_{21}*	$q_{21} = \left(\dfrac{0{,}5\pi + 2\rho_a^*}{\sin\beta} - 2\rho_a^* \cos\alpha_n \sin\beta\right) m$
d_2	$d_2 = mz_2/\cos\beta$		
a_w	$a_w = 0{,}5\,m\,(z_1 + z_2)/\cos\beta$		
d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m$	q_{22}**	$q_{22} = P_x - q_{21}$
d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m$	b_1	$b_1 = b_w + (0{,}4 \div 1{,}5)\,m$
d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2\,(h_a^* + c^*)\,m$	b_2	$b_2 = b_w = kP_x + \Delta b$, где k — целое число осевых шагов в ширине венца (полушеврона); Δb*** — часть ширины венца (полушеврона) ($\Delta b < P_x$).
d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2\,(h_a^* + c^*)\,m$		
P_x	$P_x = \pi m/\sin\beta$	c_ϕ	$c_\phi = (0{,}7 \div 0{,}9)\,m$

* q_{21} — интервал контактных точек, расположенных на одном зубе.
** q_{22} — интервал контактных точек, расположенных на двух зубьях.
*** — рекомендуется принимать $\Delta b \geqslant 0{,}2P_x$. (Если $\Delta b \leqslant 0{,}2P_x$ — зубчатые колеса взаимодействуют не менее чем в $2k$ контактных точках; если $\Delta b \geqslant q_{22}$ — зубчатые колеса взаимодействуют $(k+1)$ парами зубьев; если $\Delta b \geqslant q_{21}$ — зубья зубчатых колес взаимодействуют не менее чем $(2k+1)$ контактными точками.)

§ 3.2. Силы, действующие в зацеплении

Определение усилий, действующих в зацеплении Новикова, производят так же, как и для цилиндрического косозубого эвольвентного зацепления (см. гл. 2). Из рис. 2.8 и 3.2 имеем:

$$F_t = 2T/d;\ F_x = F_t \operatorname{tg}\beta;\ F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_t = F_t \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\beta, \qquad (3.1)$$

где α_n — угол профиля, равный 27° (см. рис. 3.1).

§ 3.3. Расчет на прочность

Метод расчета распространяется на силовые зубчатые передачи внешнего зацепления, состоящие из стальных зубчатых колес, твердость активных поверхностей зубьев которых $H \leqslant 320$ НВ, с модулем от 1,6 до 16 мм, работающие со смазкой в закрытом корпусе с окружной скоростью не свыше 20 м · с$^{-1}$.

Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев (проверочный расчет). В основу расчета передач Новикова на прочность положен метод из Методических рекомендаций МР24–81 «Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхностей зубьев $\leqslant 320$ НВ. Расчет на прочность». Проверочный расчет на прочность активных поверхностей зубьев выполняется по формуле

$$\sigma_H = 3750 \sqrt{\frac{T_{H1} z_1^{1,5} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1^3 K_\varepsilon} K_{\beta\omega}} \leqslant [\sigma_H], \qquad (3.2)$$

где T_{H1} – расчетная нагрузка на шестерне, Н · м (см. § 2.3); $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон касания по ширине зубчатого венца; K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении; K_ε – коэффициент, учитывающий осевое перекрытие; $K_{\beta\omega}$ – коэффициент, учитывающий угол наклона зуба и передаточное число; d_1 – делительный диаметр, мм.

Коэффициент $K_{H\beta}$ [1] определяется по формуле (2.60), в которой $K_{H\beta}^0$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между точками начального контакта у неприработавшейся передачи; K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев (определяется по рис. 2.16).

[1] Ориентировочные значения $K_{H\beta}$ можно определять по графикам, изображенным на рис. 2.15.

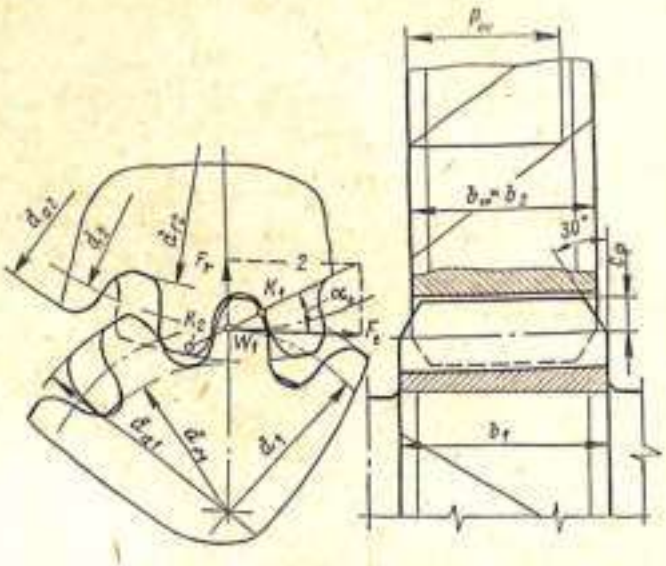


Рис. 3.2. Схема зацепления Новикова

Для передач при $\psi_{bd} \leqslant 1{,}3$ значение $K^0_{H\beta}$ находится из зависимости

$$K^0_{H\beta} = 1 + 7600\,\frac{b_w^2\gamma_\Sigma}{F_t} + K\left(\frac{b_w}{d_1}\right)^2, \qquad (3.3)$$

где b_w – рабочая ширина зубчатого венца, мм; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм; F_t – окружная составляющая силы в зацеплении, отнесенная к делительной окружности, Н; γ_Σ – суммарный угол между проекциями осей зубчатых колес на плоскость, проходящую через линии зацепления, рад. Определяется расчетом в зависимости от деформаций всех деталей в соответствии со схемой передачи. Значение коэффициента K принимается по аналогии с эвольвентными передачами [см. пояснение к формуле (2.61)].

Для шевронных передач с симметричным расположением венца относительно опор, при подводе мощности с одной стороны, зацеплении шестерни только с одним колесом и $\psi_{bd} = b_w/d_1 > 1{,}3$ коэффициент $K^0_{H\beta}$ определяют по формуле

$$K^0_{H\beta} = 1 + 0{,}12\,(\psi_{bd} + 0{,}4b_k/d_1)^{2{,}56}, \qquad (3.3а)$$

где b_k – ширина канавки между полушевронами, мм.

Коэффициент $K_{H\upsilon}$ находят по зависимости

$$K_{H\upsilon} = 1 + a_{H\upsilon}(\upsilon - 3)^{1{,}5} \geqslant 1, \qquad (3.4)$$

где коэффициент $a_{H\upsilon}$ имеет значения 0,0006; 0,0018; 0,004 для передач соответственно 6, 7 и 8-й степеней точности по ГОСТ 1643–81 (СТ СЭВ 641–77, СТ СЭВ 643–77, СТ СЭВ 644–77) [1].

Коэффициент K_ε находят из рис. 3.3 (где $\varepsilon_\beta = b_w/P_x$).

Коэффициент $K_{\beta u}$ определяют по зависимости

$$K_{\beta u} = \left(\frac{u+1}{u\cos^2\beta}\right)^{1/2}\operatorname{tg}\beta. \qquad (3.5)$$

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{H\upsilon}]$, МПа определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\,\lim}}{[s_H]} Z_R Z_\upsilon Z_m K_L K_{Hx} K_{H\upsilon}. \qquad (3.6)$$

Здесь $\sigma_{H\,\lim}$ – предел контактной выносливости, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений, определяемый по формуле

$$\sigma_{H\,\lim} = \sigma_{H\,\lim b} K_{HL}, \qquad (3.6а)$$

где $\sigma_{H\,\lim b}$ – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений (см. табл. 2.5); K_{HL} – коэффициент

---

[1] Показатели точности для цилиндрических передач Новикова не стандартизованы, поэтому в качестве первого приближения допускается использовать нормы точности, разработанные для эвольвентных передач по ГОСТ 1643–81.

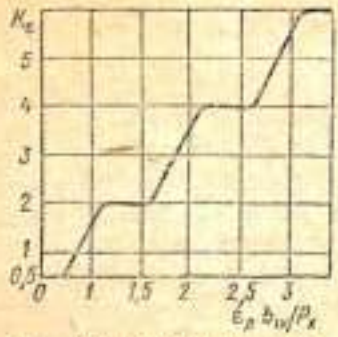


Рис. 3.3. Коэффициент K_ε

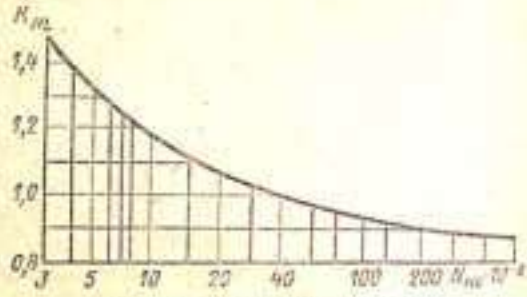


Рис. 3.4. Коэффициент K_{HL}

долговечности, который находят из рис. 3.4 в зависимости от эквивалентного числа циклов перемен напряжений N_{HE}, подсчитываемого по формуле (2.68).

Коэффициент безопасности $[s_H] = 1{,}1$; для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значение $[s_H] = 1{,}25$. Коэффициент Z_R, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей (общий для шестерни и колеса), определяют в зависимости от параметра шероховатости R_a для той поверхности, у которой этот параметр наибольший:

R_a, мкм	1,25–0,63	2,50–1,25	5,0–2,5	10–5
Z_R	1,025	1,0	0,975	0,95

Коэффициент Z_z, учитывающий число зубьев шестерни и колеса, находят по формуле

$$Z_z = 0{,}707\sqrt{Z_{z1} + Z_{z2}}, \qquad (3.6б)$$

где Z_{z1} и Z_{z2} – коэффициенты числа зубьев соответственно для шестерни и колеса. Их определяют по рис. 3.5 в зависимости от $Z_c = z/\cos^3\beta$.

Коэффициент Z_m, учитывающий модуль передачи, находят по формуле

$$Z_m = 1{,}07/m^{0{,}05}.$$

Коэффициент K_L, учитывающий влияние смазки, принимают равным $K_L = 1$.

Коэффициент K_{Hx}, учитывающий размер зубчатого колеса, определяют по формуле

$$K_{Hx} = \sqrt{1{,}05 - d/10^4}. \qquad (3.6в)$$

При $d \leqslant 500$ мм принимают $K_{Hx} = 1$.

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий характер изменения нагрузки, определяют по формулам:

для передач с жесткой конструкцией (передачи *3–6* на рис. 2.15)

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 - 0{,}1\,(N''_{HE}/N'_{HE} - 0{,}2)} \geqslant 0{,}95; \qquad (3.6г)$$

для передач с менее жесткой конструкцией (передачи *1* и *2*)

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 - 0{,}2\,(N''_{HE}/N'_{HE} - 0{,}2)} \geqslant 0{,}9, \qquad (3.6д)$$

где N''_{HE} – число циклов перемен напряжений, найденное по формуле (2.68) с учетом только тех нагрузок, которые меньше $0{,}7\,T_1$ (1'); N'_{HE} – число

циклов перемен напряжений, найденное по формуле (2.68) с учетом только нагрузок, больше $0{,}7T_1$ (1'), включая и N_{e1} (1') (см. рис. 2.12).

Примечание. Если $T_{min}/T_{max} \geqslant 0{,}7$, то $K_{H0} = 1$, где T_{min} и T_{max} – минимальная и максимальная из длительно действующих нагрузок.

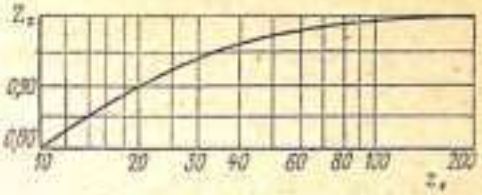


Рис. 3.5. Коэффициент Z_z

Проектировочный расчет из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев. Исходными данными для проектировочного расчета являются: гистограмма нагружения (см. рис. 2.11); параметр $\psi_{bd} = b_w/d_1$; передаточное число $u = z_2/z_1$; параметр $\varepsilon_\beta = b_w/P_x$; число зубьев шестерни z_1; твердость активных поверхностей зубьев H_1 и H_2; шероховатость активных поверхностей зубьев R_a, мкм; степень точности по ГОСТ 1643–81.

Примечания: 1. При назначении z_1 следует учитывать, что при данных d_1, b_w и u несущая способность, лимитируемая контактной прочностью, увеличивается с уменьшением z_1. В передачах, предназначенных для многочасовой ежедневной работы, рекомендуется принимать $z_1 = 14 \div 22$, а для кратковременной работы – $z_1 \approx 10 \div 15$. 2. При назначении ψ_{bd} следует иметь в виду, что с ростом ψ_{bd} увеличивается неравномерность распределения нагрузки среди зон касания по ширине зубчатого венца и уменьшается контактная прочность передачи. Ориентировочные максимальные значения $(\psi_{bd})_{max}$ приведены в табл. 2.9. 3. При неизменных значениях z_1 и ψ_{bd} с увеличением ε_β растет угол β и осевая составляющая усилия в зацеплении. Рекомендуют назначать $\beta = 10 \div 22°$, а для шевронных передач $\beta = 25 \div 30°$. 4. Рекомендуемый перепад твердостей зубьев $H_1 - H_2 \geqslant 30$ НВ, при этом $H_1 \leqslant 320$ НВ.

Порядок выполнения проектировочного расчета. Предварительные значения исходных и расчетных параметров, используемых в проектировочном расчете, обозначают штрихами.

1. Задаются величиной $\varepsilon_\beta = b_w/P_x$ из интервалов: 1,15–1,25; 2,15–2,25; 3,2–3,3; 4,2–4,4.

2. Задаются параметром ψ_{bd} (см. табл. 2.9 и примечание 2 к исходным данным).

3. Определяют угол наклона зуба на делительном цилиндре

$$\beta = \operatorname{arctg}\left[\pi\varepsilon_\beta/(z_1\psi_{bd})\right].$$

4. По формуле (3.5) определяют значение коэффициента $K_{H\beta}$.

5. Из графиков рис. 2.15 определяют значение $K'_{H\beta}$.

6. Задаются величиной $K'_{Hv} = 1{,}0 \div 1{,}05$.

7. Определяют предварительное значение допускаемого напряжения $[\sigma'_H]$:

а) в соответствии с гистограммой нагружения и формулой (2.68) определяют N_{HE1} и N_{HE2} и из рис. 3.4 находят значения K_{HL1} и K_{HL2};

б) по формуле (3.6а) подсчитывают значения $\sigma_{H\,lim\,1}$ и $\sigma_{H\,lim\,2}$;

в) в соответствии с зависимостями (3.6г) или (3.6д) определяют значение коэффициента K_{H0};

г) из рис. 3.5 в зависимости от $z_{v1} = z_1/\cos^3\beta$ и $z_{v2} = z_2/\cos^3\beta$ находят коэффициенты Z_{z1}, Z_{z2} и по формуле (3.6б) подсчитывают Z_z;

д) задаются предварительными значениями коэффициентов Z'_m и K'_{Hx} (можно рекомендовать $Z'_m = K'_{Hx} = 1$);

е) по заданной шероховатости R_a находят значение Z_R (см. с. 64);

ж) приняв значение $[s_H] = 1{,}1$, по формуле (3.6) определяют значения $[\sigma'_{H1}]$ и $[\sigma'_{H2}]$;

з) определяют допускаемое значение $[\sigma'_H]$: при $z_1 \leqslant 18$ величина $[\sigma'_H]$ приравнивается меньшему из двух значений $[\sigma'_{H1}]$ и $[\sigma'_{H2}]$; при $z_1 > 18$ значение $[\sigma'_H] = 0{,}707\sqrt{[\sigma'_{H1}]^2 + [\sigma'_{H2}]^2}$, но при этом величина $[\sigma'_H]$ не должна превышать меньшее из двух значений $[\sigma'_{H1}]$ и $[\sigma'_{H2}]$ более чем на 10 %.

8. Определяют предварительное значение диаметра делительной окружности шестерни d'_1, по формуле

$$d'_1 = 240\sqrt[3]{\frac{T_{H1}z_1^{1,5}K'_{H\beta}K'_{Hv}}{K_e[\sigma'_H]^2}K_{\beta w}} \qquad (3.7)$$

9. Уточняют значение d_1:

а) определяют значение $Z_m = 1{,}07/(d'_1\cos\beta/z_1)^{0,05}$;

б) определяют окружную скорость $v = \pi d'_1 n_1/60\,000$ и по формуле (3.4) подсчитывают значение K_{Hv};

в) по формуле (3.6в) определяют величину $K_{H\alpha}$;

г) корректируют значение модуля по зависимости

$$m' = \frac{d'_1}{z_1}\cos\beta\sqrt[3]{\frac{Z'_m K'_{H\alpha}K_{H\beta}}{Z_m K_{H\alpha}K'_{Hv}}}. \qquad (3.8)$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего значения из ГОСТ 14186–69.

10. Уточняют диаметр делительной окружности шестерни

$$d_1 = mz_1/\cos\beta.$$

Расчет зубьев на выносливость при изгибе. Проверочный расчет выполняется по формулам:

$$\sigma_{F1} = \frac{2000\,T_{F1}z_1^2K_{F\beta}K_{Fv}Y_mY_{F1}}{d_1^3K_eK_\varepsilon\cos^3\beta} \leqslant [\sigma_F]_1; \qquad (3.9)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1}\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leqslant [\sigma_F]_2, \qquad (3.10)$$

где T_{F1} – расчетная нагрузка, Н·м (см. § 2.3); $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки среди зон касания по ширине зубчатого венца; подсчитывается по формуле (2.78). Если при окончательном расчете используются значения $K_{H\beta}$ из рис. 2.15, то величину $K_{F\beta}$ рекомендуется определять по формуле

$$K_{F\beta} = 1 + 1{,}7(K_{H\beta} - 1). \qquad (3.11)$$

Коэффициент K_{Fv}, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определяют по зависимости

$$K_{Fv} = 1 + a_{Fe}(v - 3)^{1,5}, \qquad (3.12)$$

где коэффициент a_{Fe} имеет значения: 0,0015, 0,0045 и 0,0095 для передач, составленных из зубчатых колес, у которых предельные отклонения осевых

шагов и окружных шагов не превышают допустимых значений соответственно для 6, 7 и 8-й степеней точности по ГОСТ 1643–81; при $v \leqslant 3$ м·с$^{-1}$ значение $K_{F_c} = 1$.

Коэффициент Y_m, учитывающий модуль зацепления, определяют по формуле

$$Y_m = 0{,}678\, m^{0{,}2}. \tag{3.13}$$

Коэффициент формы зуба Y_F при расчете по местным напряжениям определяют из графика, изображенного на рис. 3.6, в зависимости от величины $z_v = z/\cos^3 \beta$.

Коэффициент K_ε, учитывающий осевое перекрытие, находят по графику, представленному на рис. 3.3, в зависимости от $\varepsilon_\beta = b_w/P_x$.

Коэффициент K_ρ, учитывающий влияние геометрии мест соприкосновения профилей зубьев на прочность при изгибе, определяют по графику из рис. 3.7 в зависимости от величины

$$\rho_{np}/m = \frac{1{,}475 z_1 u}{(u+1)\sin^2 \beta \cos \beta}. \tag{3.14}$$

Допускаемое напряжение при расчете зубьев на выносливость при изгибе $[\sigma_F]$, МПа, определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\,\lim} K_{Fx}/[s_F], \tag{3.15}$$

где $[s_F]$ – коэффициент безопасности, $[s_F] = 1{,}7$.

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений, определяют из зависимости

$$\sigma_{F\,\lim} = \sigma^0_{F\,\lim b} K_{Fc} K_{FL}. \tag{3.15а}$$

Здесь K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (при одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1$; при двустороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1 - \gamma_{F_c}\delta$, где $\gamma_{F_c} = 0{,}35$, а величина $\delta = (T_{F1}/K_{FL1})/(T'_{F1}/K'_{FL1})$, если $T'_{F1}/K'_{FL1} > T_{F1}/K_{FL1}$, и $\delta = (T'_{F1}/K'_{FL1})/(T'_{F1}/K_{FL1})$, если $T'_{F1}/K'_{FL1} < T_{F1}/K_{FL1}$; T'_{F1} – расчетная нагрузка, действующая при реверсе.

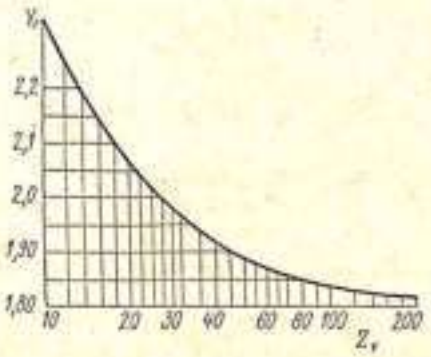


Рис. 3.6. Коэффициент Y_F

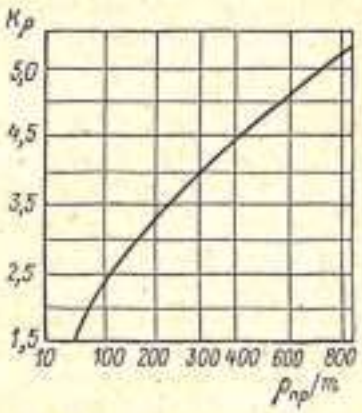


Рис. 3.7. Коэффициент K_ρ

Коэффициент долговечности K_{FL} определяется по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / N_{FE}} \leqslant 2{,}08, \qquad (3.15б)$$

при $N_{FE} \geqslant 4 \cdot 10^6$ принимают $K_{FL} = 1$.

Величину N_{FE} определяют по формуле (2.68), в которой индекс H заменяют индексом F и вместо показателя степени 3 подставляют показатель степени 6.

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжения $\sigma^0_{F\,\lim b}$, МПа, при коэффициенте асимметрии цикла $R = 0$ определяется из следующего выражения:

$$\sigma^0_{F\,\lim b} = 1{,}35H^{сер.ш} + 90, \qquad (3.15в)$$

где $H^{сер.ш}$ – твердость сердцевины материала зуба, НВ.

Коэффициент K_{Fx}, учитывающий размер зубчатого колеса, определяют по формуле

$$K_{Fx} = 1{,}04 - d_a/10^5 \geqslant 0{,}8. \qquad (3.15г)$$

При $d_a \leqslant 400$ мм принимают $K_{Fx} = 1$.

Проектировочный расчет на выносливость при изгибе. Исходными данными для проектировочного расчета являются: циклограмма нагружения (см. рис. 2.21); параметр ψ_{bd}; передаточное число u; параметр $\varepsilon_\beta = b_w/P_x$; число зубьев шестерни (см. примечание 1 на с. 65); твердость сердцевины материала зубьев шестерни $H_1^{сер.ш}$ и колеса $H_2^{сер.ш}$, степень точности по ГОСТ 1643–81.

Порядок выполнения проектировочного расчета

Предварительные значения исходных и расчетных параметров, используемых в проектировочном расчете, обозначают штрихами.

1. Задаются величиной ε_β из интервалов 1,15–1,25; 2,15–2,25; 3,2–3,3; 4,2–4,4.

2. Задаются параметром ψ_{bd} (см. табл. 2.9 и примечание 2 к исходным данным на с. 65).

3. Определяют угол наклона зуба на делительном цилиндре

$$\beta = \operatorname{arctg}\left[\pi\varepsilon_\beta/(z_1\psi_{bd})\right].$$

4. По формуле (3.11) определяют значение $K_{F\beta}$.

5. Задаются величиной $K'_{Fv} \approx 1{,}1$ и $Y'_m = 1{,}0$.

6. По графику из рис. 3.3 определяют коэффициент K_v.

7. По формуле (3.14) подсчитывают величину $1{,}25\,\rho_{np}/m$ и по графику, изображенному на рис. 3.7, находят коэффициент K_p.

8. Коэффициенты формы Y_{F1} и Y_{F2} находят из рис. 3.6 в зависимости от $z_{v1} = z_1/\cos^3\beta$ и $z_{v2} = z_2/\cos^3\beta$.

9. Значения допускаемых напряжений $[\sigma_{F1}]$ для шестерни и $[\sigma_{F2}]$ для колеса определяют по формулам (3.15)–(3.15в), при этом принимают $K'_{Fx} = 1$.

10. Предварительное значение диаметра делительной окружности шестерни вычисляют по формуле

$$d'_1 = \frac{1}{\cos\beta}\sqrt[3]{\frac{2000T_{F1}z_1^2K_{F\beta}K'_{Fv}Y'_m}{K_\varepsilon K_p}\left(\frac{Y_F}{[\sigma_F]}\right)}, \qquad (3.16)$$

где величину $Y_F/[\sigma_F]$ принимают равной большему из двух значений $Y_{F1}/[\sigma_{F1}]$ и $Y_{F2}/[\sigma_{F2}]$.

11. Уточняют диаметр d_1:

а) по величине $d'_1 \cos\beta/z_1$ [см. формулу (3.13)] уточняют величину $Y_m = 0{,}678\,(d'_1 \cos\beta/z_1)^{0{,}2}$;

б) определяют окружную скорость v и по формуле (3.12) подсчитывают значение коэффициента $K_{F\nu}$;

в) по формуле (3.15г) уточняют значение $K_{F\alpha}$;

г) определяют предварительное значение модуля по формуле

$$m' = \frac{d'_1}{z} \cos\beta \sqrt[3]{\frac{K_{F\alpha} Y_m K'_{F\nu}}{K'_{F\alpha} Y'_m K_{F\nu}}}; \qquad (3.17)$$

д) полученное по формуле (3.17) значение m' округляют до ближайшего большего значения из ГОСТ 14186–69;

е) корректируют диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = mz_1/\cos\beta$.

Глава 4

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 4.1. Геометрия зацепления [1]

Для прямозубых конических передач стандартизован внешний торцовый исходный контур. В соответствии с ГОСТ 13754–81 (СТ СЭВ 516–77) $\alpha = 20°$; $h_a^* = 1{,}0$; $c^* = 0{,}2$. Для конических передач с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный исходный контур, параметры которого по ГОСТ 16202–81 (СТ СЭВ 515–77) равны: $\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1{,}0$; $c^* = 0{,}25$.

Внешний окружной модуль m_e для прямозубых и внешний m_{te} или средний m_n окружной модуль для передач с круговыми зубьями устанавливаются по СТ СЭВ 310–76 (см. § 2.1). Допускается применение нестандартных модулей, если это не связано с применением специального инструмента.

Различают три формы зубьев, характеристики и область применения которых приведены в табл. 4.1.

Основные геометрические размеры конических колес с межосевым углом $\Sigma = 90°$ (рис. 4.1), имеющих форму зубьев I и II, определяются по формулам табл. 4.2, в которых $j = 1, 2$ соответственно для шестерни и колеса [2].

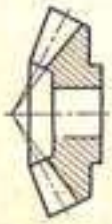
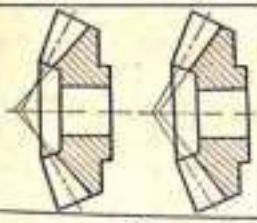
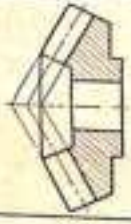
---

[1] Подробные сведения о геометрии конических передач и способах образования поверхностей их зубьев приводятся в учебной [36, 53] и справочной [27, 37] литературе.

[2] Расчет геометрических параметров приводится в соответствии с ГОСТ 19624–74 для конических прямозубых передач и с ГОСТ 19326–73 для передач с круговыми зубьями.

Таблица 4.1

Характеристики основных форм зубьев конических зубчатых колес (ГОСТ 19326—73)

Форма зубьев	Эскиз	Характеристика	Область применения
I		Пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию	Зубчатые колеса с прямыми зубьями. Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_{te} = 2 \div 2{,}5$ мм; $R = 60 \div 650$ мм; $\beta_n = 0 \div 45°$; $z_c = 20 \div 100$
II		Понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин не совпадают	Зубчатые колеса с тангенциальными зубьями. Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 0{,}4 \div 25$ мм; $R = 6 \div 700$ мм; $\beta_n = 0 \div 15$ (допускается β_n до 45°); $z_c = 24 \div 100$
III		Равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине	Зубчатые колеса с круговыми зубьями при $m_n = 2 \div 25$ мм; $R = 75 \div 750$ мм; $\beta_n = 25 \div 45°$; $z_c > 40$

Примечание. Параметры m_n; R; z_c и β_n разъяснены в табл. 4.2.

Расчет геометрических параметров конических передач с круговыми зубьями может производиться при округлении до стандартного значения внешнего окружного модуля m_{te} или среднего нормального модуля m_n. В последнем случае ориентировочное значение m'_{te}, полученное в результате расчета на прочность конической передачи (см. § 4.3), практически не изменяется (т. е. габаритные размеры передачи при расчете геометрии почти не увеличиваются по сравнению со значениями, найденными в расчетах на прочность). Такой вариант и рассматривается в данном пособии.

Приводим указания по выбору исходных данных для расчета конических зубчатых передач.

Вид зубьев и степень точности передачи. Прямозубые передачи используются при сравнительно невысоких окружных скоростях. Конические передачи с круговыми зубьями обеспечивают более плавное зацепление и имеют большую несущую способность. Плавность работы повышается, а динамические нагрузки в зацеплении падают с увеличением точности

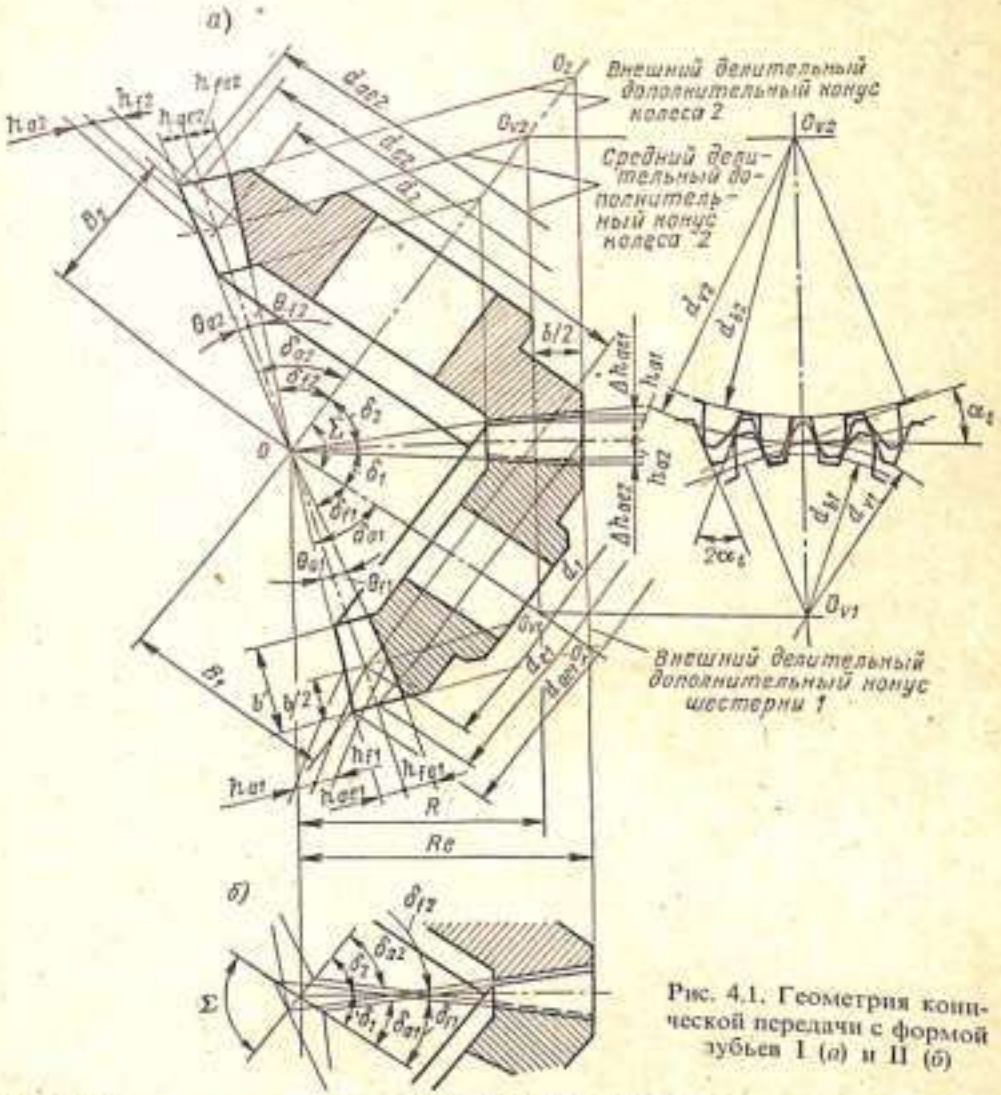


Рис. 4.1. Геометрия конической передачи с формой зубьев I (*а*) и II (*б*)

изготовления зубчатых колес. Ориентировочный выбор вида зубьев (прямые или круговые) и степени точности изготовления конических колес производится по табл. 2.10, в которой указаны значения предельных окружных скоростей на среднем делительном диаметре.

Угол наклона. С увеличением угла наклона зуба β_n увеличивается плавность работы, но одновременно растет осевое усилие в зацеплении (см. § 4.2), что приводит к увеличению габаритных размеров подшипниковых узлов и потерь в них. Для силовых передач наибольшее распространение получил угол $\beta \approx 35°$.

Осевая форма зубьев [1]. Форма зуба I является единственной для прямозубых передач. Для зубчатых колес с круговыми зубьями, имеющими

[1] Более подробные сведения о выборе осевой формы зуба приведены в ГОСТ 19326–73.

Таблица 4.2

Основные геометрические параметры конических передач с прямыми и круговыми зубьями, выполненными по формам I и II при межосевом угле $\Sigma = 90°$

Параметры	Формулы		
	для прямозубых передач	для передач с круговыми зубьями	
		форма I	форма II
Число зубьев плоского колеса	$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (4.2.1)		
Передаточное число	$u = z_2/z_1$ (4.2.2)		
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0{,}5 m_e z_\Sigma$ (4.2.3)	$R_e = 0{,}5 m_{te} z_\Sigma$ (4.2.4)	
Среднее конусное расстояние	$R = R_e - 0{,}5b$ (4.2.5);	$R = m_n z_\Sigma/(2\cos\beta_m)$ (4.2.6)	
Средний окружной и нормальный модули	$m = m_e R/R_e$ (4.2.7);	$m_n = (m_{te} - K_f b/z_\Sigma)\cos\beta_m$, где $K_f = 0{,}8 \div 1{,}2$ (см. с. 92) (4.2.8)	
Углы делительных конусов	$\delta_1 = \operatorname{arc\,tg} z_1/z_2$ (4.2.9);	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ (4.2.10)	
Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности (s_e) и в среднем нормальном сечении (s_n)	$s_{e1} = (0{,}5\pi + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha + x_{\Sigma 1}) m_e$; (4.2.11) $s_{e2} = \pi m_e - s_{e1}$ (4.2.13)	$s_{n1} = (0{,}5\pi + 2x_{n1}\operatorname{tg}\alpha_n + x_{\Sigma 1}) m_n$; (4.2.12) $s_{n2} = \pi m_n - s_{n1}$ (4.2.14)	
Высота головки зуба в расчетном сечении	—	$h_{aj} = (h_a^* + x_{\Sigma j}) m_n - \delta h_{aj}$ (4.2.15)	

Уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении	–	–	$\delta h_{a1} = (b - l_c)(\operatorname{tg}\theta_{f\Sigma} - \operatorname{tg}\theta_{a1})$; (4.2.15а) $\delta h_{a2} = (b - l_c)(\operatorname{tg}\theta_{f1} - \operatorname{tg}\theta_{a2})$ (4.2.15б)
Высота ножки зуба в расчетном сечении	–	$h_{fj} = (h_a^* + c^* - x_{nj})m_n + \delta h_f$, (4.2.16) где δh_f – поправка на высоту ножки зуба (см. табл. 4.5)	
Внешняя высота головки зуба	$h_{aej} = (h_a^* + x_j)m_e$ (4.2.17)	$h_{aej} = h_{aj} + \Delta h_{aej}$ (4.2.18)	
Внешняя высота ножки зуба	$h_{fej} = (h_a^* + c^* - x_j)m_e$ (4.2.19)	$h_{fej} = h_{fj} + \Delta h_{fej}$ (4.2.20)	
Коэффициент K	–	–	$K = \frac{10800 \operatorname{tg}\beta_n}{z_c \operatorname{tg}\alpha_n} \times \left(1 - \frac{2R \sin\beta_n}{d_0}\right)$, (4.2.21) где $0 < K < 500$
Сумма углов ножек зубьев шестерни и колеса	–	–	$\theta_{f\Sigma} = K/\sin\beta_n$ (4.2.22) где значение $\theta_{f\Sigma}$ – в минутах
Угол ножки зуба	$\theta_{fj} = \operatorname{arctg}\frac{h_{fej}}{R_e}$ (4.2.23)	$\theta_{fj} = \operatorname{arctg}\frac{h_{fj}}{R}$ (4.2.24)	$\theta_{f1} = \theta_{f\Sigma}(0{,}5 - \frac{2}{\pi}x_{n1}\operatorname{tg}\alpha_n)$; (4.2.25) $\theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1}$ (4.2.26)
Угол головки зуба	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$; (4.2.27) $\theta_{a2} = \theta_{f1}$ (4.2.29)		$\theta_{a1} = K_{a1}\theta_{f2}$; (4.2.28) $\theta_{a2} = K_{a2}\theta_{f1}$. (4.2.30) где K_a – коэффициент головки зуба (см. табл. 4.6)

Продолжение табл. 4.2

Параметры	Формулы		
	для прямозубых передач	для передач с круговыми зубьями	
		форма I	форма II
Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	–	$\Delta h_{aej} = l_e \operatorname{tg} \theta_{aj}$ (4.2.31)	
Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	–	$\Delta h_{fej} = l_e \operatorname{tg} \theta_{fj}$ (4.2.32)	
Расстояние от внешнего торца до расчетного сечения	–	$l_e = 0{,}5mz_j (m_{te} - m_n/\cos\beta_n)$; (4.2.33) $l_e = R_e - R_i$, где $0{,}4b < l_e < 0{,}6b$ (4.2.34)	
Внешняя высота зуба	$h_{ej} = h_{aej} + h_{fej}$ (4.2.35)		
Угол конуса вершин	$\delta_{aj} = \delta_j + \theta_{aj}$ (4.2.36)		
Угол конуса впадин	$\delta_{fj} = \delta_j - \theta_{fj}$ (4.2.37)		
Средний делительный диаметр	$d_j = mz_j$ (4.2.38)	$d_j = m_n z_j/\cos\beta_n$ (4.2.39)	
Внешний делительный диаметр	$d_{ej} = m_e z_j$ (4.2.40)	$d_{ej} = m_{te} z_j$ (4.2.41)	
Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{aej} = d_{ej} + 2h_{aej}\cos\delta_j$ (4.2.42)		
Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	$B_1 = 0{,}5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1$; (4.2.43) $B_2 = 0{,}5d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2$ (4.2.44)		

форму I, применяют односторонний способ нарезания, при котором у шестерни и колеса при данной настройке станка профилируется только одна сторона зуба. Обработка противоположных сторон производится после переналадки станка. Этот способ находит применение в единичном и мелкосерийном производстве. Зубья по форме I могут изготавливаться также и простым двусторонним способом, при котором у зубьев колеса образуются одновременно обе стороны, а у шестерни производится раздельная обработка каждой стороны зуба. Такой способ применяется в серийном и крупносерийном производствах.

Изготовление конических колес с формой зубьев II производится простым двусторонним способом или двойным двусторонним способом, при котором на шестерне и колесе образуются одновременно обе стороны зубьев. Двойной двусторонний способ является наиболее производительным и используется в крупносерийном и массовом производствах.

Форма зубьев III находит ограниченное применение и в данном пособии не рассматривается.

Передаточные числа и числа зубьев колес. При ведущей шестерне конические передачи могут выполняться с передаточными числами u от 1 до 6,3 (предельные значения $u = 10$). Если шестерня ведомая, то не рекомендуется выполнять передачу с передаточным отношением $u > 3{,}15$.

Числа зубьев шестерни и колеса ортогональной конической передачи следует выбирать с учетом данных табл. 4.3. Для цементованных зубчатых передач число зубьев шестерни определяется по формулам:

для прямозубых передач

$$z_1 = \sqrt{(22 - 9\lg u)^2 + (6{,}25 - 4\lg u)\, d_{e1}^2/645}; \qquad (4.1)$$

для передач с круговыми зубьями

$$z_1 = \sqrt{[22 - 9\lg u + (16/u - 22)\sin^2\beta_n]^2 + (6{,}25 - 4\lg u)\, d_{e1}^2/645}. \qquad (4.2)$$

Таблица 4.3

Минимально допустимые числа зубьев ортогональных конических передач с прямыми и круговыми зубьями при $\beta_n \approx 35°$ и стандартном исходном контуре

Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев колеса z_2	Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев колеса z_2
9	— 31	14	20
10	— 30	15	19
11	— 28	16	18
12	30 26	17	17
13	26 22		

Примечание. В числителе дроби указаны значения для прямозубых передач, а в знаменателе — для передач с круговыми зубьями.

Термически улучшенные конические зубчатые колеса выполняются с тем же или увеличенным на 10–20% числом зубьев.

Минимальное число зубьев шестерни конических передач, при котором отсутствует подрезание зубьев, определяется по формулам:

для прямозубых передач с исходным контуром по ГОСТ 13754–81 (СТ СЭВ 516–77)

$$z_{1\,min} = 18{,}4 \cos \delta_1; \tag{4.1а}$$

для передач с круговыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 16202–81 (СТ СЭВ 515–77)

$$z_{1\,min} = 18{,}4 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_m. \tag{4.2а}$$

Коэффициенты смещения и коэффициенты изменения расчетной толщины зуба исходного контура. В конических передачах с $u > 1$ для выравнивания удельных скольжений в зацеплении шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением ($x_1 > 0$ для прямозубых передач и $x_{n1} > 0$ для передач с круговыми зубьями), а колесо с равным ему по абсолютной величине отрицательным смещением ($x_2 = -x_1$ или $x_{n2} = -x_{n1}$).

Значения x_1 и x_{n1} определяются из таблиц в ГОСТ 19624–74 и ГОСТ 19326–73 или по формуле ЭНИМС:

$$x_1 = x_{n1} = 2(1 - 1/u^2)\sqrt{(\cos^3 \beta_m)/z_1}. \tag{4.3}$$

Эта рекомендация не относится к коническим передачам, в которых $H_{зст1} - H_{зст2} > 100$ НВ. В этом случае $x_1 = x_2 = 0$ ($x_{n1} = x_{n2} = 0$). Минимальное значение коэффициента смещения, при котором отсутствует подрезание, равно $x_{j\,min} = 1{,}068 - 0{,}058 z_j/\cos \delta_j$ для прямозубых передач и $x_{j\,min} = 1{,}068 - 0{,}058 z_j/(\cos \delta_j \cos^3 \beta_m)$ для передач с круговыми зубьями.

В конических передачах с $u \geqslant 2{,}5$ применяют зубчатые колеса с тангенциальным смещением, за счет которого изменением толщин зубьев шестерни и колеса выравнивается их прочность на изгиб. Коэффициент тангенциального смещения (изменения расчетной толщины зуба исходного контура)

$$x_{\tau 1} = -x_{\tau 2} = a + b(u - 2{,}5), \tag{4.3а}$$

где $a = 0{,}03$; $b = 0{,}008$ для прямозубых передач и $a = 0{,}11$; $b = 0{,}010$ для передач с круговыми зубьями при $\beta_m = 29 \div 40°$. Для повышающих передач $x_{\tau 1} = x_{\tau 2} = 0$.

Коэффициент ширины зубчатого венца K_{be} в конических передачах определяется по формуле

$$K_{be} = 2/[(u/K_m) + K_m] \leqslant 0{,}3, \tag{4.4}$$

где $K_m = 0{,}6$ при консольной установке шестерни и $K_m = 0{,}8$ при опорах, расположенных по обе стороны от шестерни в непосредственной близости от зубчатого венца.

Ширина зубчатого венца b рассчитывается по формуле

$$b = R_e K_{be} = 0{,}5 d_{e1} K_{be} \sqrt{u^2 + 1} \tag{4.4а}$$

и не должна превосходить значения $10m_e$ (или $10m_t$ для прямозубых передач), т. е. $b \leqslant 10d_{e1}/z_1$. Если это условие не выполняется, то принимают $b = 10d_{e1}/z_1$ и определяют коэффициент ширины зубчатого венца

$$K_{be} = b/R_e = 2b/(d_{e1}\sqrt{u^2+1}).$$

Номинальный диаметр зуборезной головки d_0 и определение развода резцов ее для чистовой обработки колес с круговыми зубьями [1]. Выбор номинального диаметра зуборезной головки d_0 для зубьев с осевой формой I при $\beta_n = 29 \div 40°$ и осевой формой II при $\beta_n = 15 \div 45°$ рекомендуется производить по табл. 4.4 в зависимости от m_n, b и среднего конусного расстояния $R = 0{,}5m_n z_e/\cos\beta_m$, если исходным для расчета принят средний нормальный модуль.

Развод резцов W_2 зуборезной головки для чистовой двусторонней обработки колеса с круговыми зубьями при расчете по заданному среднему нормальному модулю, принимается по табл. 4.5, если значения m_n и x_{t1} соответствуют этой же таблице. Там же находятся значения поправки δh_f на высоту ножки зуба [2]. В других случаях развод резцов определяется по формуле

$$W_2' = m_n[0{,}5\pi - 2(h_a^* + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1}]. \qquad (4.5)$$

Вычисленное значение W_2' округляют до ближайшего значения по табл. 4.5, соблюдая следующие условия:
при $x_{t1} = 0$; $m_n > 1$ мм

$$0{,}06m_n \geqslant (W_2' - W_2) \geqslant -0{,}02m_n; \qquad (4.6)$$

при $x_{t1} \neq 0$; $m_n \geqslant 2$ мм

$$0{,}05m_n \geqslant (W_2' - W_2) \geqslant -0{,}05m_n. \qquad (4.7)$$

Для $x_{t1} = 0$ и $m_n > 1$ мм, кроме того, вычисляется поправка на высоту ножки зуба по формуле

$$\delta h_f' = 0{,}5(W_2' - W_2)\operatorname{ctg}\alpha_m, \qquad (4.8)$$

а при $x_{t1} \neq 0$ и $m_n \geqslant 2$ мм уточняется ранее принятое значение x_{t1} по формуле

$$x_{t1} = (W_2'/m_n) - 0{,}5\pi + 2(h_a^* + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n. \qquad (4.9)$$

Если условия (4.6) и (4.7) не выполняются, то вычисляют новое значение m_n по формуле

$$m_n = W_2'/[0{,}5\pi - 2(h_a^* + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1}]. \qquad (4.10)$$

По найденному значению m_n уточняется величина $R = 0{,}5m_n z_e/\cos\beta_n$ и последующие расчеты проводятся при этом уточненном значении.

Коэффициенты угла головки зуба K_a передач с круговыми зубьями с осевой формой II в зависимости от z_1 и u определяются по табл. 4.6

---

[1] Более подробные сведения об инструменте, используемом для изготовления конических колес с круговыми зубьями, приведены в работах [27, 37].

[2] Поправка δh_f вводится только при $x_{t1} = 0$ и двусторонней обработке зубьев колеса.

Таблица 4.4

Выбор номинального диаметра зуборезной головки

Пределы среднего конусного расстояния R, мм	Номинальный диаметр зуборезной головки d_0, мм	Внешняя высота зуба h_e, мм	Ширина зубчатого венца b, мм	Расчетный нормальный модуль m_n, мм
Осевая форма зуба I				
45 – 60	100	9	10 – 20	2 – 3
55 – 75	125	10	12 – 25	2 – 3,5
72 – 95	160	12	16 – 32	2,5 – 4
90 – 120	200	15	20 – 40	2,5 – 5
110 – 150	250	18	25 – 50	2,5 – 6
140 – 190	315	24	32 – 65	2,5 – 9
180 – 240	400	30	40 – 80	3 – 10
Осевая форма зуба II				
40 – 65	100	9	8 – 25	1 – 3
50 – 80	125	10	10 – 30	1 – 3,5
65 – 105	160	12	13 – 40	1,5 – 4
80 – 130	200	15	16 – 50	2 – 5
100 – 160	250	18	20 – 65	2 – 6
120 – 200	315	24	25 – 80	3 – 8
160 – 250	400	30	32 – 100	3 – 10

Примечание. Таблица составлена из условия обработки колеса передачи двусторонним методом. При одностороннем методе обработки колеса с $m_n \geq 2$ мм наименьшие рекомендованные значения R могут быть уменьшены, а наибольшие – увеличены на 25 %.

Таблица 4.5

Разводы W_2 резцов зуборезных головок по ГОСТ 11902 – 77* и соответствующие им значения коэффициентов изменения расчетной толщины зуба шестерни x_{t1} при средних нормальных модулях m_n по СТ СЭВ 310 – 76

Средний нормальный модуль m_n, мм	x_{t1}	W_2	δh_f	x_{t1}	W_2	x_{t1}	W_2
	Вариант 1			Вариант 2		Вариант 3	
1,50	0	1,0	–0,010	–	–	–	–
1,75	0	1,1	0,077	–	–	–	–
2,00	0	1,3	0,030	0,04	1,4	0,14	1,6
2,25	0	1,4	0,119	0,05	1,6	0,14	1,8
2,50	0	1,6	0,072	0,06	1,8	0,14	2,0
2,75	0	1,8	0,024	0,07	2,0	0,14	2,2
3,00	0	2,0	–0,024	0,07	2,2	0,20	2,6
3,50	0	2,2	0,155	0,08	2,6	0,14	2,8
4,00	0	2,6	0,060	0,04	2,8	0,14	3,2
4,50	0	2,8	0,239	0,05	3,2	0,14	3,6
5,00	0	3,2	0,143	0,06	3,6	0,14	4,0
5,50	0	3,6	0,048	0,07	4,0	0,18	4,6
6,00	0	4,0	–0,047	0,10	4,6	0,20	5,2
7,00	0	4,6	0,036	0,08	5,2	0,20	6,0
8,00	0	5,2	0,120	0,09	6,0	0,15	6,5

Таблица 4.6

Значения коэффициента угла головки зуба K_a (при $\Sigma = 90°$; $\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1{,}0$; $\beta_n = 29 \div 45°$ и $K_0 = R/d_0 = 0{,}3 \div 0{,}7$)

z_1	Значение коэффициента угла головки зуба K_a при передаточном числе u			
	св. 1,25 до 1,6	св. 1,6 до 2,5	св. 2,5 до 4,0	св. 4,0
6 – 9	–	–	–	0,75/1,00
10 – 11	–	–	0,80/1,00	0,80/1,00
12 – 13	–	0,90/1,00	0,85/1,00	0,85/1,00
14 – 15	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,85/1,00
16 – 17	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
18 – 19	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
20 – 24	1,00/1,00	1,00/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
Св. 25	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00

Примечание. В числителе дроби приведены значения K_a для шестерни, в знаменателе – для колеса.

Расчет геометрических параметров конических передач с прямыми зубьями производится по схеме алгоритма, представленной на рис. 4.2. Для передач с круговыми зубьями с осевой формой I геометрические размеры определяются по схеме алгоритма, данной на рис. 4.3, а при осевой форме II – по схеме алгоритма на рис. 4.4.

Вычисления геометрических параметров по приведенным в табл. 4.1 зависимостям в соответствии с указаниями ГОСТ 19624 – 74 и ГОСТ 19326 – 73 должны производиться со следующей точностью: линейные размеры – не ниже 0,0001 мм; отвлеченные величины – не ниже 0,0001; угловые размеры – не ниже 0,016°; тригонометрические величины – не ниже 0,00001; передаточные числа, коэффициенты смещения, коэффициенты изменения толщин зуба – не ниже 0,01.

Контроль взаимного положения разноименных профилей зубьев конических колес осуществляется путем замера постоянной хорды или толщины зуба по хорде концентрической окружности, размеры которых подсчитываются по параметрам эквивалентных цилиндрических колес.

Для прямозубых колес при любых x_1 и $x_2 \geqslant -0{,}4$ внешняя постоянная хорда равна

$$\bar{s}_{cej} = s_{ej} \cos^2 \alpha, \tag{4.11}$$

а высота до нее

$$\bar{h}_{cej} = h_{aej} - 0{,}25 s_{ej} \sin 2\alpha. \tag{4.12}$$

В конических колесах с круговыми зубьями при любых x_{n1} и $x_{n2} \geqslant -0{,}4$ определяется размер постоянной хорды зуба в расчетном сечении по формуле

$$\bar{s}_{cj} = s_{nj} \cos^2 \alpha_n, \tag{4.13}$$

а высота до постоянной хорды

$$\bar{h}_{cj} = h_{aj} - 0{,}25 s_{nj} \sin 2\alpha_n. \tag{4.14}$$

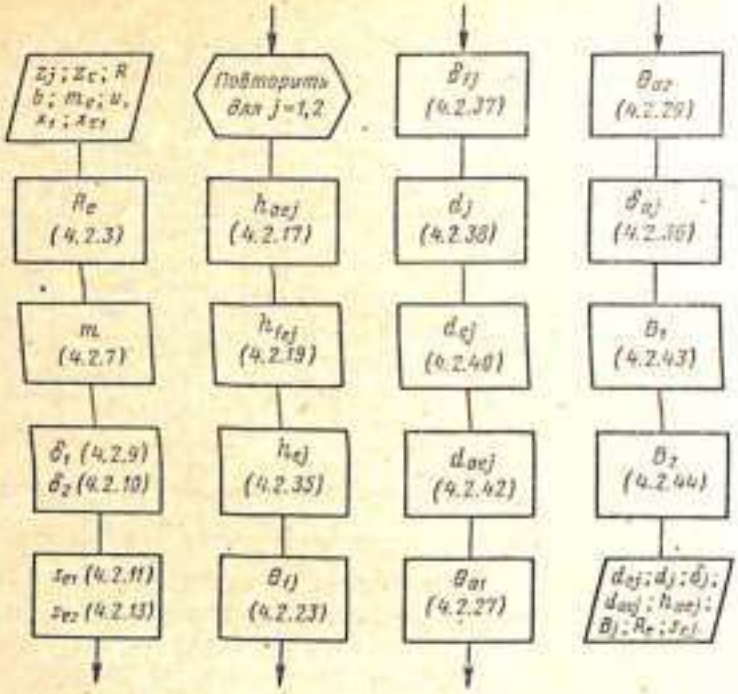


Рис. 4.2. Схема алгоритма расчета геометрических параметров ортогональной конической передачи с прямыми зубьями при стандартном исходном контуре

Для зубчатых колес при коэффициенте смещения $x_2\,(x_{n2}) < -0{,}4$ контролируется толщина зуба по хорде на концентрической окружности, диаметр которой равен:

для прямозубых колес

$$d_{ye2} = d_{e2} - m_e \cos\delta_2; \tag{4.15}$$

для колес с круговыми зубьями

$$d_{y2} = d_2 - m_n \cos\delta_2. \tag{4.16}$$

Внешняя толщина зуба прямозубого колеса по хорде на концентрической окружности d_{ye2} определяется по формуле

$$\bar{s}_{ye2} = m_e \operatorname{tg}\alpha + d_{e2} \sin\psi_{e2}/\cos\delta_2, \tag{4.17}$$

а высота до нее

$$h_{aye2} = h_{ae2} + 0{,}25 s_{e2}\psi_{e2} + 0{,}5 m_e. \tag{4.18}$$

В этих зависимостях ψ_{e2} — половина внешней угловой толщины зуба колеса, равная

$$\psi_{e2} = s_{e2} \cos\delta_2/d_{e2}. \tag{4.19}$$

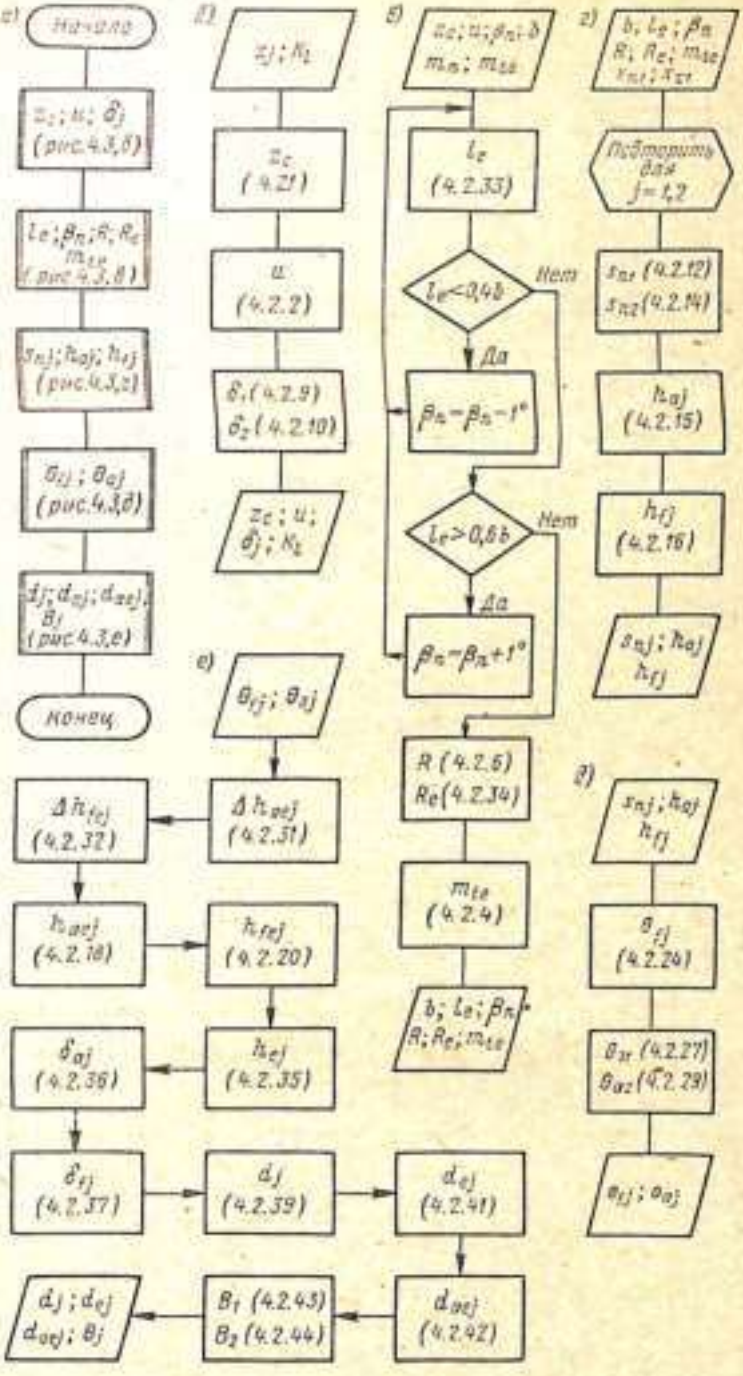


Рис. 4.3. Схема алгоритма для расчета геометрических размеров конической передачи с круговыми зубьями с осевой формой I (*а*) и составляющие ее блоки (*б* – *е*)

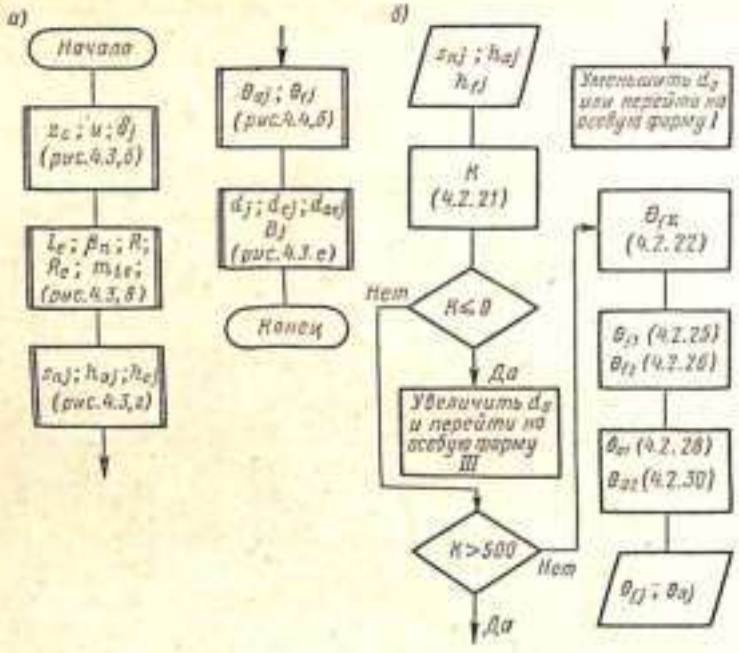


Рис. 4.4. Схема алгоритма для расчета геометрических размеров конической передачи с круговыми зубьями с осевой формой II (*а*) и входящий в нее блок для расчета углов головки и ножки зубьев (*б*)

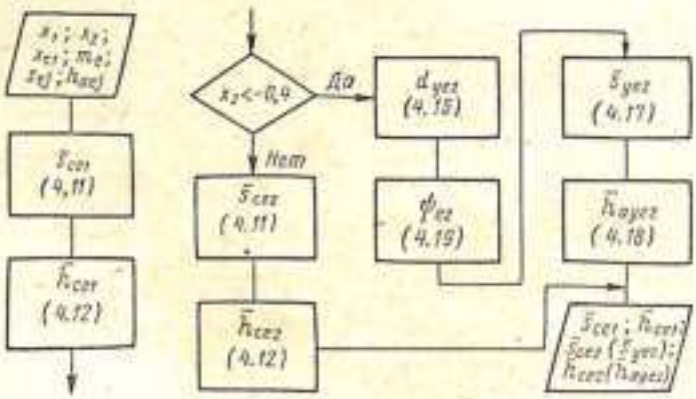


Рис. 4.5. Схема алгоритма расчета измерительных размеров зуба прямозубых передач (внешней постоянной хорды и высоты до нее или внешней толщины зуба по хорде концентрической окружности и высоты до этой хорды)

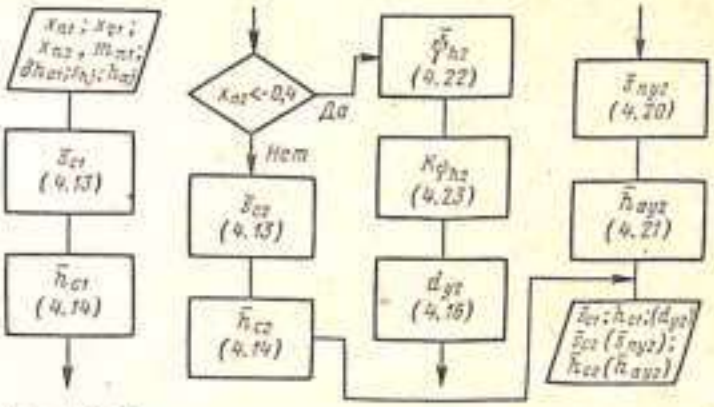


Рис. 4.6. Схема алгоритма расчета измерительных размеров зуба колес с круговыми зубьями (постоянной хорды и высоты до нее в расчетном сечении или хорды на концентрической окружности и высоты до нее в расчетном сечении)

Для колеса с круговыми зубьями толщина зуба по хорде на концентрической окружности в расчетном сечении равна

$$\bar{s}_{ay2} = s_{n2}K_{\varphi_{n2}} + m_n \operatorname{tg} \alpha_n, \tag{4.20}$$

а высота до нее

$$\bar{h}_{ay2} = h_{a2} + 0{,}25 s_{n2}\psi_{n2} + 0{,}5 m_n. \tag{4.21}$$

Половина угловой толщины зуба в нормальном сечении рассчитывается по формуле

$$\psi_{n2} = s_{n2} \cos \delta_2 \cos^3 \beta_n / (m_n z_2). \tag{4.22}$$

Коэффициент, зависящий от угловой толщины зуба, определяется по формуле

$$K_{\varphi_{n2}} = 1 - \psi_{n2}^2/6. \tag{4.23}$$

Расчет номинальных значений размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев прямозубых колес и колес с круговыми зубьями следует производить по схемам алгоритмов, представленным на рис. 4.5 и 4.6.

§ 4.2. Силы в зацеплении и КПД

На рис. 4.7 показаны направленные по трем взаимно перпендикулярным осям составляющие, приложенные к шестерне и колесу (в середине зубчатого венца), равнодействующие распределенных в зацеплении нагрузок.

Направление внешнего момента, действующего на коническое зубчатое колесо в направлении часовой стрелки (если смотреть на него от вершины *0*) условно называют правым (рис. 4.7), в противном случае — левым.

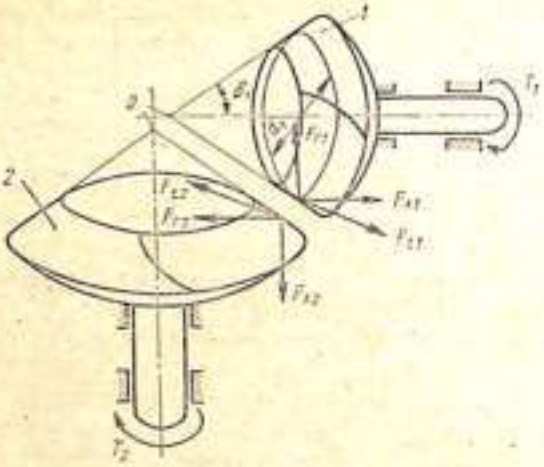


Рис. 4.7. Силы в зацеплении конической передачи:
1 – шестерня; 2 – колесо

Окружные силы определяются по формуле

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_1/d = 2T_1/[d_{e1}(1 - 0{,}5K_{be})]. \quad (4.24)$$

Для прямозубых конических передач радиальные и осевые силы равны:

$$\left.\begin{aligned} F_{r1} &= F_{x2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1; \\ F_{r2} &= F_{x1} = F_t \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1. \end{aligned}\right\} \quad (4.25)$$

В конических передачах с круговыми зубьями осевая и радиальная силы определяются по формулам:

для ведущего зубчатого колеса

$$\left.\begin{aligned} F_{xj} &= F_t(\operatorname{tg}\alpha_n \sin\delta_j \pm \sin\beta_n \cos\delta_j)/\cos\beta_n; \\ F_{rj} &= F_t(\operatorname{tg}\alpha_n \cos\delta_j \mp \sin\beta_n \sin\delta_j)/\cos\beta_n; \end{aligned}\right\} \quad (4.26)$$

для ведомого зубчатого колеса

$$\left.\begin{aligned} F_{xj} &= F_t(\operatorname{tg}\alpha_n \sin\delta_j \mp \sin\beta_n \cos\delta_j)/\cos\beta_n; \\ F_{rj} &= F_t(\operatorname{tg}\alpha_n \cos\delta_j \pm \sin\beta_n \sin\delta_j)/\cos\beta_n. \end{aligned}\right\} \quad (4.27)$$

Если шестерня ведущая, то в формулах (4.26) и (4.27) имеем соответственно $j = 1$ и $j = 2$. При ведущем колесе $j = 2$ и $j = 1$. В формулах (4.26)–(4.27) надо брать верхний знак при совпадении направлений винтовой линии зубьев и внешнего момента, нижний – в противном случае. На рис. 4.7 у шестерни направление винтовой линии правое, а у колеса – левое. Ориентировочные значения коэффициентов потерь одноступенчатых конических передач на подшипниках качения приведены в табл. 2.1.

§ 4.3. Проектировочный и проверочный расчеты конических зубчатых передач

Вопросы, связанные с выбором материалов и видов термообработки, определением расчетной нагрузки, числа циклов нагружения и коэффициентов долговечности являются общими для цилиндрических и конических передач и изложены в § 2.2 и 2.3. Ниже рассматриваются особенности расчетов конических передач.

Формулы проверочного и проектировочного расчетов из условия прочности активных поверхностей зубьев конических передач со стальными зубчатыми колесами. Проверочный расчет на прочность активных поверхностей зубьев выполняется по формуле

$$\sigma_H = 32240 \sqrt{\frac{T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \sin\Sigma}{d_{e1}^3 K_{be} (1 - K_{be}) u \vartheta_H'}} \leqslant [\sigma_H]. \qquad (4.28)$$

Проектировочный расчет из условия прочности активных поверхностей зубьев производится по формуле

$$d_{e1}' = 1013 \sqrt[3]{\frac{T_{H1} K_{H\beta} K_{Hv}' K_{H\alpha}' \sin\Sigma}{K_{be}' (1 - K_{be}') u \vartheta_H [\sigma_H']^2}}. \qquad (4.29)$$

Штрихом отмечены величины, которые подлежат уточнению в процессе расчетов. На первом этапе ими задаются или рассчитываются их ориентировочные значения.

Значения величин, входящих в формулы (4.28) и (4.29). *Расчетная нагрузка* T_{H1} выбирается в соответствии с указаниями, данными в § 2.3.

Коэффициенты ϑ_H. Для прямозубых передач коэффициент $\vartheta_H = 1$. Если в прямозубой передаче предусмотрена локализация контакта к середине ширины зубчатого венца за счет продольной модификации зубьев (для бомбинированных зубьев), то $\vartheta_H = 1{,}16$. Для конических передач с круговыми зубьями при $\beta_n = 30 \div 40^\circ$ коэффициент $\vartheta_H = 1{,}5$.

Коэффициент $K_{H\alpha} = 1$ при $\beta = 0$; при $\beta \neq 0$ значение этого коэффициента находят по формуле (2.59) или из графика, изображенного на рис. 2.14. При $\beta \neq 0$ в проектировочном расчете коэффициент $K_{H\alpha}'$ выбирается из табл. 2.8.

Коэффициент $K_{H\beta}$. Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\beta}$ для различных схем установки опор на валах конических колес определяются по графикам, представленным на рис. 4.8, в зависимости от величин $K_{be} u/(2 - K_{be})$. Для передач с круговыми зубьями при твердости активных поверхностей зубьев $H_{act2} \leqslant 350$ НВ, а также при $H_{act1} \leqslant 350$ НВ и $H_{act2} \leqslant 350$ НВ принимают $K_{H\beta} = 1$.

Коэффициент K_{Hv} рассчитывается по формулам (2.62) и (2.63), в которых вместо b_w и d_{w1} следует подставлять соответственно b и d_1. Величина W_{Hv} рассчитывается по формуле

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{d_1 (u + 1)/u}, \qquad (4.30)$$

в которой v — окружная скорость на среднем диаметре d, м·с$^{-1}$. Значения δ_H и g_0 приведены в табл. 2.3 и 2.4. В проектировочном расчете коэффициентом K_{Hv}' следует задаться по табл. 2.8.

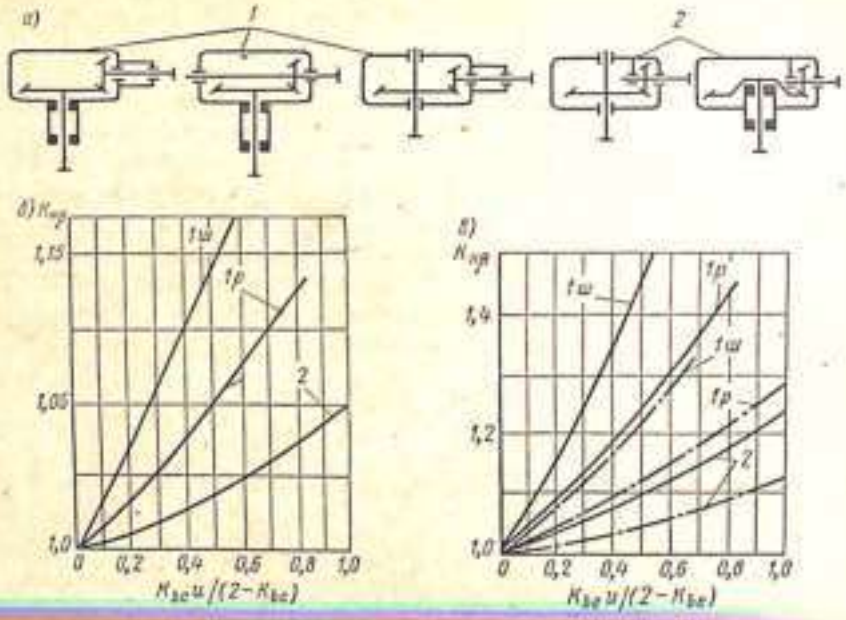


Рис. 4.8. Ориентировочные значения $K_{H\beta}$ для конических передач с межосевым углом $\Sigma = 90°$: u — виды передач; $б$ — $K_{H\beta}$ при $H_{акт1} \leqslant 350$ НВ и $H_{акт2} \leqslant 350$ НВ (или $H_{акт1} > 350$ НВ и $H_{акт2} \leqslant 350$ НВ); $в$ — $K_{H\beta}$ при $H_{акт1} > 350$ НВ и $H_{акт2} > 350$ НВ;

1, 2 — кривые, соответствующие видам передач на рис. 4.8,*а* (*1 ш* и *1 р* — для передач соответственно на шарико- и роликоподшипниках)

——— — для передач с прямыми зубьями; –·–·– для передач с круговыми зубьями

Допускаемые *контактные напряжения* $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ для шестерни и колеса определяются так же, как и для цилиндрических передач (см. § 2.3).

Для прямозубых конических передач величина $[\sigma_H]$ приравнивается меньшему из двух значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$. Аналогичным образом определяются допускаемые контактные напряжения для передач с круговыми зубьями при $H_{акт1} > 350$ НВ и $H_{акт2} > 350$ НВ, а также при других значениях $H_{акт}$, если $x_{n1} \neq 0$ и $x_{n2} \neq 0$. При $x_{n1} = x_{n2} = 0$ и $H_{акт1} \leqslant 350$ НВ или $H_{акт2} \leqslant 350$ НВ или $H_{акт1} \leqslant 350$ НВ и $H_{акт2} \leqslant 350$ НВ допускаемые напряжения для передач с круговыми зубьями рассчитываются по формуле (2.94). При этом найденная величина $[\sigma_H]$ не должна превышать более чем на 14 % меньшее из двух значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

Проверочный расчет на прочность активных поверхностей зубьев при приложении пикового момента T_{1max} производится по формуле (2.73), в которой величина σ_H определяется по формуле (4.28).

Расчет зубьев на выносливость при изгибе. Проверочный расчет прямозубых конических колес выполняется по формулам:

$$\sigma_{F1} = \frac{2280 T_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1}}{b d_{e1} m_e (1 - K_{be})} \leqslant [\sigma_{F1}]; \qquad (4.31)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leqslant [\sigma_{F2}]. \qquad (4.32)$$

Для передач с круговыми зубьями при $\beta_n = 30 \div 40^\circ$ расчет производится по формулам:

$$\sigma_{F1} = \frac{1500 T_{F1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1}}{b d_{e1} m_{te} (1 - K_{be}) \cos \beta_n} \leqslant [\sigma_{F1}]; \tag{4.33}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leqslant [\sigma_{F2}]. \tag{4.34}$$

Расчетная нагрузка T_{F1} выбирается в соответствии с указаниями § 2.3, коэффициент $K_{F\alpha}$ – по графику, изображенному на рис. 2.14, в зависимости от окружной скорости на среднем диаметре d, коэффициент $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$ (рис. 4.8).

Коэффициент K_{Fv} определяется по формулам (2.79) и (2.80). В последней формуле вместо b_w подставляется b, а величина W_{Fv} определяется по формуле

$$W_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{d_1 (u + 1)/u}. \tag{4.35}$$

Параметры δ_F и g_0 выбираются из табл. 2.3 и 2.4.

Коэффициент формы зубьев конических колес Y_{F1} и Y_{F2} принимают увеличенным на 20% против значений, найденных из рис. 2.23 по числу зубьев z_{vj} или z_{vnj} цилиндрической эквивалентной передачи. Числа зубьев z_{vj} и z_{vnj} ($j = 1, 2$ для шестерни и колеса) определяются по формулам:

$$z_{vj} = z_j / \cos \delta_j \quad (\beta = 0); \tag{4.36}$$

$$z_{vnj} = z_j / (\cos \delta_j \cos^3 \beta_n) \quad (\beta \neq 0). \tag{4.37}$$

Допускаемые напряжения при расчете на изгиб определяются в соответствии с указаниями, данными в § 2.3.

Указания к проектировочному расчету. При проектировочном расчете конических передач величинами $K'_{H\nu}$ и $K'_{H\alpha}$ приходится задаваться, так как они зависят от неизвестных на этой стадии размеров зубчатых колес. При назначении $K'_{H\nu}$ и $K'_{H\alpha}$ можно пользоваться рекомендациями для цилиндрических передач (см. § 2.3). Допускаемые контактные напряжения $[\sigma'_H]$ определяются по указаниям, данным в § 2.3 при расчете $[\sigma'_{H1}]$ и $[\sigma'_{H2}]$ по формуле (2.65).

§ 4.4. Последовательность расчетов конических зубчатых передач

Расчет конических зубчатых передач производится по схеме алгоритма, представленной на рис. 4.9. При нагрузке, заданной в виде циклограммы, выбор T_{Hi} и расчет коэффициентов K_{HLj} производится по схеме алгоритма, изображенной на рис. 2.30. Выбор степени точности проектируемой передачи производится по табл. 2.10. Так как окружная скорость передачи на этом этапе расчета не известна, то для вариантов заданий на курсовое проектирование можно задаться 6–7 степенью точности.

Определение допускаемых напряжений $[\sigma'_H]$ производится по схеме алгоритма, данной на рис. 2.31, в которой для конических передач коэффициент $K_H = 1{,}14$. На рис. 4.10 и 4.11 представлены схемы алгоритмов для расчета d'_{e1}; z_j; $x_j(x_{nj})$; x_{Σ}. После определения ориентировочного диаметра d'_{e1} и выбора числа зубьев колес рассчитывается модуль и округляется до стандартного значения из ряда, представленного в § 2.1

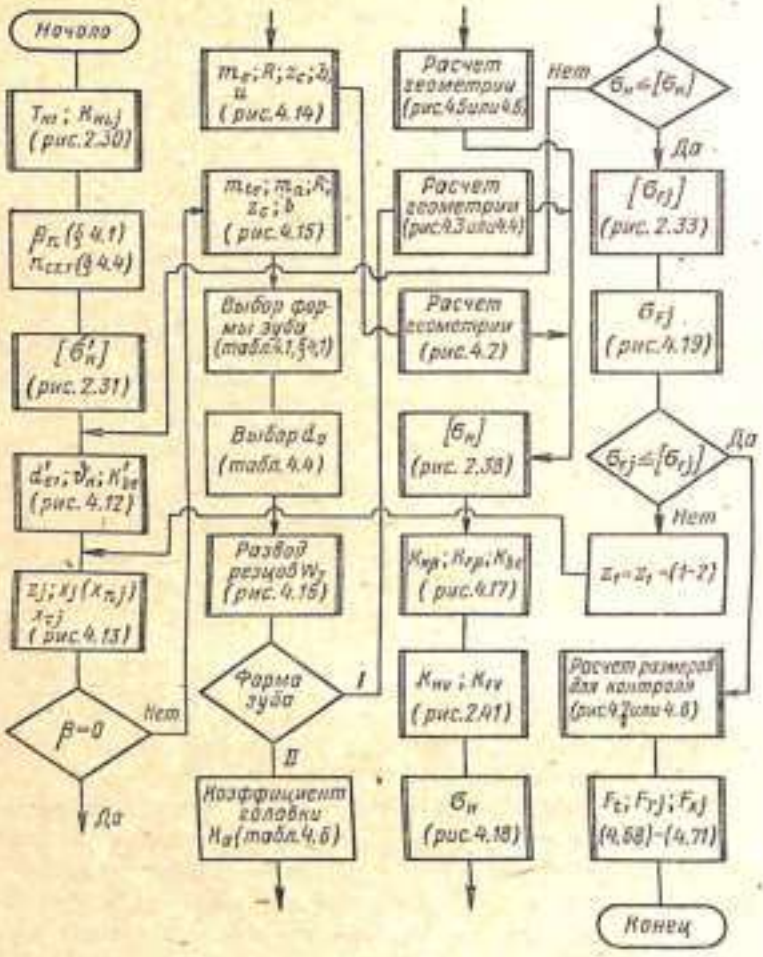


Рис. 4.9. Схема алгоритма расчета ортогональных конических передач

(рис. 4.12 и 4.13). При этом ориентировочное значение внешнего окружного модуля для прямозубых передач m'_e и для передач с круговыми зубьями m'_{te} определяется по формуле

$$m'_e = m'_{te} = d'_{e1}/z_1. \qquad (4.38)$$

При округлении до стандартного значения модуля m'_e изменяется диаметр d_{e1} шестерни. Для обеспечения требуемой нагрузочной способности конической передачи одновременно с изменением d_{e1} следует скорректировать относительную ширину зубчатого венца из соотношения

$$K_{be}(1 - K_{be}) = K'_{be}(1 - K'_{be})(d'_{e1}/d_{e1})^3, \qquad (4.39)$$

в котором K'_{be} – относительная ширина зубчатого венца, принимаемая при проектировочном расчете.

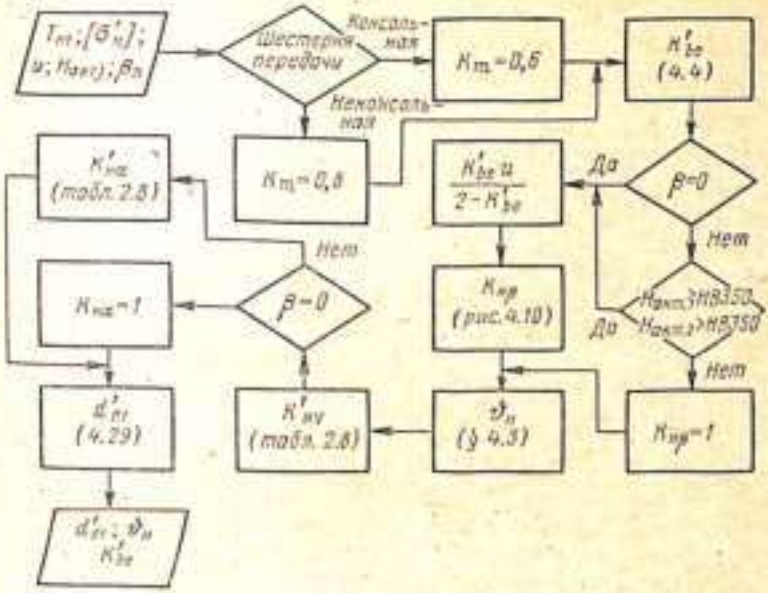


Рис. 4.10. Схема алгоритма проектировочного расчета конических передач

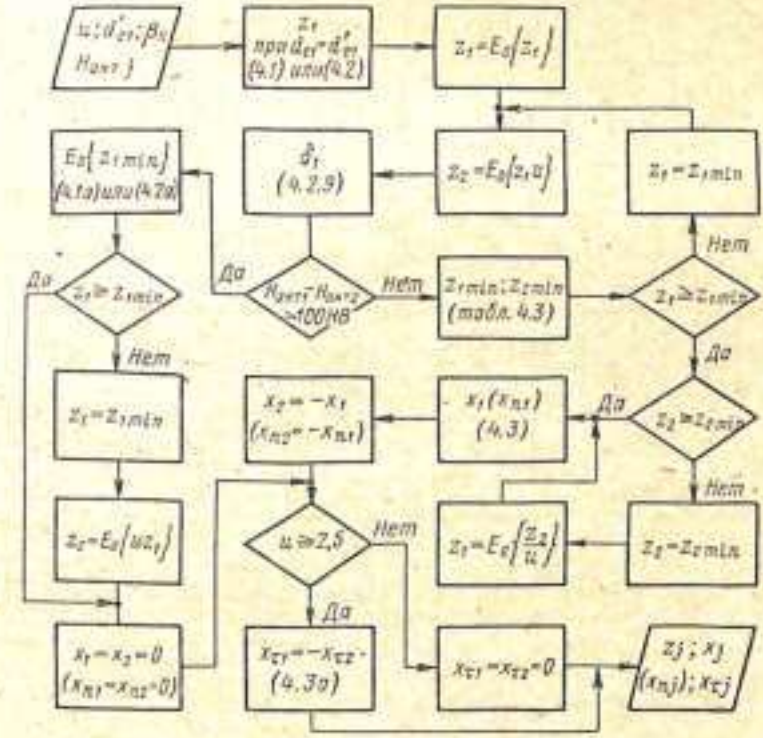


Рис. 4.11. Схема алгоритма расчета числа зубьев и коэффициентов смещения конических колес;
$E_0\{\}$ – округление до ближайшего целого числа

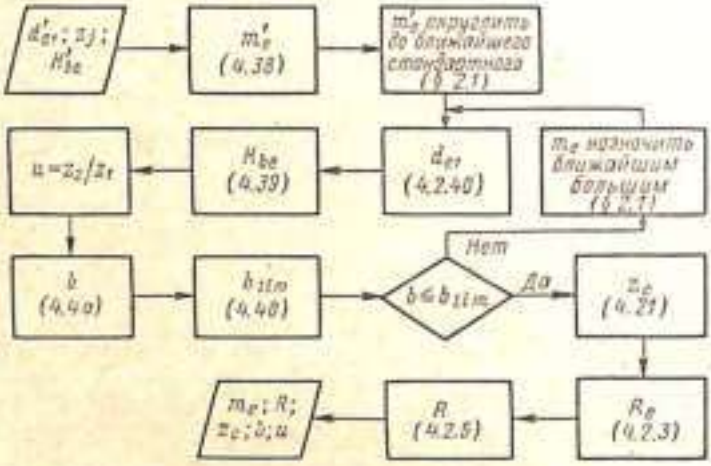


Рис. 4.12. Схема алгоритма расчета модуля для прямозубых конических передач

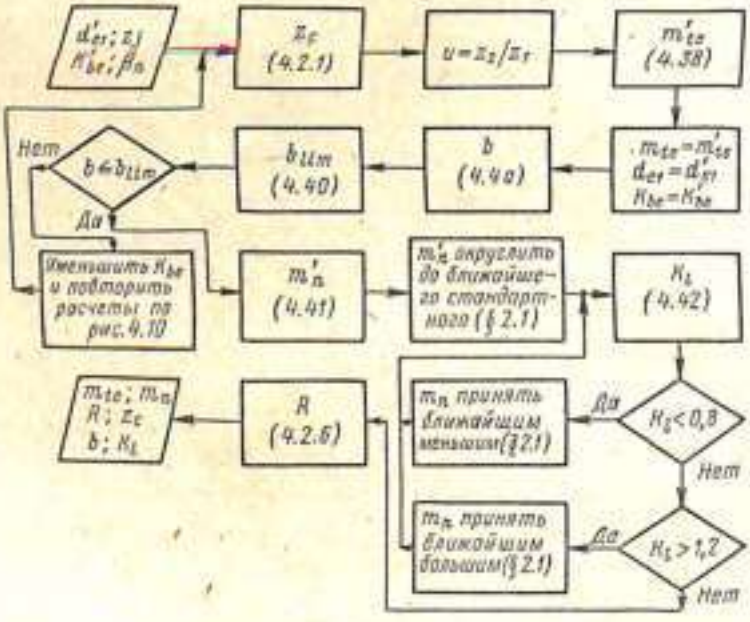


Рис. 4.13. Схема алгоритма расчета модуля в конических передачах с круговыми зубьями

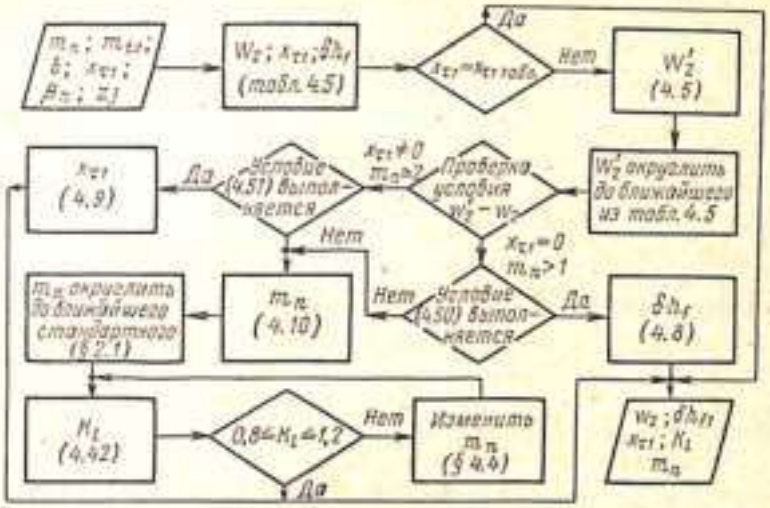


Рис. 4.14. Схема алгоритма расчета развода резцов зуборезной головки для чистовой обработки двусторонним способом зубьев колеса

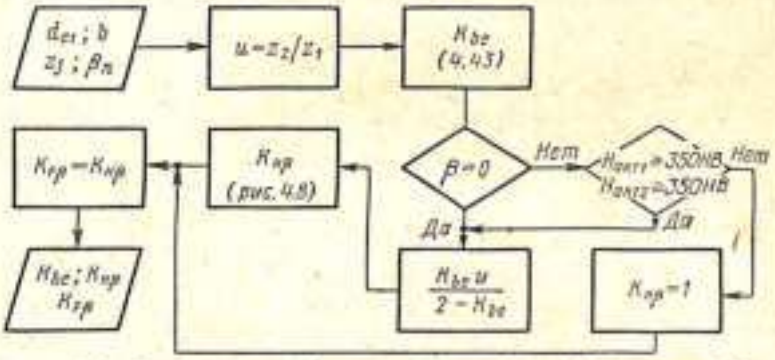


Рис. 4.15. Схема алгоритма определения коэффициентов $K_{b\alpha}$; $K_{H\beta}$; $K_{F\beta}$

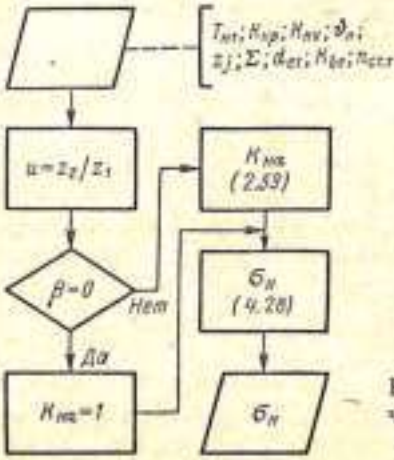


Рис. 4.16. Схема алгоритма расчета контактных напряжений в зацеплении конических колес

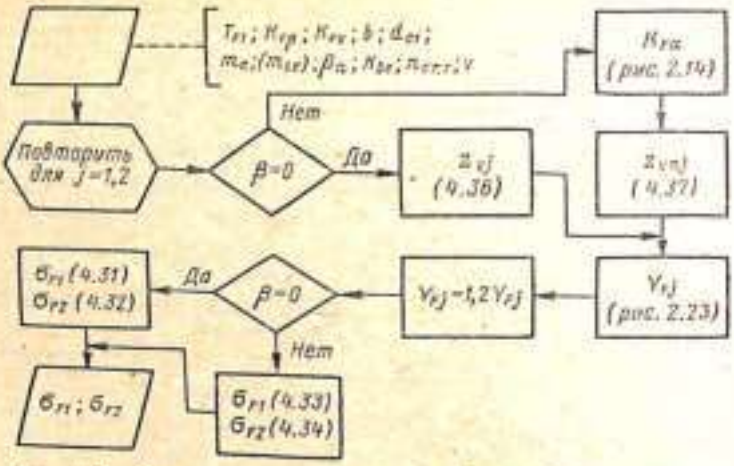


Рис. 4.17. Схема алгоритма расчета напряжений изгиба в опасных сечениях зубьев конических колес

Ширина зубчатого венца конических колес не должна превосходить предельного значения, определяемого по формуле

$$b_{lim} = 10 d_{e1}/z_1. \tag{4.40}$$

В передачах с круговыми зубьями, у которых за расчетный принят модуль m_n, ориентировочное значение m'_n определяют из зависимости

$$m'_n = (m_{te} - b/z_1)\cos\beta_m. \tag{4.41}$$

После округления найденного значения до ближайшего стандартного находят коэффициент K_1 по формуле

$$K_1 = [m_{te} - (m_n/\cos\beta_m)]\, z_1/b, \tag{4.42}$$

где K_1 – коэффициент, определяющий положение расчетного сечения, значение которого $0{,}8 \leqslant K_1 \leqslant 1{,}2$.

Для передач с круговыми зубьями выбирают форму зуба (см. табл. 4.1), номинальный диаметр зуборезной головки d_0 (см. табл. 4.4), рассчитывают развод резцов зуборезной головки W_2 и для зубьев формы II из табл. 4.6 находят коэффициент головки зуба K_a. На рис. 4.14 приведена схема алгоритма определения развода резцов зуборезной головки для чистовой обработки зубьев колеса наиболее производительным двусторонним способом. Рекомендуется при этом для $m < 2$ мм назначать $x_{11} = 0$.

Вслед за этим производятся геометрические расчеты конических передач по схемам алгоритмов, представленным на рис. 4.2–4.4, и проверочные расчеты по схемам алгоритмов на рис. 2.33, 2.38, 2.41 [1], 4.15–4.17.

Для определения фактического значения $K_{H\beta}$ (рис. 4.15) уточняется K_{be} по формуле

$$K_{be} = 2b/(d_{e1}\sqrt{u^2 + 1}). \tag{4.43}$$

[1] В схеме алгоритма, данного на рис. 2.41, величины W_{H_e} и W_{F_e} подсчитываются соответственно по формулам (4.30) и (4.35), а вместо b_w и d_{w1} в зависимости следует подставить b и d_1.

Окружная скорость передачи на среднем диаметре конических колес равна

$$v = 5{,}24 \cdot 10^{-5} d_1 n_1. \qquad (4.44)$$

При невыполнении условия $\sigma_H \leqslant [\sigma_H]$ необходимо увеличить размеры передачи, получаемые при проектировочном расчете (см. рис. 4.10). Удовлетворения вышеприведенного условия можно добиться также за счет уменьшения коэффициента $K_{H\nu}$ (повышения точности передачи) или увеличения $[\sigma_H]$ (за счет повышения твердости активных поверхностей зубьев).

При невыполнении условия $\sigma_{F_1} \leqslant [\sigma_{F_1}]$ уменьшают число зубьев на шестерне (если это позволяют минимальные рекомендуемые значения) или повышают $[\sigma_{F_1}]$ (за счет увеличения твердости сердцевины или упрочнения впадин зубьев).

Расчет конической передачи завершается определением размеров для контроля зубчатых колес по схемам алгоритмов на рис. 4.5 или 4.6 и сил в зацеплении по формулам (4.24)–(4.27).

При наличии в циклограмме нагрузок, превосходящих по величине T_{H1} или T_{F1}, производится проверка на прочность активных поверхностей зубьев при приложении пикового момента $T_{1\max}$ (см. рис. 2.44) и расчет на малоцикловую выносливость при изгибе по формулам ГОСТ 21354–75*.

Глава 5

ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 5.1. Геометрия, кинематика, силы в зацеплении и КПД

Цилиндрические червяки выполняются с линейчатыми и нелинейчатыми боковыми поверхностями витков. Наибольшее распространение имеют три вида линейчатых червяков: архимедов (ZA), эвольвентный (ZI) и конволютный ($ZN1$ и $ZN2$). Выбор вида определяется технологическими возможностями предприятия-изготовителя. Существующие методы расчета на прочность червячных зацеплений не зависят от вида червяка, поэтому рассматриваемые в дальнейшем проектировочный и проверочный расчеты червячных передач излагаются безотносительно к виду червяка [1].

Расстояние между соответствующими боковыми сторонами двух смежных витков называется расчетным шагом червяка и обозначается p; отношение $p/\pi = m$ называется модулем. Значения m стандартизованы (табл. 5.1).

Для унификации режущего инструмента помимо стандартизации модулей установлен также ряд значений коэффициентов диаметра червяка $q = d_1/m$, где d_1 – диаметр делительной окружности червяка. По ГОСТ 2144–76 (СТ СЭВ 221–75 и СТ СЭВ 267–76) значения q (см. табл. 5.1) выбираются в зависимости от m и z_1, где z_1 – число витков червяка, равное 1; 2; 4.

[1] В главе приводится расчет червячных передач с углом между осями червяка и колеса, равным 90°.

Таблица 5.1

Сочетания модулей m и коэффициентов диаметров q при $z_1 = 1, 2, 4$ (ГОСТ 2144—76)

m, мм	q	m, мм	q
2,00	8,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	6,30	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
2,50	8,0; 10,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	(7,00)	(12,0)
(3,00)	(10,0); (12,0)	8,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
3,15	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	10,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(3,50)	(10,0); 12,0*; 14,0*; (14,0)	(12,00)	10,0** (10,0)
4,00	8,0; (9,0); 10,0; 12,0*; (12,0); 12,5; 16,0; 20,0	12,50	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
		16,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
5,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	20,00	8,0; 10,0
(6,00)	(9,0); (10,0)		

Примечания: 1. Ряд значений m и q устанавливается ГОСТ 19672—74 (СТ СЭВ 267—76). В таблице приведено ограниченное число модулей. 2. Значения, не заключенные в скобки, являются предпочтительными.

* Только при $z_1 = 1$

** Только при $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$.

Передаточное отношение червячной передачи

$$u = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1, \tag{5.1}$$

при этом обычно $z_2 \geqslant 22$ при $z_1 = 1$ и $z_2 \geqslant 26$ при $z_1 > 1$. При $z_1 > 1$ желательно, чтобы значение z_2 не было бы кратным z_1.

Число витков червяка $z_1 = 1$ при $u = 31{,}5 \div 80$; $z_1 = 2$ при $u = 16 \div 31{,}5$ и $z_1 = 4$ при $u = 8 \div 16$.

Угол подъема винтовой линии γ (рис. 5.1, *а*) на делительном цилиндре $d_1 = mq$ определяется из зависимости

$$\operatorname{tg}\gamma = pz_1/(\pi d_1) = z_1/q. \tag{5.2}$$

У рассматриваемых в пособии линейчатых червяков с углом подъема $\gamma \leqslant 26{,}5650^\circ$ при $m = 1 \div 25$ мм пропорции витков и зубьев соответствующих червячных колес определяются параметрами исходного и исходного производящего червяка[1], устанавливаемыми ГОСТ 19036—81 или СТ СЭВ 266—76.

Если при нарезании червячного колеса делительные цилиндры исходного производящего червяка и червячного колеса не касаются, то имеем колесо со смещением. Смещение червяка определяется коэффициентом x, значение которого при проектировании передачи с заданным межосевым расстоянием a_w равно

$$x = (a_w/m) - (q + z_2)/2. \tag{5.3}$$

При проектировании червячных передач, межосевое расстояние которых не регламентируется ГОСТ 2144—76* (СТ СЭВ 221—75, СТ СЭВ 267—76),

[1] Исходным производящим червяком определяется инструмент для нарезания червячного колеса.

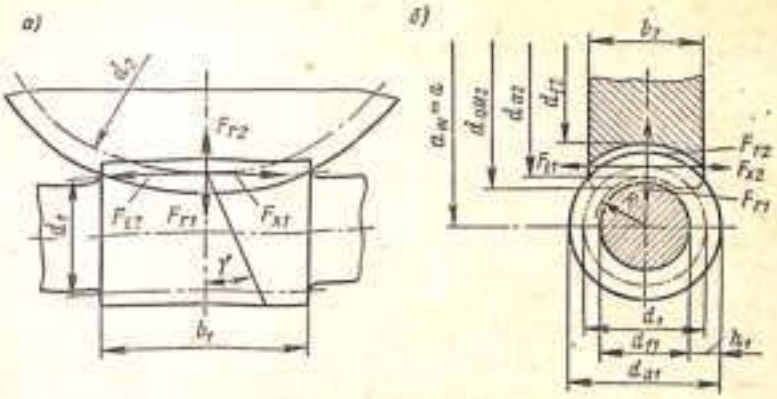


Рис. 5.1. Схема цилиндрической червячной передачи

габаритные размеры, полученные в проектировочном расчете, мало изменяются при округлении до стандартного значения модуля, если коэффициент x рассчитывается по формуле

$$x = 0{,}5\,(d_2/m - z_2). \tag{5.4}$$

Предельные значения коэффициента смещения x назначаются из условия отсутствия подрезания или заострения зубьев червячного колеса, которые обычно не наблюдаются при назначении z_1 в зависимости от u в соответствии с приведенной выше рекомендацией при $-1 \leqslant x \leqslant 1$.

Формулы для расчета основных геометрических размеров червяка и червячного колеса, указанных на рис. 5.1, приводятся в табл. 5.2 и 5.3.

При изготовлении взаимное положение боковых поверхностей витков червяка контролируется по делительной толщине по хорде или по роликам. Делительная толщина по хорде витка червяка определяется по формуле

$$\bar{s}_{a1} = 0{,}5\pi m \cos\gamma, \tag{5.5}$$

а высота до хорды витка

$$\bar{h}_{a1} = m + 0{,}5\,\bar{s}_{a1}\,\mathrm{tg}\left(0{,}5\arcsin\frac{\bar{s}_{a1}\sin^2\gamma}{d_1}\right). \tag{5.6}$$

Для получения необходимого бокового зазора в передаче вычисленное номинальное значение $\bar{s}_{a1}$ уменьшается на наименьшее отклонение толщины витка по хорде E_{ss} (ГОСТ 3675–81 или СТ СЭВ 311–76 и СТ СЭВ 1162–78). На размер $\bar{s}_{a1}$ назначается допуск T_s со знаком минус (ГОСТ 3675–81, СТ СЭВ 1162–78).

Взаимное положение боковых поверхностей зубьев червячного колеса определяется режущим инструментом. Поэтому контроль этого параметра осуществляется замером предельных отклонений межосевого расстояния в обработке, установленных ГОСТ 3675–81.

Расчет геометрических параметров червячной передачи и размеров для контроля взаимного положения боковых поверхностей витков червяка производится по схеме алгоритма, данной на рис. 5.2.

Таблица 5.2

Основные размеры червяка и червячного колеса (см. рис. 5.1)

Параметры	Формулы	
	для червяка	для червячного колеса
Диаметры делительных окружностей	$d_1 = mq$ (5.2.1)	$d_2 = mz_2$ (5.2.2)
Диаметры вершин	$d_{a1} = d_1 + 2m$ (5.2.3)	$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$ (5.2.4)
Высота головки (h_{a1}) и ножки (h_{f1}) витков червяка	$h_{a1} = m$; (5.2.5) для червяков ZA, ZN1, ZN2 $h_{f1} = 1{,}2\ m$ (5.2.6) для червяков ZI $h_{f1} = (2{,}2 \cos\gamma - 1)m$ (5.2.7)	–
Диаметры впадин	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ (5.2.8)	$d_{f2} = d_2 - 2m(1{,}2 + x)$ (5.2.9)
Длина нарезанной части червяка	b_1 по табл. 5.3	
Наибольший диаметр червячного колеса	–	$d_{aM2} \leqslant d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$ (5.2.10)
Ширина венца червячного колеса	–	при $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$ $b_2 \leqslant 0{,}75d_{a1}$ (5.2.11) при $z_1 = 4$ $b_2 \leqslant 0{,}67d_{a1}$ (5.2.12)
Радиус выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса	–	$R = 0{,}5d_1 - m$ (5.2.13)
Межосевое расстояние	$a_w = 0{,}5m(q + z_2 + 2x)$ (5.2.14)	

Таблица 5.3

Определение длины нарезанной части червяка (ГОСТ 19650—74)

Коэффициент смещения x	b_1, не менее	
	$z_1 = 1;\ z_1 = 2$	$z_1 = 4$
$-1{,}0$	$(10{,}5 + z_1)\,m$	$(10{,}5 + z_1)\,m$
$-0{,}5$	$(8 + 0{,}06\,z_2)\,m$	$(9{,}5 + 0{,}09\,z_2)\,m$
0	$(11 + 0{,}06\,z_2)\,m$	$(12{,}5 + 0{,}09\,z_2)\,m$
$+0{,}5$	$(11 + 0{,}1\,z_2)\,m$	$(12{,}5 + 0{,}1\,z_2)\,m$
$+1{,}0$	$(12 + 0{,}1\,z_2)\,m$	$(13 + 0{,}1\,z_2)\,m$

Примечания: 1. При промежуточном значении коэффициента x длина b_1 выбирается соответственно тому из двух ближайших значений x, которое дает большее b_1. 2. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную в таблице длину b_1 следует увеличить при $m < 10$ мм на 25 мм, при $m \geqslant 10 \div 16$ мм – на 35–40 мм и при $m > 16$ мм – на 50 мм.

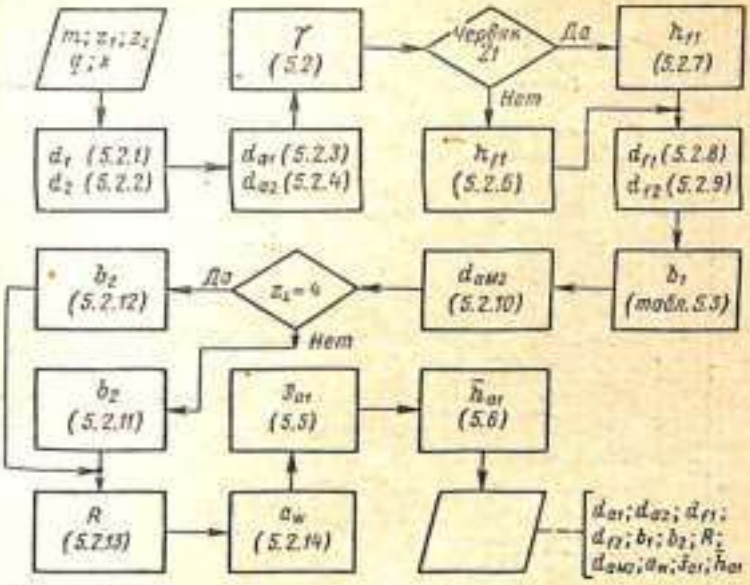


Рис. 5.2. Схема алгоритма расчета геометрических параметров червячных передач и размеров для контроля взаимного положения боковых поверхностей витков червяка

Скорость скольжения v_s, м · с$^{-1}$, сопряженных профилей при зацеплении в полюсе рассчитывается по формуле

$$v_s = 5{,}24 \cdot 10^{-5} d_1 n_1 / \cos\gamma, \tag{5.7}$$

где d_1 – диаметр делительной окружности червяка, мм; n_1 – частота вращения червяка, мин$^{-1}$.

По скорости скольжения выбирают степень точности передачи. Стандартом ГОСТ 3675–81 (СТ СЭВ 311–76) предусмотрено 12 степеней точности. Для силовых червячных передач назначается 7-я ($v_s \leqslant 10$ м · с$^{-1}$) и 8-я ($v_s \leqslant 8$ м · с$^{-1}$) степени точности. При больших скоростях скольжения и повышенных требованиях к виброакустическим характеристикам назначается 6-я степень точности.

Коэффициент полезного действия η червячной передачи равен

$$\eta = \eta_3 \eta_п \eta_{р.м},$$

где коэффициентами η_3; $\eta_п$ и $\eta_{р.м}$ учитываются соответственно потери в зацеплении, в подшипниках и на размешивание и разбрызгивание масла.

На опорах с подшипниками качения КПД червячной передачи обычно определяется по формулам:

при ведущем червяке

$$\eta = \eta_{12} = \eta_{р.м} \operatorname{tg}\gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'); \tag{5.8}$$

при ведомом червяке

$$\eta = \eta_{21} = \eta_{р.м} \operatorname{tg}(\gamma - \varphi') / \operatorname{tg}\gamma. \tag{5.8а}$$

Таблица 5.4

Зависимость угла трения φ' от скорости скольжения v_s

v_s, м·с$^{-1}$	φ', ...°
0,01	6,283 – 6,850
0,10	4,567 – 5,150
0,25	3,717 – 4,283
0,50	3,150 – 3,717
1,0	2,583 – 3,150
1,50	2,283 – 2,867
2,0	2,000 – 2,583
2,5	1,717 – 2,283
3,0	1,600 – 2,000
4,0	1,317 – 1,717
7,0	1,033 – 1,483
10	0,917 – 1,367
15 и более	0,800 – 1,150

Таблица 5.5

Силы в зацеплении червячной передачи (см. рис. 5.1)

Наименование силы	Формулы
Окружная сила червячного колеса (F_{t2}) и осевая сила червяка (F_{x1})	$F_{t2} = F_{x1} = 2T_2/d_2$
Окружная сила червяка (F_{t1}) и осевая сила червячного колеса (F_{x2})	$F_{t1} = F_{x2} = F_{t2}\operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi')$
Радиальная сила червяка (F_{r1}) и червячного колеса (F_{r2})	$F_{r1} = F_{r2} \approx 0{,}37F_{t2}$

Примечание. Знак плюс при ведущем червяке и минус – при ведомом.

Зависимость угла трения φ' при бронзовом венце червячного колеса и стальном червяке от скорости скольжения v_s приведена в табл. 5.4. Меньшие значения φ' соответствуют передачам с тщательно шлифованными червяками ($R_a < 0{,}4$ мкм) с твердостью активных поверхностей витков $H_{act1} > 45$ HRC. Приведенные в таблице значения φ' найдены из формулы (5.8) при $\eta_{p.u} = 1$ по экспериментальным данным для червячных передач на опорах с подшипниками качения. Таким образом, в значениях φ' учтены потери в подшипниках и на размешивание и разбрызгивание масла.

Формулами (5.8) и (5.8а) нельзя пользоваться, если у радиально-упорных подшипников угол контакта $\alpha < 26°$ (см. гл. 10 и работу [36]), а также и в тех случаях, когда погружение в масляную ванну червяка и его подшипников превышает рекомендованные значения (см. гл. 19).

Силы в зацеплении червячной передачи (см. рис. 5.1) определяются по формулам, приведенным в табл. 5.5.

§ 5.2. Материалы, применяемые для изготовления червячных передач

Наименьшая интенсивность изнашивания в червячной паре обеспечивается, если червяк имеет высокую твердость ($H_{act1} \geqslant 45$ HRC), а его рабочие поверхности отполированы. Поэтому для червяков используются стали марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА, закаленные до твердости 45 – 55 HRC с последующей шлифовкой и полированием. Широко применяются червяки из сталей 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ и др., подвергаемые цементации, и из сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю и др., упрочняемые азотированием. В этом случае достигается твердость поверхностей червяка 56 – 63 HRC, а финишной обработкой по-прежнему остается шлифование и полирование.

В качестве материалов для изготовления венцов червячных колес ответственных передач используются оловянные бронзы, механические характеристики наиболее распространенных марок которых приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Механические характеристики материалов для венцов червячных колес

Наименование и марка	Способ отливки	Механические свойства				Максимальная скорость скольжения v_s, м·с$^{-1}$
		$\sigma_в$	$\sigma_т$	$E\cdot10^{-5}$	НВ	
		МПа				
БрОФ10-1 (ОСТ 2МТ31-1–75)	З К	200 260	120 150	0,74 1,01	80–100 100–120	25
БрОФН	Ц	290	170	0,98	100–120	35
БрО6Ц6С3 (ГОСТ 613–79)	З К	160 180	108 78	0,93	60 60–76	12

Примечания: 1. Способ отливки: З – в землю; К – в кокиль; Ц – центробежный. 2. В таблице приведены значения $\sigma_в$, принимаемые при выполнении курсового проекта. Фактические значения $\sigma_в$ в соответствии с указанными ОСТ и ГОСТ могут изменяться в широких пределах.

§ 5.3. Проектировочные расчеты червячных передач

Проектировочный расчет червячных передач с бронзовым колесом из условия обеспечения прочности активных поверхностей зубьев колеса выполняется по формуле

$$d_2 = 630\sqrt[3]{\frac{T_{H2}K_{H\beta}z_2}{K_a[\sigma_{H2}]^2 q}}, \tag{5.9}$$

где d_2 – делительный диаметр червячного колеса, мм; T_{H2} – расчетный момент на валу червячного колеса, приравниваемый максимальному из длительно действующих в циклограмме нагружения, Н·м.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{H2}]$ для венцов колес из оловянных бронз при шлифованных и полированных витках червяков с твердостью активных поверхностей $H_{вк1} > 45$ HRC определяются по формуле

$$[\sigma_{H2}] = 0{,}9\sigma_{в2}\sqrt[8]{10^7/N_{HE2}}, \tag{5.10}$$

где $\sigma_{в2}$ – предел прочности материала венца червяка, МПа (см. табл. 5.6); N_{HE2} – эквивалентное число циклов перемен контактных напряжений для зубьев колеса, равное

$$N_{HE2} = \sum_{i=1}^{n}[(T_{2i}/T_{H2})^4 N_{c2i}]. \tag{5.11}$$

В формуле (5.11) T_{2i} – крутящие моменты в гистограмме нагружения червячного колеса, исключая кратковременно действующие нагрузки, число циклов при которых $N_{c2} \leqslant 5\cdot10^4$; N_{c2i} – число циклов перемен напряжений при воздействии момента T_{2i}, определяемое по формуле (2.50), в которой $\gamma_w = 1$ и $j = 2$. Если при расчете по формуле (5.11) окажется, что $N_{HE2} > 25\cdot10^7$, то следует принять $N_{HE2} = 25\cdot10^7$.

Коэффициент точности K_a определяется степенью точности передачи по ГОСТ 3675–81 (СТ СЭВ 1162–78). Значения K_a даны ниже.

Степень точности	6	7	8	9
K_a	1,2	1,15	1,1	1,0

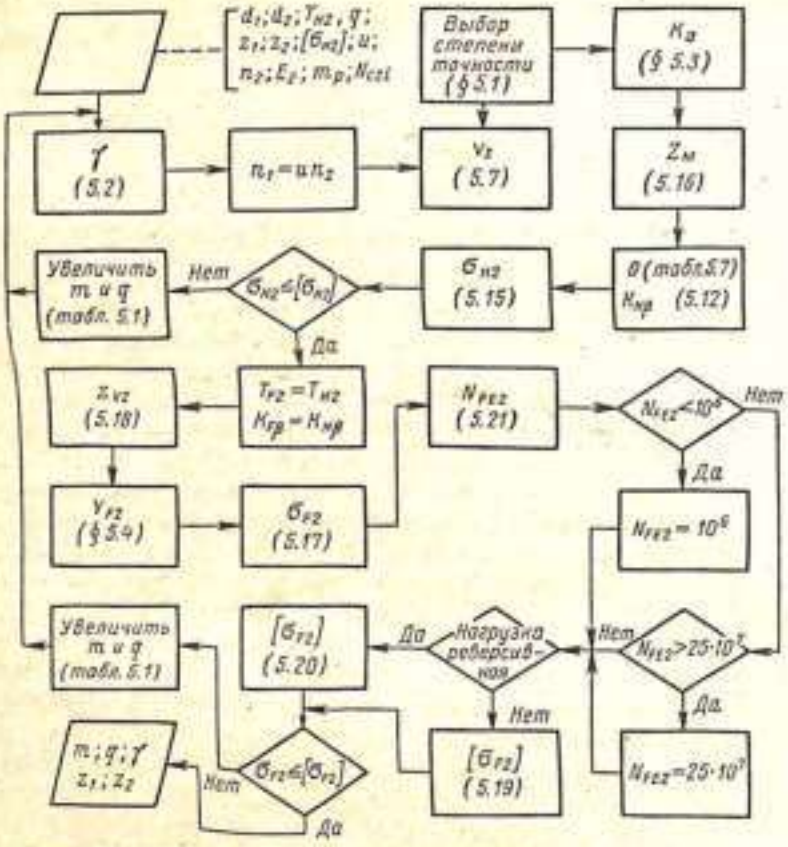


Рис. 5.4. Схема алгоритма проверочного расчета червячных передач

Допускаемые напряжения изгиба зубьев бронзовых червячных колес определяются по формулам:

при нереверсивной нагрузке

$$[\sigma_{F2}] = (0{,}25\sigma_{-1}^{-} + 0{,}03\sigma_{u2}) \sqrt[9]{10^6 / N_{FE2}}; \tag{5.19}$$

при реверсивной симметричной нагрузке

$$[\sigma_{F2}] = 0{,}16\sigma_{u2} \sqrt[9]{10^6 / N_{FE2}}. \tag{5.20}$$

В формулах (5.19) и (5.20) эквивалентное число циклов перемен напряжений рассчитывается по формуле

$$N_{FE2} = \sum_{i=1}^{k} (T_{2i} / T_{2F})^9 N_{C2i}. \tag{5.21}$$

Не учитываются при этом кратковременно действующие нагрузки, при которых число циклов перемен напряжений для червячного колеса не превосходит $5 \cdot 10^4$. Если при расчете по формуле (5.21) имеем $N_{FE2} < 5 \cdot 10^5$, то следует принять $N_{FE2} = 5 \cdot 10^5$; при $N_{FE2} > 25 \cdot 10^7$ — $N_{FE2} = 25 \cdot 10^7$.

При наличии в циклограмме нагружения момента T_{2max}, которому соответствует число циклов 200 – 400, производится проверка на изгиб зубьев колеса при кратковременно действующих нагрузках по формуле (5.17), в которой $T_{F2} = T_{2max}$ и $[\sigma_{F2}] \approx 0{,}8\sigma_{t2}$.

Проверочные расчеты червячных передач производятся по схеме алгоритма, представленной на рис. 5.4.

§ 5.5. Последовательность расчета червячных передач

Из анализа циклограммы нагружения в соответствии с указаниями § 5.3 назначается расчетный момент T_{H2}. По данным § 5.2 выбираются материалы червячной пары и их механические характеристики. Размеры червячной передачи определяются по схеме алгоритма (см. рис. 5.3), после чего производится проверочный расчет по схеме алгоритма, данного на рис. 5.4. При этом если условия $\sigma_{H2} \leqslant [\sigma_{H2}]$ или $\sigma_{F2} \leqslant [\sigma_{F2}]$ не выполняются, то помимо указанного в алгоритме перехода на большие значения m и q можно повысить механические характеристики материала венца червячного колеса за счет использования более качественной бронзы или иного способа получения отливки для венца червячного колеса.

Если в циклограмме имеются пиковые нагрузки, то производится проверка передачи на прочность активных поверхностей и на изгиб зубьев червячного колеса в соответствии с указаниями § 5.4. При удовлетворении размеров передачи условиям прочности переходят к расчету геометрических параметров и размеров для контроля взаимного положения боковых поверхностей витков червяка. Затем вычисляется КПД по формулам (5.8) или (5.8а) и определяются силы в зацеплении червячной передачи по формулам табл. 5.5.

Глава 6

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 6.1. Общие сведения и классификация

Планетарным зубчатым называется механизм, содержащий зубчатые колеса, именуемые сателлитами, оси которых подвижны. Сателлиты устанавливаются в водило h (см. механизм A на рис. 6.1, где сателлиты обозначены g), ось вращения которого называется основной. Зубчатые колеса с осями, совпадающими с основной осью, называются центральными колесами (a, b и др. на рис. 6.1), обозначаемые в общем случае буквой k. Центральные колеса и водила, воспринимающие нагрузки от внешних моментов, называются основными звеньями. Число сателлитов обозначают n_w. Обычно $n_w = 3 \div 6$, но встречаются передачи с $n_w = 1$ и $n_w > 6$.

Планетарный механизм, в котором два основных звена связаны с ведущим и ведомым валами, а третье – не вращается (соединено с корпусом), называется планетарной передачей. Если все три основных звена

соединены с валами, из которых один ведущий и два ведомых или два ведущих и один ведомый, то передачу называют дифференциалом.

Из большого многообразия различных типов планетарных механизмов ограничимся рассмотрением наиболее распространенных в механических приводах. Для краткого обозначения их широко используются классификационные формулы, в которых указывается число и вид основных звеньев.

Механизмы $2k-h$ (рис. 6.1) в качестве основных звеньев имеют два центральных колеса ($2k$) и водило (h). Механизм $2k-h$ с одновенцовыми сателлитами обозначается A, с двухвенцовыми (в зависимости от вида зацеплений с центральными колесами) – B и C, с коническими зубчатыми колесами – E.

Механизм $3k$ в качестве основных звеньев имеет три центральных колеса ($3k$). На рис. 6.2 показаны планетарные передачи с двухвенцовым (рис. 6.2, *а*) и одновенцовым (рис. 6.2, *б*) сателлитами, получаемые из механизма $3k$ остановкой центрального колеса b.

Замкнутые передачи (передачи $\gamma-\delta$*)* (рис. 6.3) содержат дифференциал (обычно механизм A), основные звенья которого обозначаются α, β и γ. Звено γ вращается с одним из выходных валов. Два других основных звена дифференциала α и β с помощью каких-либо передач (зубчатых, гибкой связью и т. д.), обозначаемых $\alpha-\delta$ и $\beta-\delta$, связаны с другим выходным валом передачи $\gamma-\delta$, который обозначается δ (см. рис. 6.3, *а*). В передаче на рис. 6.3, *б* передачей $\beta-\delta$ является вал, соединяющий основное звено дифференциала β с выходным валом δ, а передачей $\alpha-\delta$ служит механизм A, выполняющий функции тихоходной ступени.

Структурные формулы планетарных передач. При необходимости буквенное обозначение конструктивного варианта планетарной передачи дополняют индексами: нижние индексы относят к основным звеньям, соединенным с внешними валами, причем первый из них указывает звено, передающее наибольший крутящий момент; верхний индекс соответствует невращающемуся звену. Например, передачу $2k-h$ (см. рис. 6.1, *а*) при невращающемся колесе b обозначают A^b_{ha}, а при невращающемся водиле $h-A^h_{ba}$ [1].

Структурные формулы для передач, образованных последовательным соединением двух механизмов A (рис. 6.4, *а* и *б*), имеют следующий вид $A^{b_1}_{h_1 a_1}\underset{\frown}{A}^{b_2}_{a_2 e_2}$ и $A^{b_1}_{h_1 e_1}\underset{\frown}{A}^{b_2}_{b_2 e_2}$. Здесь знак лигатуры $\frown$ указывает пару звеньев соседних ступеней, соединенных друг с другом. Звеньям тихоходной ступени присваивают индекс 1, звеньям быстроходной ступени – индекс 2.

Передача $\gamma-\delta$ (рис. 6.3, *б*) состоит из двух механизмов A с тремя основными звеньями γ, δ и h_1. Из вращающихся основных звеньев наибольший момент развивается звеном δ, а неподвижным является водило h_1. Поэтому структурную формулу такой передачи можно представить $(AA)^{h_1}_{\delta\gamma}$. Однако при этом не представляется возможным однозначно расшифровать схему передачи. Заметив, что со звеном δ связаны основные звенья b_1 и b_2, принадлежащие обеим ступеням передачи $\gamma-\delta$,

[1] Передачи с невращающимся водилом по определению формально не являются планетарными.

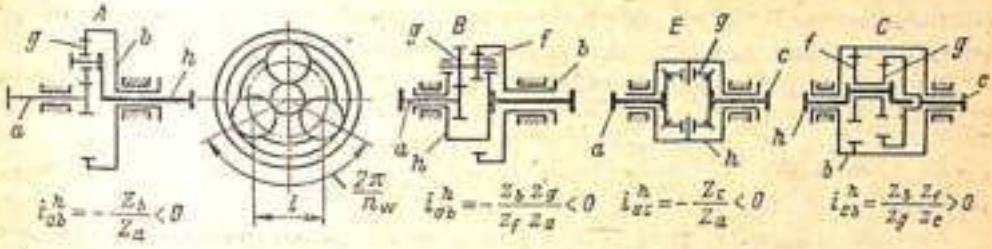
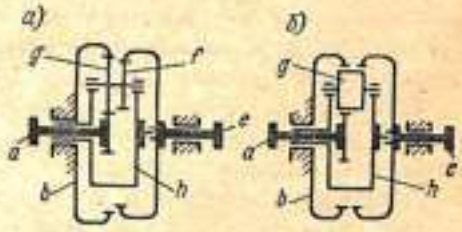


Рис. 6.1. Планетарные механизмы $2k - h$ (варианты A, B, E ($i^h < 0$) и C ($i^h > 0$))

Рис. 6.2. Передачи $3k$ с двухвенцовым (*а*) и одновенцовым (*б*) сателлитом



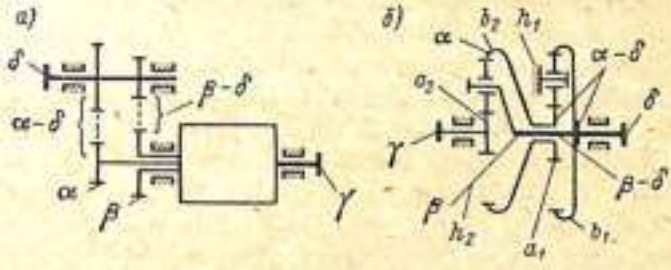


Рис. 6.3. Передачи $\gamma - \delta$

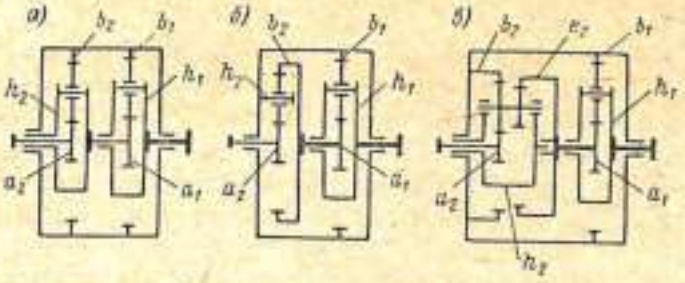


Рис. 6.4. Двухступенчатые планетарные передачи

вместо δ в структурной формуле пишем в скобках $(b_1 b_2)$, а вместо γ — обозначение основного звена a_2. В результате получаем $(AA)^{b_1}_{\phi_1 b_2 | a_2}$.

Структурная формула передачи, являющейся последовательным соединением передач $3k$ и A (рис. 6.4, *в*), имеет вид $A^{b_1}_{b_1 | a_1}(3k)^{b_2}_{a_2 | a_2}$.

Предложенные формулы позволяют построить схему передачи, ориентируясь на порядок и место расположения индексов.

§ 6.2. Кинематика планетарных передач

Обозначение передаточного отношения, связывающего относительные угловые скорости двух звеньев, имеет три индекса: два внизу, соответствующие обозначениям этих звеньев (первый из них относится к звену, угловая скорость которого в числителе) и один вверху, соответствующий звену, относительно которого взяты угловые скорости. Например, запись i^b_{ab} означает передаточное отношение между звеньями a и b в движении относительно колеса b, т. е. $i^b_{ab} = (\omega_a - \omega_b)/(\omega_b - \omega_b)$.

Величина i^b_{ab} (или в общем случае i^b) является передаточным отношением передачи с неподвижными осями, полученной из планетарной остановкой водила, и определяется на основе соотношений для передач с неподвижными осями зубчатых колес.

При параллельных осях зубчатых колес передаточное отношение имеет знак плюс, если направления вращения связываемых им звеньев совпадают, и знак минус при противоположных направлениях. В соответствии с этим в передачах A, B и E имеем $i^b < 0$, а в передачах $C - i^b > 0$ (см. рис. 6.1).

Указания по определению передаточных отношений планетарных передач приведены в работе [36]. В табл. 6.1 даны формулы для определения передаточных отношений и угловых скоростей звеньев планетарных передач наиболее распространенных схем. При этом для передачи A используется обозначение $z_b/z_a = p$.

Для планетарных передач, образованных последовательным соединением j ступеней, общее передаточное отношение равно

$$i = i_1 \cdot i_2 \ldots i_j,$$

где $i_1, i_2, \ldots, i_j$ — передаточные отношения отдельных ступеней.

В передачах $\gamma - \delta$ передаточное отношение $i_{\gamma\delta}$ определяется по формуле

$$i_{\gamma\delta} = i^{\alpha}_{\gamma\delta} + i^{\beta}_{\gamma\delta}, \qquad (6.1)$$

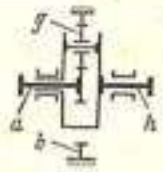
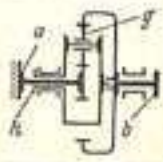
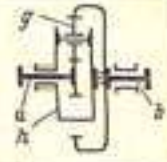
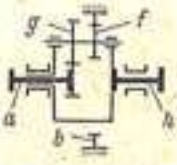
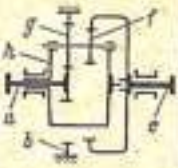
где

$$i^{\alpha}_{\gamma\delta} = i^{\alpha}_{\gamma\beta} i_{\beta\delta}; \quad i^{\beta}_{\gamma\delta} = i^{\beta}_{\gamma\alpha} i_{\alpha\delta}. \qquad (6.2)$$

Здесь $i_{\beta\delta}$ и $i_{\alpha\delta}$ — передаточные отношения соответственно передач $\beta - \delta$ и $\alpha - \delta$.

Коэффициент полезного действия передач $\gamma - \delta$ и их кинематические возможности зависят от сочетания знаков слагаемых в уравнении (6.1). При $i^{\alpha}_{\gamma\delta} i^{\beta}_{\gamma\delta} > 0$ мощность двумя потоками передается передачами $\alpha - \delta$ и $\beta - \delta$ от звена δ или поступает к нему. В этом случае КПД передачи $\gamma - \delta$, как правило, высок. Если $i^{\alpha}_{\gamma\delta} i^{\beta}_{\gamma\delta} < 0$, то направления потоков мощности в передачах $\alpha - \delta$ и $\beta - \delta$ противоположны, и в контуре, образованном этими передачами и дифференциалом α, β, γ, имеется замкнутая

Передаточные отношения и угловые скорости звеньев планетарных передач

Условное обозначение варианта	Схема	Передаточное отношение		Угловые скорости звеньев
		передачи при $\omega_h = 0$	планетарной передачи	
A^b_{ha}		$i^b_{ab} = -z_b : z_a = -p$	$i^h_{ab} = 1 - i^b_{ab} = 1 + p$	$\omega_b = 0;\ \omega_a = (1+p)\,\omega_h;$ $\omega_g - \omega_h = \dfrac{2p}{1-p}\,\omega_h$
A^a_{hb}		$i^h_{ab} = -p$	$i^a_{bh} = 1 - i^h_{ba} = 1 + \dfrac{1}{p}$	$\omega_a = 0;\ \omega_b = (1 + 1/p)\,\omega_h;$ $\omega_g - \omega_h = \dfrac{2}{p-1}\,\omega_h$
A^b_{ha}		$i^b_{ab} = -p$	—	$\omega_b = 0;\ \omega_a = -p\,\omega_h;$ $\omega_g - \omega_h = \dfrac{2p}{p-1}\,\omega_h$
B^b_{ha}		$i^h_{ab} = -\dfrac{z_b z_g}{z_f z_a}$	$i^h_{ab} = 1 - i^b_{ab}$	$\omega_b = 0;\ \omega_a = \left(1 + \dfrac{z_b z_g}{z_f z_a}\right)\omega_h;$ $\omega_g - \omega_h = \omega_f - \omega_h = -\dfrac{z_b}{z_f}\,\omega_h$
C^b_{eh}		$i^h_{eb} = \dfrac{z_b z_f}{z_g z_e}$	$i^h_{be} = \dfrac{1}{1 - i^b_{eb}}$	$\omega_b = 0;\ \omega_e = \dfrac{z_g z_e}{z_g z_e - z_b z_f}\,\omega_e;$ $\omega_g - \omega_h = \omega_f - \omega_h = -\dfrac{z_b}{z_f}\,\omega_h$
$(3k)^b_{ea}$		$i^b_{ab} = -\dfrac{z_b}{z_a}$ $i^h_{eb} = \dfrac{z_b z_f}{z_g z_e}$	$i^h_{ae} = \dfrac{1 - i^h_{ab}}{1 - i^h_{eb}}$	$\omega_b = 0;\ \omega_a = i^h_{ae}\,\omega_e;$ $\omega_h = \dfrac{1}{1 - i^h_{ab}}\,\omega_a;$ $\omega_g - \omega_h = \omega_f - \omega_h = -\dfrac{z_b}{z_g}\,\omega_h$

Примечание. Для передачи $(3k)^b_{ea}$ с одновенцовым сателлитом справедливы формулы при $z_f = z_g$.

(циркулирующая) мощность, вызывающая дополнительные потери на трение. При $i^{\infty}_{\tau a} i^{0}_{\tau a} < 0$ передаточное отношение $i_{a\tau} = 1/(i^{\infty}_{\tau a} + i^{0}_{\tau a})$ неограниченно растет с приближением к единице отношения $|i^{\infty}_{\tau a}/i^{0}_{\tau a}|$. Но при этом неограниченно растет и отношение замкнутой и передаваемой мощностей. В связи с этим использование высокого кинематического эффекта (получение больших значений $|i_{a\tau}|$) связано с неизбежностью низкого КПД.

В табл. 6.2 приведены значения передаточных отношений и угловых скоростей звеньев для двухступенчатых и замкнутых планетарных передач, составленных из двух механизмов A.

§ 6.3. Моменты, действующие на основные звенья

Пренебрегая потерями на трение и приписывая знак плюс мощностям ведущих основных звеньев и знак минус мощностям ведомых, для передачи с тремя основными звеньями μ, ν и τ при постоянных угловых скоростях имеем

$$T_\mu \omega_\mu + T_\nu \omega_\nu + T_\tau \omega_\tau = 0.$$

Если $\omega_\tau = 0$, то отсюда находим:

$$T_\mu (\omega_\mu - \omega_\tau) + T_\nu (\omega_\nu - \omega_\tau) = 0;$$

$$T_\mu / T_\nu = -(\omega_\nu - \omega_\tau)/(\omega_\mu - \omega_\tau) = -1/i^{\tau}_{\mu\nu}. \qquad (6.3)$$

Таким образом, отношение моментов основных звеньев обратно пропорционально отношению угловых скоростей этих звеньев относительно третьего основного звена с обратным знаком. Например, отношение моментов основных звеньев a и h передачи A имеет вид

$$T_a / T_h = -1/i^{h}_{ah} = -1/(1 - i^{a}_{ah}) = -1/(1 + p).$$

В табл. 6.3 приведены зависимости между моментами, действующими на основные звенья одноступенчатых планетарных передач, указанных в табл. 6.1. Для передач C и $3k$, которые характеризуются пониженным КПД, в формулах, связывающих моменты на внешних валах, введен КПД, значения которого даны в § 6.8. В остальных рассмотренных случаях потерями на трение допустимо пренебречь.

В табл. 6.4 даны соотношения между моментами, действующими на основные звенья двухступенчатых передач по схемам, указанным в табл. 6.2. В приведенных здесь схемах замкнутых передач нет неблагоприятного для КПД явления циркуляции мощности. На этом основании в расчетных формулах потери на трение не учтены, как и в схемах с последовательным соединением ступеней.

§ 6.4. Силы, действующие в зацеплении и на опоры основных звеньев и сателлитов

Силы в зацеплении зубчатых колес определяются по общим зависимостям, приведенным в § 2.1. В рассматриваемых схемах планетарных передач к сателлитам не приложен внешний момент, поэтому расчет сил в зацеплении удобно производить по значению внешнего момента, дей-

Таблица 6.2

Передаточные отношения и угловые скорости передач, составленных из двух механизмов *A*

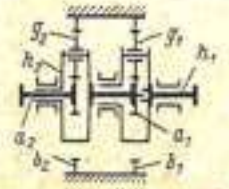
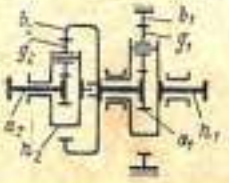
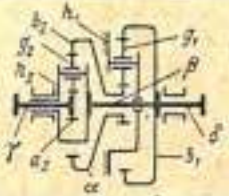
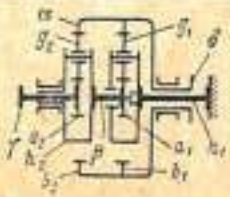
Условное обозначение варианта	Схема	Передаточное отношение	Угловая скорость	
			основного звена	сателлита
$A^{b_1}_{b_1 a_1} A^{b_2}_{b_2 a_2}$		$i_{a_2 b_1} = i^{b_2}_{a_2 b_2} i^{b_1}_{a_1 b_1} = (1 + p_2)(1 + p_1)$	$\omega_{b_1} = \omega_{b_2} = 0;$ $\omega_{a_2} = (1 + p_2)(1 + p_1)\omega_{b_1};$ $\omega_{a_1} = \omega_{b_2} = (1 + p_1)\omega_{b_1}$	$\omega_{g_1} - \omega_{b_1} = \frac{2p_1}{1 - p_1}\omega_{b_1};$ $\omega_{g_2} - \omega_{b_2} = \frac{2p_2}{1 - p_2}\omega_{b_2}$
$A^{b_1}_{b_1 a_1} A^{b_2}_{b_2 a_2}$		$i_{a_2 b_1} = i^{b_2}_{a_2 b_2} i^{b_1}_{a_1 b_1} = -p_2(1 + p_1)$	$\omega_{b_1} = \omega_{b_2} = 0;$ $\omega_{a_2} = -p_2(1 + p_1)\omega_{b_1};$ $\omega_{a_1} = \omega_{b_2} = (1 + p_1)\omega_{b_1}$	$\omega_{g_1} - \omega_{b_1} = \frac{2p_1}{1 - p_1}\omega_{b_1};$ $\omega_{g_2} - \omega_{b_2} = -\frac{2p_2}{1 - p_2}\omega_{b_2}$
$(AA)^{b_1}_{\omega_1 b_2 \mid a_2}$		$i_{1a} = p_2(1 + p_1) + 1$	$\omega_{b_2} = 0;\ \omega_{b_1} = \omega_{b_2};$ $\omega_{a_2} = [p_2(1 + p_1) + 1]\omega_{b_1};$ $\omega_{b_2} = \omega_{a_1} = -p_1\omega_{b_1}$	$\omega_{g_1} - \omega_{b_1} = \frac{2p_1}{p_1 - 1}\omega_{b_1};$ $\omega_{g_2} - \omega_{b_2} = -\frac{2p_2(p_1 + 1)}{p_2 - 1}\omega_{b_2}$
$(AA)^{b_2}_{\omega_1 b_2 \mid a_2}$		$i_{1a} = 1 - (p_1 + 1)(p_2 + 1)$	$\omega_{b_1} = 0;\ \omega_{b_2} = \omega_{b_2};$ $\omega_{a_2} = [1 - (p_1 + 1)(p_2 + 1)]\omega_{b_2};$ $\omega_{a_1} = \omega_{b_2} = -p_1\omega_{b_2}$	$\omega_{g_1} - \omega_{b_1} = \frac{2p_1}{p_1 - 1}\omega_{b_1};$ $\omega_{g_2} - \omega_{b_2} = -\frac{2p_2(p_1 + 1)}{p_1(p_2 - 1)}\omega_{b_2}$

Таблица 6.3

Соотношения между моментами, действующими на основные звенья планетарных передач

Условное обозначение варианта	Соотношение моментов
A	$T_a = -T_h/(p+1);\ T_b = -T_h p/(p+1)$
B	$T_a = -T_h z_a z_f/(z_a z_f + z_b z_g);$ $T_b = -T_h z_b z_g/(z_a z_f + z_b z_g)$
C	$T_b = -T_e z_f z_b/(z_e z_g);$ $T_h = -T_e \dfrac{z_e z_g - z_b z_f}{z_e z_g} \dfrac{1}{\eta_{he}^b}$ при $P_h > 0;$ $T_h = -T_e \dfrac{z_e z_g - z_b z_f}{z_e z_g} \eta_{eh}^b$ при $P_h < 0$
3k	$T_a = -T_e \dfrac{z_a}{z_a + z_b}\left(1 - \dfrac{z_b z_f}{z_g z_e}\right)\dfrac{1}{\eta_{ae}^b}$ при $P_a > 0;$ $T_a = -T_e \dfrac{z_a}{z_a + z_b}\left(1 - \dfrac{z_b z_f}{z_g z_e}\right)\eta_{ae}^b$ при $P_a < 0;$ $T_b = -T_e \dfrac{z_b}{z_a + z_b}\left(1 + \dfrac{z_a z_f}{z_g z_e}\right)$

Примечания: 1. Схемы передач см. в табл. 6.1. 2. См. примечание к табл. 6.1. 3. $P > 0$ для ведущих и $P < 0$ для ведомых звеньев планетарной передачи. 4. Значения КПД η см. § 6.8.

ствующего на центральное колесо, с использованием формул, приведенных в табл. 6.3, 6.4.

Силы в опорах сателлитов находят с использованием расчетных схем (табл. 6.5) для распространенных типов планетарных передач с прямозубыми цилиндрическими и зубчатыми колесами. В таблице представлены случаи, когда опоры сателлита размещены в отверстиях щек водила. Варианты с подшипниками, размещенными внутри обода сателлита, рассчитываются по тем же схемам.

Силы в зацеплении сателлита с i-м центральным колесом рассчитывают для наиболее нагруженного сателлита по формулам:

$$F_i = \frac{2T_i\Omega}{n_w (d_w)_i}; \quad F_r = F_i \operatorname{tg}(\alpha_w)_i, \tag{6.4}$$

где Ω – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами (см. § 6.5).

В расчетах опор сателлитов быстроходных планетарных передач необходимо учитывать центробежную силу, Н, по формуле

$$F_u = 1{,}1 \cdot 10^{-5} V_g \rho_w n_h^2 r_h, \tag{6.5}$$

Таблица 6.4

Соотношения между моментами, действующими на основные звенья передач, составленных из двух механизмов *A*

Условное обозначение варианта	Соотношения моментов	
	Ведущее звено	Промежуточное звено
$A^{b_1}_{b_1 a_1} A^{b_2}_{b_2 a_2}$	$T_{a_2} = -T_{b_1} \dfrac{1}{(p_2+1)(p_1+1)}$	$T_{a_1} = -T_{b_2} = -T_{b_1}/(p_1+1);$ $T_{b_1} = -T_{b_1} p_1/(p_1+1);$ $T_{b_2} = -T_{b_1} \dfrac{p_2}{(p_2+1)(p_1+1)}$
$A^{b_1}_{b_1 a_1} A^{b_2}_{b_2 a_2}$	$T_{a_2} = T_{b_1} \dfrac{1}{p_2(p_1+1)}$	$T_{a_1} = -T_{b_2} = -T_{b_1}/(p_1+1);$ $T_{b_1} = -T_{b_1} p_1/(p_1+1);$ $T_{b_2} = -T_{b_1} \dfrac{p_2+1}{p_2(p_1+1)}$
$(AA)^{b_2}_{(b_1 b_1) a_2}$	$T = T_{a_2} =$ $= -T_b \dfrac{1}{p_2(p_1+1)+1}$	$T_a = T_{b_2} - T_{a_1} = -T_b \dfrac{p_2}{p_2(p_1+1)+1};$ $T_b = T_{b_2} = T_b \dfrac{p_2+1}{p_2(p_1+1)+1};$ $T_{b_1} = T_b \dfrac{p_1 p_2}{p_2(p_1+1)+1}$ $T_{b_1} = -T_b \dfrac{p_2(p_1+1)}{p_2(p_1+1)+1}$
$(AA)^{b_1}_{(b_1 b_2) a_2}$	$T_y = T_{a_2} =$ $= T_b \dfrac{1}{(p_1+1)(p_2+1)-1}$	$T_a = T_{b_2} = T_b p_2/[(p_1+1)(p_2+1)-1];$ $T_b = T_{b_2} = -T_{a_1} =$ $= T_b (p_2+1)/[(p_1+1)(p_2+1)-1];$ $T_{b_1} = T_b \dfrac{p_1(p_2+1)}{(p_1+1)(p_2+1)-1};$ $T_{b_1} = -T_b \dfrac{(p_1+1)(p_2+1)}{(p_1+1)(p_2+1)-1}$

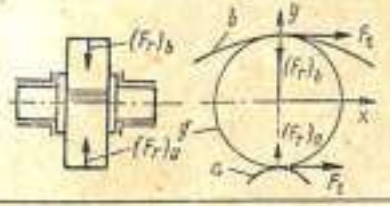
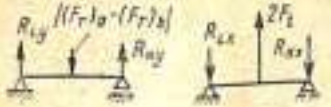
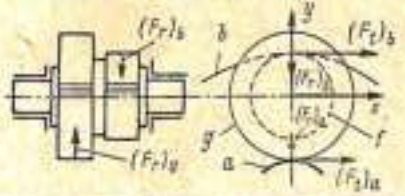
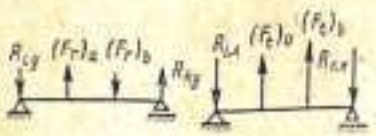
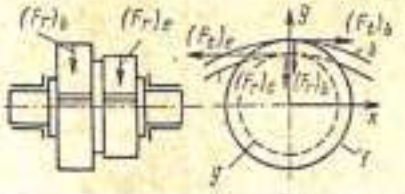
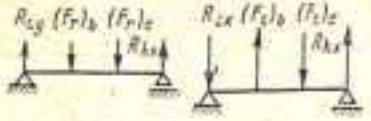
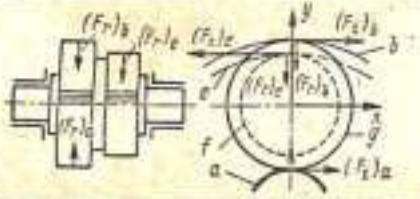
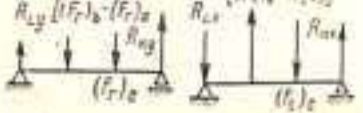
Примечание. Схемы передач см. в табл. 6.2.

где V_a – объем вращающихся относительно водила частей узла сателлита, мм^3; ρ_m – плотность материала, кг/мм^3 (для стального сателлита и подшипника качения $\rho_m = 7{,}8\ 10^{-6}$ кг/мм^3); n_h – частота вращения водила, мин$^{-1}$; r_h – радиус расположения центра тяжести сателлита относительно основной оси планетарной передачи, мм (для передач *A*, *B*, *C*, 3*k* $r_h = a_w$).

В передачах *A*, *B* с цилиндрическими колесами F_h вызывает увеличение нагрузки на радиальные опоры сателлитов или осевые опоры конических сателлитов в передачах *E*. В передачах *C* и 3*k* возможна определенная разгрузка радиальных опор сателлитов, поскольку центробежная сила и радиальные силы, действующие на сателлит со стороны централь-

Таблица 6.5

Расчетные схемы для определения реакций на опоры сателлитов планетарных передач (колеса прямозубые)

Обозначение передачи	Схема сателлита и силы в зацеплениях с центральными колесами	Реакции на опоры сателлита в плоскости		Окружные силы
		вертикальной	горизонтальной	
A				$F_t = \frac{2T_a\Omega}{n_a(d_w)_a} = \frac{2T_b\Omega}{n_a(d_w)_b}$; $(F_r)_a = (F_r)_b$ при $x_a + x_g = x_b - x_g$
B				$(F_t)_a = \frac{2T_a\Omega}{n_a(d_w)_a}$; $(F_t)_b = \frac{2T_b\Omega}{n_a(d_w)_b}$
C				$(F_t)_b = \frac{2T_b}{(d_w)_b}$; $(F_t)_c = \frac{2T_c}{(d_w)_c}$ при $n_a = 1$
$3k$ при $(d_w)_b > (d_w)_c$				$(F_t)_a = \frac{2T_a\Omega_a}{n_a(d_w)_a}$; $(F_t)_b = \frac{2T_b\Omega_b}{n_a(d_w)_b}$; $(F_t)_c = \frac{2T_c\Omega_c}{n_a(d_w)_c}$

вых колес с внутренними зубьями, направлены в противоположные стороны.

При проектировочном расчете передач A, когда масса сателлита неизвестна, можно воспользоваться зависимостью

$$F_a = 8{,}55 \cdot 10^{-11} (d)_g^2 b n_c^2 a_w \lambda_0, \qquad (6.6)$$

где $(d)_g$, b – делительный диаметр и ширина обода сателлита, мм; λ_0 – коэффициент, равный отношению массы сателлита и вращающихся относительно водила частей его опор к массе сплошного стального цилиндра с диаметром $(d)_g$ и высотой b. Принимают $\lambda_0 \approx 0{,}5 \div 0{,}7$ при размещении подшипников качения внутри обода сателлита и $\lambda_0 \approx 1{,}1 \div 1{,}3$, если подшипники сателлитов установлены в отверстиях щек водила.

Силы, действующие на опоры основных звеньев, определяются силами в зацеплениях для центральных колес или в опорах сателлитов для водила. Кроме того, на основные звенья, соединенные с внешними валами планетарной передачи, дополнительно действуют реакции (поперечные силы или изгибающие моменты) со стороны соединительных муфт двигателя и исполнительного механизма, как отмечено в гл. 13.

При числе сателлитов $n_w \geqslant 2$ опоры i-го центрального колеса воспринимают силу, определяемую по формуле

$$F_{oni} = \frac{2T_i(\Omega - 1)\nu}{(d_w)_i \cos(\alpha_w)_i (n_w - 1)}, \qquad (6.7)$$

где ν – коэффициент, учитывающий влияние сочетания погрешностей изготовления и монтажа. При самом неблагоприятном сочетании погрешностей, вероятность которого равна нулю, $\nu = 1$. В практических расчетах рекомендуют принять $\nu = 0{,}8$.

Опоры водила передач A, B, $3k$ при $n_w \geqslant 2$ воспринимают силу, рассчитываемую по формуле

$$F_{onh} = \frac{2T_h(\Omega - 1)\nu}{a_w(n_w - 1)}. \qquad (6.8)$$

При значениях коэффициента $\Omega \leqslant 1{,}2$ силы F_{oni} и F_{onh} малы и их влиянием можно пренебречь.

§ 6.5. Распределение нагрузки между сателлитами

Мощность в планетарных передачах от ведущего вала к ведомому передается несколькими параллельными потоками, число которых равно числу сателлитов n_w. Благодаря использованию эффекта многопоточности и применению внутреннего зацепления, масса и габаритные размеры планетарных передач меньше, чем у рядных. Это достоинство реализуется при обеспечении достаточно равномерного распределения нагрузки между сателлитами, характеризуемого коэффициентом неравномерности

$$\Omega = F_{n\,max}/F_{nm},$$

где $F_{n\,max}$ – нормальная сила наиболее загруженного сателлита; F_{nm} – нормальная сила в зацеплении одного сателлита, найденная в предположении равномерного распределения нагрузки между сателлитами.

Распределение нагрузки между сателлитами рассмотрим в простейших предположениях, но без ущерба для выявления конструктивных мер, направленных к снижению величин Ω.

Имеем передачу A с неподвижными основными звеньями b и h. Полагаем, что деформациями опор центрального колеса a можно пренебречь, а при приложении незначительного момента к этому колесу (вызывающего пренебрежимо малые деформации) зазоры выбираются только в зацеплении с одним из сателлитов, а в остальных $(n_w - 1)$ сателлитах имеют место зазоры $\Delta_1, \Delta_2, \ldots, \Delta_{n_w-1}$. Полагаем далее, что при приложении к центральному колесу момента $T_a = 0{,}5\,(d_b)_a \sum_{i=1}^{n_w} F_{ai}$ (где $(d_b)_a$ – диаметр основной окружности; $\sum_{i=1}^{n_w} F_{ai}$ – сумма нормальных сил в зацеплениях с n_w сателлитами) колесо a за счет деформаций зубьев, опор сателлитов и других элементов поворачивается на некоторый угол, которому соответствует перемещение по дуге окружности $(d_b)_a$, равное δ_b. При этом величина $F_{n\,max} = C\delta_b$, где $C = F_{ai}/(\delta_b - \Delta_i)$ – коэффициент жесткости. В результате находим, что

$$\Omega = \frac{F_{n\,max}}{F_{nm}} = \frac{C\delta_b}{\sum_{i=1}^{n_w} F_n/n_w} = 1 + \frac{C}{\sum_{i=1}^{n_w} F_n} \sum_{i=1}^{n_w-1} \Delta_i. \qquad (6.9)$$

С приближением Ω к единице уменьшается величина $F_{n\,max}$, по которой выполняется расчет на прочность и, следовательно, снижаются габаритные размеры и масса передачи. Величина $\sum_{i=1}^{n_w-1} \Delta_i = 0$ достижима в так называемом статически определимом планетарном механизме. Однако конструкция такого механизма рациональна только в том случае, если $n_w = 3$. При этом центральное колесо не должно иметь радиальных опор для возможности самоустанавливаемости, обеспечиваемой силами в зацеплениях с тремя сателлитами. Основное звено без радиальных опор называется плавающим. На рис. 6.5 показано плавающее центральное колесо a, крутящий момент к которому подводится с помощью соединительной двойной шарнирной муфты, допускающей смещение оси для обеспечения силового замыкания в зацеплении с тремя сателлитами. При равномерном размещении сателлитов по окружности их центров, пренебрегая силами трения и действием реактивного момента со стороны соединительных муфт, можно принять $F_{a1} = F_{a2} = F_{a3}$.

Плавающим может быть любое из трех основных звеньев или одновременно два из них. При $n_w > 3$ применение плавающих звеньев также уменьшает величину Ω, однако в существенно меньшей степени, чем при $n_w = 3$. Дальнейшее снижение величины Ω при $n_w > 3$ достигается, в частности, за счет повышения точности изготовления. При очень высоких точностях в высоконагруженных передачах (при больших величинах $\sum_{i=1}^{n_w} F_n$, значение которых растет с увеличением передаваемого момента

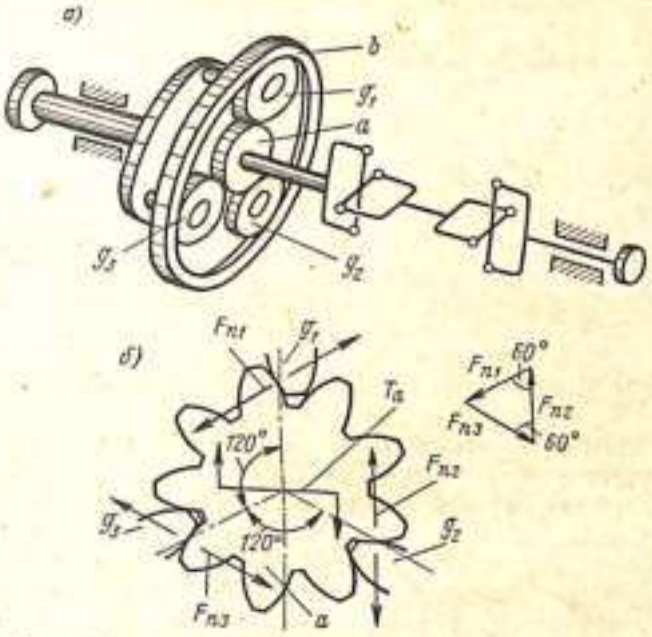


Рис. 6.5. Планетарная передача A с плавающим центральным колесом a (*а*) и система сил в зацеплении центрального колеса с сателлитами (*б*)

и допускаемых напряжений) величина Ω может быть близка к единице при отсутствии плавающих основных звеньев, существенно усложняющих конструкцию передачи. Другой эффективной мерой выравнивания нагрузки между сателлитами при $n_w > 3$ является снижение величины C [см. формулу (6.9)]. С этой целью, как рекомендовано в работе [42], можно применить оси сателлитов с высокой податливостью. Одним из наиболее рациональных приемов является использование у центрального колеса b обода с высокой податливостью.

На рис. 6.6, *а* схематично показана планетарная передача, у которой из-за погрешностей изготовления вместо $n_w = 4$ сателлитов временно находятся в зацеплении $n'_w = 2$ диаметрально противоположных сателлита. Деформация колеса b происходит под действием сил F'_{n1}, F'_{n3}, превышающих среднюю нормальную силу $(F_n)_m$, которая бы действовала при равномерном распределении нагрузки между $n_w = 4$ сателлитами. При дальнейшем увеличении передаваемой нагрузки деформация центрального колеса b (во много раз превосходящая перемещения, вызванные деформациями зубьев и опор сателлитов) компенсирует погрешности в зацеплении сателлитов g_2 и g_4. В итоге (рис. 6.6, *б*) в зацеплении будут находиться все сателлиты, воспринимающие соответственно силы F_{n1}, F_{n2}, F_{n3}, F_{n4}. Показанный на рис. 6.5 вариант передачи момента к плавающему основному звену посредством шарнирных муфт возможен, но обычно нецелесообразен из-за их больших осевых и диаметральных размеров. Наибольшее распространение для этой цели получили двойные зубчатые муфты (см. гл 13), представленные схематично на рис. 6.7, *а*, где с помощью зубчатых муфт предусмотрена возможность плавания обоих центральных

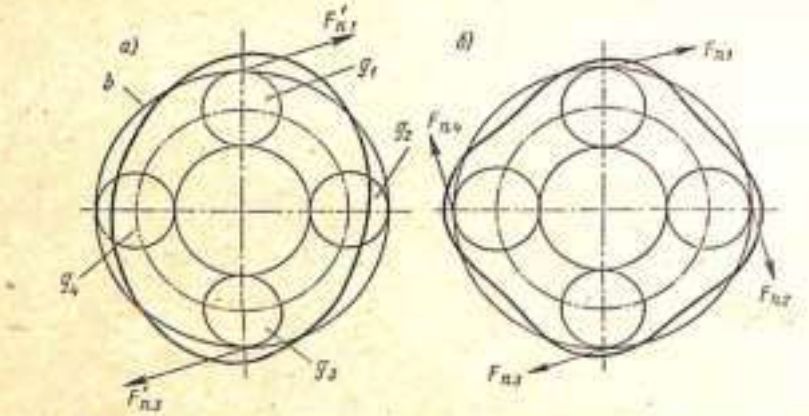


Рис. 6.6. Использование центрального колеса b с ободом высокой податливости для выравнивания нагрузки между сателлитами при $n_w > 3$

колес a и b. Та же передача на рис. 6.7, *б* представлена в более упрощенном виде, используемом в дальнейшем для изображения компоновочных схем (см. § 14.2).

График для определения ориентировочных значений коэффициента Ω для планетарных передач A с известными диаметрами зубчатых колес при числе сателлитов $n_w \geqslant 3$ и степени точности зубчатых колес $n_{ст.т} = 5 \div 8$ представлен на рис. 6.8 в зависимости от параметра

$$Q = \frac{n_w b_w (d_w)_a \sqrt{(n_{ст.т} - 3)\,[1 + 0{,}01 p\,(d_w)_a]}}{10 T_a}, \qquad (6.10)$$

где n_w – число сателлитов; b_w – ширина зубчатого венца, мм; $(d_w)_a$ – делительный диаметр центрального колеса a, мм; $p = z_b/z_a$ – параметр планетарной передачи A; T_a – расчетный крутящий момент по § 2.3, Н·м.

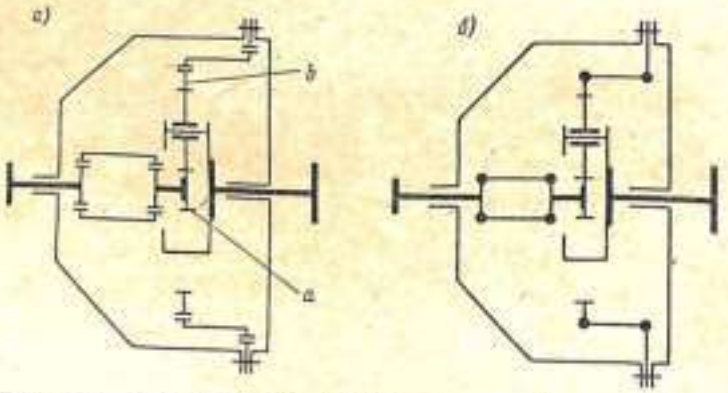


Рис. 6.7. Схематическое изображение двойных зубчатых соединительных муфт, применяемых для передачи крутящего момента к плавающим звеньям (центральным колесам a и b передачи A)

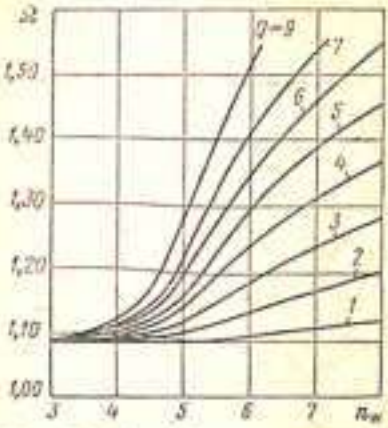


Рис. 6.8. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами Ω для планетарных передач *A* с плавающим центральным колесом *a* и центральным колесом *b* с податливым ободом

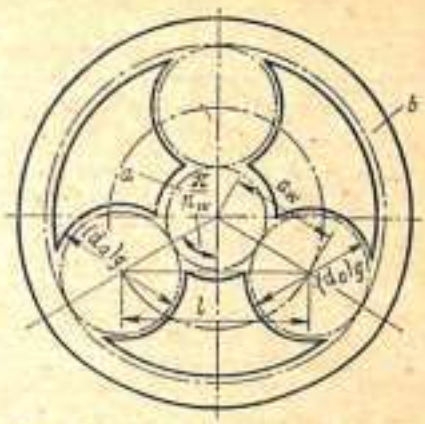


Рис. 6.9. Условие соседства сателлитов планетарной передачи *A*

Формула (6.10) и график, изображенный на рис. 6.8, получены для передач с одним плавающим звеном при $n_w = 3$, а при $n_w > 3$ для передач с двумя плавающими звеньями, из которых одно – центральное колесо *b* с податливым ободом. Ошибка межосевого расстояния и расстояния между соседними сателлитами в передаче с $(d_w)_b = 250 \div 1000$ мм принята $\Delta = 70 \div 120$ мкм при $n_{ст.т} = 7 \div 8$ и $\Delta = 50 \div 100$ мкм при $n_{ст.т} = 5 \div 6$.

§ 6.6. Условия сборки

В механизмах *A*, *B* и 3*k* для обеспечения зазора между сателлитами (рис. 6.9) необходимо выполнить условие соседства

$$(d_a)_g < l = 2a_w \sin(\pi/n_w). \tag{6.11}$$

Для предупреждения значительных потерь на вентиляцию и барботаж принимают $l - (d_a)_g \geqslant 0{,}5m$.

Оси зубчатых колес зацеплений *a*–*g*, *b*–*g*, *b*–*f*, *e*–*f* и др. (см. рис. 6.1, 6.2) совпадают, и поэтому должны выполняться следующие условия соосности:

$$\left.\begin{array}{l} \text{в передаче } A \text{ и } B\ (a_w)_a = (a_w)_b; \\ \text{в передаче } C\ (a_w)_b = (a_w)_e; \\ \text{в передаче } 3k\ (a_w)_a = (a_w)_b = (a_w)_e \end{array}\right\} \tag{6.12}$$

В табл. 6.6 условия соосности выражены через числа зубьев и модули.

При $n_w > 1$ для возможности сборки передач необходимо выполнить условие [1]

$$(z_b + z_a)/n_w = \text{число целое}. \tag{6.13}$$

[1] Условие по формуле (6.13) необходимо выполнить также и для зацеплений колес *a*–*g*, *b*–*g* в передачах 3*k*.

Таблица 6.6

Условие соосности планетарных передач

Обозначение механизма	При равенстве углов зацепления в полюсах $a-g$ и $b-g$ или $a-g$ и $b-f$ или $a-f$; $b-g$ и $e-f$	При неравенстве углов зацепления в полюсах $a-g$ и $b-g$; или $a-g$ и $b-f$; или $a-g$; $b-g$ и $e-f$
A	$z_a+2z_g=z_b$	$\frac{z_a+z_g}{\cos(\alpha_{tw})_a}=\frac{z_b-z_g}{\cos(\alpha_{tw})_b}$
B	$z_a+z_g=z_b-z_f$	$\frac{z_a+z_g}{\cos(\alpha_{tw})_a}=\frac{z_b-z_f}{\cos(\alpha_{tw})_b}$
C	$z_b-z_f=z_e-z_g$	$\frac{z_b-z_f}{\cos(\alpha_{tw})_b}=\frac{z_e-z_g}{\cos(\alpha_{tw})_e}$
$3k$	$z_a+2z_g=z_b$; $z_b-z_g=z_e-z_f$	$\frac{z_a+z_g}{\cos(\alpha_{tw})_a}=\frac{z_b-z_g}{\cos(\alpha_{tw})_b}=\frac{z_e-z_f}{\cos(\alpha_{tw})_e}$

Примечание. В таблице приведены формулы для передач с прямозубыми колесами и с равными модулями во всех полюсах зацепления.

В передачах с двухвенцовыми сателлитами B, $3k$ для упрощения сборки обычно назначают числа зубьев центральных колес, кратными n_w. В этом случае при нарезании зубьев всех сателлитов данной передачи с помощью специального приспособления совмещают плоскости симметрии двух зубьев (или впадин), принадлежащих соответственной венцам f и g (рис. 6.10). Соответственно на центральных колесах отмечают впадины (или зубья), расположенные под углом $2\pi/n_w$ для последующей сборки по меткам *1*, *2*.

Имеется и другая возможность сборки передач с двухвенцовыми сателлитами при произвольно назначенных числах зубьев: сателлиты выполняют с регулируемым взаимным угловым положением венцов f и g. Однако конструкция сателлита в этом случае усложняется.

§ 6.7. Подбор чисел зубьев

Подбор чисел зубьев производят с учетом заданного передаточного числа редуктора (с определенной степенью приближения) и требований к прочности на изгиб зубьев. Задача облегчается благодаря тому, что одинаковые или близкие по значению передаточные отношения могут быть получены при различных сочетаниях чисел зубьев. В быстроходных передачах при $v > 50$ м·с$^{-1}$ избегают иметь общие множители у чисел зубьев сцепляющихся колес, а также кратность чисел зубьев центральных колес и n_w.

Ниже даны указания к подбору чисел зубьев некоторых наиболее распространенных типов планетарных передач.

Передачи по схеме $2k-h$ типа A. По заданному передаточному числу редуктора определяют необходимую величину $p=-i^n_{ab}$. Задают число зубьев центрального колеса z_a или определяют его максимально допусти-

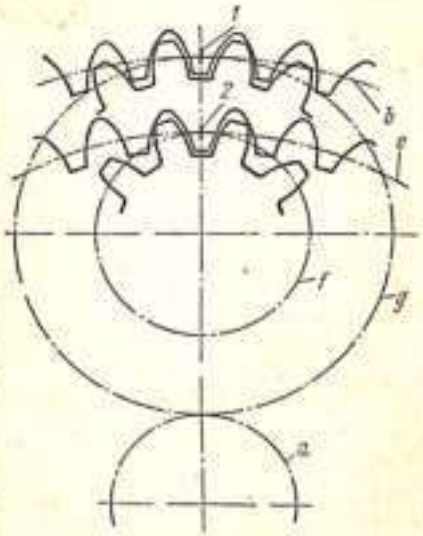


Рис. 6.10. Метки на центральных зубчатых колесах b и e передачи $3k$ для правильной сборки

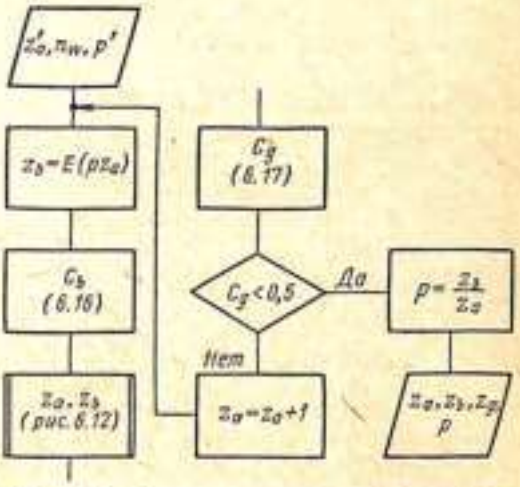


Рис. 6.11. Схема алгоритма подбора чисел зубьев планетарной передачи A:
Условие соосности удовлетворяется при равенстве суммарных коэффициентов смещения $(x_\Sigma)_{ag} = (x_d)_{bg} = 0$

мую величину, лимитируемую прочностью зубьев на изгиб [см. формулу (2.98)]. Вычисляют ориентировочное значение числа зубьев центрального колеса b: $z_b \approx z_a p$. Исходя из условия соосности (6.12) находят одно из возможных чисел зубьев сателлита

$$z_g = 0{,}5\,(z_b - z_a) + 9. \tag{6.14}$$

Величина 9 может принимать значения, равные 0; $\pm 0{,}5$; ± 1, при одном из которых удовлетворяется условие (6.14). По величине 9 подбирают коэффициенты смещения зубчатых колес (см. § 2.1). В частности, при $9 = 0$ справедливо соотношение коэффициентов смещения $x_b - x_g = x_a + x_g$.

Схема алгоритма подбора чисел зубьев планетарной передачи A при $n_w = 3 \div 6$ и $(x_\Sigma)_{ag} = (x_d)_{bg} = 0$ дана на рис. 6.11, 6.12.

При подборе чисел зубьев планетарной передачи A известно: начальное значение параметра p', зависящее от требуемого передаточного числа i'; число сателлитов n_w, удовлетворяющее условию соседства по формуле (6.11); максимальное число зубьев $z_{1\,max}$ шестерни (исходя из расчета на прочность). С помощью табл. 6.10 можно найти предварительное значение числа зубьев z'_a центрального колеса a и центрального колеса b:

$$z'_b = E\,(p' z'_a), \tag{6.15}$$

где E – обозначает целую часть выражения в скобках. Для удобства подбора чисел зубьев можно ввести вспомогательные функции C_b, C_g.

Функция

$$C_b = \frac{z'_b + z'_a}{n_w} - E\left(\frac{z'_b + z'_a}{n_w}\right) \tag{6.16}$$

обращается в нуль при удовлетворении условия (6.13). Если это условие не обеспечено, то C_b может принимать $(n_w - 1)$ численное значение,

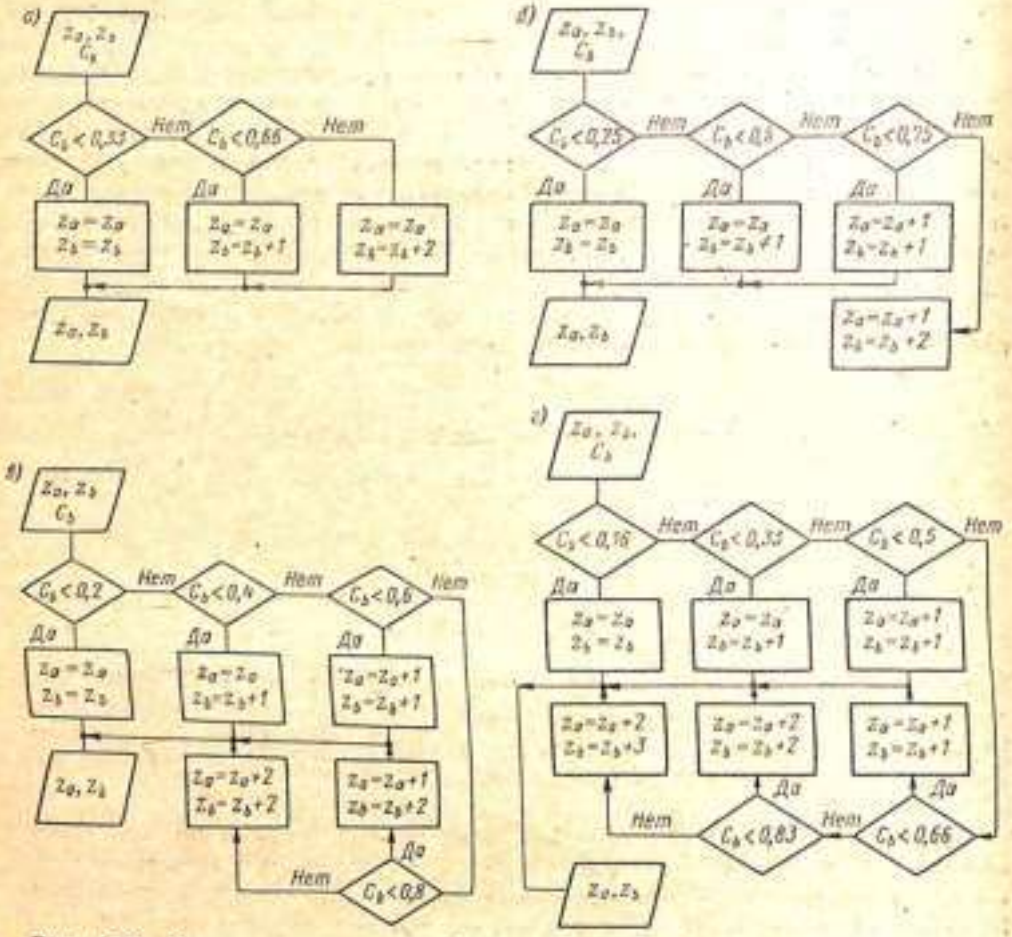


Рис. 6.12. Схема алгоритма подбора чисел зубьев центральных колес z_a, z_b передачи A из условия сборки при числе сателлитов: $а - n_w = 3$; $б - n_w = 4$; $в - n_w = 5$; $г - n_w = 6$

зависящее от n_w. Например, при $n_w = 3$ возможны значения C_b, равные 0,3 (3); 0,6 (6). Принимая увеличенные значения чисел зубьев (при сохранении ранее найденного модуля зацепления): $z''_a = z'_a + k_a$ или $z''_b = z'_b + k_b$, где $k_a = 1, 2, \ldots$, $k_b = 1, 2, \ldots$, можно найти сочетания чисел зубьев z_a, z_b, при которых $C_b = 0$.

Функция

$$C_a = \frac{z''_b - z''_a}{2} - E\left(\frac{z''_b - z''_a}{2}\right) \qquad (6.17)$$

обращается в нуль при удовлетворении условия (6.12) в частном случае равенства коэффициентов $(x_\Sigma)_{aa} = (x_d)_{bg} = 0$. О том, что условие (6.12) в указанном частном случае не обеспечено, свидетельствует результат $C_a = 0{,}5$. При сохранении равенства $(x_\Sigma)_{aa} = (x_d)_{bg} = 0$ следует принять $z'''_a = z''_a + 1$ и повторить процедуру подбора чисел зубьев до тех пор, пока не будет достигнуто одновременно $C_b = C_a = 0$. Иная возможность,

когда условие (6.12) обеспечивается путем подбора значений $(x_\Sigma)_{ag} \neq (x_\Sigma)_{bg} \neq 0$, рассмотрена в работе [42].

В заключение следует найти уточненное значение $p = z_b/z_a$ и оценить допустимость отклонения фактического числа $i = f(p)$ от заданного i^*.

Передачи 3k. Для передач с $n_w = 3$ и кратными n_w числами зубьев центральных колес z_a, z_b, z_c по заданному передаточному числу i^b_{ac} (при неврашающемся колесе b) можно подобрать значения чисел зубьев с помощью табл. 6.7. Та же таблица может быть использована для подбора чисел зубьев передач $3k$ с невращающимся центральным колесом c, если учесть зависимость $i^c_{ab} = 1 - i^b_{ac}$.

Для вариантов значений i^b_{ac}, отмеченных в табл. 6.7 звездочкой, сочетания чисел зубьев удовлетворяют равенству

$$(a)_a = (a)_b = (a)_c. \tag{6.18}$$

В остальных случаях удовлетворено лишь равенство

$$(a)_b = (a)_c, \tag{6.19}$$

при этом имеются неравенства:

$$z_a + z_g < z_b - z_g; \quad (a)_a < (a)_b, \tag{6.19а}$$

или

$$z_a + z_g > z_b - z_g; \quad (a)_a > (a)_b. \tag{6.19б}$$

Для варианта (6.19а) допускается принимать межосевое расстояние $a_w = (a)_b = (a)_c$. Поскольку $(a)_a < a_w$, то зацепление $a-g$ должно выполняться с коэффициентами смещения $x_a + x_g > 0$. Для варианта (6.19б) рекомендуют ориентировочное соотношение: $a_w \approx (a)_a - (0{,}2 \div 0{,}4)[(a)_a - (a)_b]$. Поскольку $(a)_a > a_w$, то $x_a + x_g < 0$.

При оценке относительной целесообразности вариантов сочетаний чисел зубьев по зависимостям (6.18), (6.19), обеспечивающих передаточное число редуктора, близкое к заданному, необходимо сравнить прочность зубчатых колес на изгиб как с внешними, так и с внутренними зубьями с учетом конкретных значений коэффициентов смещения.

Подбор чисел зубьев для передач $3k$ с одновенцовым сателлитом, а также планетарных передач $2k-h$ других типов, не рассмотренных в данном параграфе, можно произвести по указаниям, данным в работе [42].

§ 6.8. Коэффициент полезного действия

Величину η планетарных передач выражают через коэффициент потерь ψ^h передачи, полученной в результате остановки водила ($\omega_h = 0$). Вид функции $\eta = f(\psi^h)$ определяется конкретной кинематической схемой. Коэффициент потерь ψ^h равен сумме коэффициентов потерь в i зацеплениях ψ^h_{zi} и j опорах ψ^h_{oj}:

$$\psi^h = \sum_i \psi^h_{zi} + \sum_j \psi^h_{oj}, \tag{6.20}$$

причем число членов суммирования i и j определяют по нижеследующим правилам.

Таблица 6.7

Числа зубьев планетарной передачи 3k (при неподвижном центральном колесе b) для обеспечения передаточного числа i^b_{ae}

i^b_{ae}	Число зубьев					i^b_{ae}	Число зубьев				
	z_a	z_b	z_c	z_g	z_f		z_a	z_b	z_c	z_g	z_f
35,00	9	36	33	14	11	41,60*	15	87	78	36	27
35,00*	9	51	45	21	15	41,70	21	120	108	49	37
35,00*	12	72	63	30	21	41,72	12	63	57	26	20
35,00*	18	102	90	42	30	41,84	18	111	99	46	34
35,10	15	66	60	26	20	41,89*	18	96	87	39	30
35,10*	15	93	81	39	27	42,17*	12	78	69	33	24
35,20*	15	81	72	33	24	42,43*	21	87	81	33	27
35,20*	18	114	99	48	33	42,45	15	54	51	19	16
35,28	21	96	87	38	29	42,62	18	81	75	31	25
35,36*	21	111	99	45	33	42,63	15	102	90	43	31
35,40	18	75	69	28	22	42,67*	21	105	96	42	33
35,71*	21	81	75	30	24	43,03	15	72	66	29	23
35,92*	18	90	81	36	27	43,16	21	120	108	50	38
36,00*	9	63	54	27	18	43,42	18	111	99	47	35
36,00*	12	84	72	36	24	43,98	15	90	81	37	28
36,00*	12	60	54	24	18	44,07	18	99	90	40	31
36,73	18	105	93	43	31	44,33*	18	60	57	21	18
36,75	18	117	102	49	34	44,38	15	102	90	44	32
36,96	21	114	102	46	34	44,70	21	108	99	43	34
37,00	15	96	84	40	28	44,85	12	81	72	34	25
37,14*	21	99	90	39	30	44,90	18	81	75	32	26
37,40	15	84	75	34	25	45,00*	12	48	45	18	15
37,46	12	75	66	31	22	45,00*	12	66	60	27	21
37,46	18	75	69	29	23	45,07	21	90	84	34	28
37,80*	15	69	63	27	21	45,33	9	42	39	16	13
38,02	21	84	78	31	25	45,33*	9	57	51	24	18
38,03	18	93	84	37	28	45,33*	18	114	102	48	36
38,06	18	117	102	50	35	45,95	18	99	90	41	32
38,20	18	105	93	44	32	46,00	15	54	51	20	17
38,33	21	114	102	47	35	46,00*	15	75	69	30	24
38,40*	15	51	48	18	15	46,04	15	90	81	38	29
38,50	9	54	48	22	16	46,45	21	108	99	44	35
38,61	15	96	84	41	29	47,09	21	90	84	35	29
38,72	21	102	93	40	31	47,17	12	81	72	35	26
38,89	9	66	57	28	19	47,29	18	117	105	49	37
39,06	12	63	57	25	19	47,67*	18	84	78	33	27
39,28	15	84	75	35	26	48,22*	18	102	93	42	33
39,56	12	75	66	32	23	48,29	18	63	60	22	19
39,67*	18	120	105	51	36	48,40	12	69	63	28	22
39,76	18	93	84	38	29	48,53*	15	93	84	39	30
40,00*	9	39	36	15	12	48,57*	21	111	102	45	36
40,00*	18	78	72	30	24	48,97	18	117	105	50	38
40,00*	18	108	96	45	33	49,07	15	78	72	31	25
40,00	21	84	78	32	26	49,28	9	60	54	25	19
40,00*	21	117	105	48	36	49,71*	21	93	87	36	30
40,60	15	72	66	28	22	49,87	12	51	48	19	16
40,60*	15	99	87	42	30	50,00*	12	84	75	36	27
40,68	21	102	93	41	32	50,09	9	42	39	17	14
41,37	9	66	57	29	20	50,40*	15	57	54	21	18
41,55	9	54	48	23	17	50,52	18	87	81	34	28

Продолжение табл. 6.7

i^b_{ae}	Число зубьев					i^b_{ae}	Число зубьев				
	z_a	z_b	z_e	z_g	z_f		z_a	z_b	z_e	z_g	z_f
50,55	18	105	96	43	34	65,00*	18	96	90	39	33
50,73	21	114	105	46	37	65,06	12	57	54	22	19
51,00*	18	120	108	51	39	65,31	9	66	60	29	23
51,09	15	96	87	40	31	66,00*	12	78	72	33	27
51,38	12	69	63	29	23	66,00	21	78	75	28	25
51,75	18	63	60	23	20	66,00*	21	105	99	42	36
51,76	15	78	72	32	26	67,16	18	117	108	50	41
52,41	21	96	90	37	31	67,86	9	48	45	20	17
52,57	18	105	96	44	35	68,30	18	99	93	40	34
52,61	21	114	105	47	38	68,41	15	90	84	37	31
52,76	9	60	54	26	20	69,00*	18	72	69	27	24
53,00	18	87	81	35	29	69,09	21	108	102	43	37
53,32	15	96	87	41	32	69,15	15	66	63	25	22
54,18	21	72	69	25	22	69,75	21	78	75	29	26
54,20	12	51	48	20	17	69,89*	18	120	111	51	42
54,73	21	96	90	38	32	70,01	12	57	54	23	20
54,86*	21	117	108	48	39	70,08	12	81	75	34	28
55,00*	12	72	66	30	24	71,22	18	99	93	41	35
55,00	15	60	57	22	19	71,61	15	90	84	38	32
55,00*	15	81	75	33	27	71,79	21	108	102	44	38
55,00*	18	108	99	45	36	73,71	12	81	75	35	29
56,00*	9	45	42	18	15	73,71	15	66	63	26	23
56,00*	15	99	90	42	33	73,87	18	75	72	28	25
56,00*	18	66	63	24	21	74,28*	21	81	78	30	27
56,00*	18	90	84	36	30	74,67*	9	51	48	21	18
57,00*	9	63	57	27	21	74,67*	18	102	96	42	36
57,15	21	120	111	49	40	75,00*	21	111	105	45	39
57,48	18	111	102	46	37	75,40*	15	93	87	39	33
57,57	21	72	69	26	23	76,00*	12	60	57	24	21
57,57*	21	99	93	39	33	78,00*	12	84	78	36	30
58,34	15	84	78	34	28	78,17	18	75	72	29	26
58,74	12	75	69	31	25	78,20	18	105	99	43	37
58,74	15	102	93	43	34	78,28	21	114	108	46	40
59,05	15	60	57	23	20	78,95	21	84	81	31	28
59,08	18	93	87	37	31	79,17	15	96	90	40	34
59,15	21	120	111	50	41	79,20*	15	69	66	27	24
59,50*	12	54	51	21	18	81,17	21	114	108	47	41
59,65	18	111	102	47	38	81,33	18	105	99	44	38
60,42	18	69	66	25	22	81,81	9	54	51	22	19
60,46	21	102	96	40	34	82,24	12	63	60	25	22
61,14	15	102	93	44	35	82,74	15	96	90	41	35
61,28	15	84	78	35	29	83,08	21	84	81	32	29
61,40	9	66	60	28	22	83,33*	18	78	75	30	27
61,71*	21	75	72	27	24	84,57*	21	117	111	48	42
61,78	18	93	87	38	32	84,89	15	72	69	28	25
62,05	12	75	69	32	26	85,00	18	108	102	45	39
62,22*	18	114	105	48	39	86,80*	15	99	93	42	36
62,24	9	48	45	19	16	87,84	12	63	60	26	23
62,99	21	102	96	41	35	88,00*	21	87	84	33	30
64,00*	15	63	60	24	21	88,04	21	120	114	49	43
64,29	18	69	66	26	23	88,29	9	54	51	23	20
64,80*	15	87	81	36	30	88,66	18	81	78	31	28
64,85	18	117	108	49	40	88,76	18	111	105	46	40

i_{ah}	Число зубьев					i_{ah}	Число зубьев				
	z_a	z_b	z_c	z_g	z_f		z_a	z_b	z_c	z_g	z_f
89,97	15	72	69	29	26	116,00*	18	90	87	36	33
90,95	15	102	96	43	37	118,86*	21	99	96	39	36
91,12	21	120	114	50	44	120,00*	9	63	60	27	24
92,10	18	111	105	47	41	121,17	15	84	81	34	31
93,07	21	90	87	34	31	122,23	18	93	90	37	34
93,39	18	81	78	32	29	122,59	12	75	72	31	28
94,50*	12	66	63	27	24	124,70	21	102	99	40	37
94,67	15	102	96	44	38	127,28	15	84	81	35	32
96,00*	9	57	54	24	21	127,82	18	93	90	38	35
96,00*	15	75	72	30	27	128,95	9	66	63	28	25
96,00*	18	114	108	48	42	129,49	12	75	72	32	29
97,54	21	90	87	35	32	129,91	21	102	99	41	38
99,00*	18	84	81	33	30	134,33*	18	96	93	39	36
100,02	18	117	111	49	43	134,40*	15	87	84	36	33
101,41	12	69	66	28	25	136,00*	21	105	102	42	39
102,23	15	78	75	31	28	137,16	9	66	63	29	26
102,86*	21	93	90	36	33	137,50*	12	78	75	33	30
103,54	18	117	111	50	44	141,02	18	99	96	40	37
104,05	9	60	57	25	22	141,71	15	90	87	37	34
104,78	18	87	84	34	31	142,23	21	108	105	43	40
107,66	12	69	66	29	26	145,76	12	81	78	34	31
107,67*	18	120	114	51	45	147,03	18	99	96	41	38
107,82	15	78	75	32	29	147,81	21	108	105	44	41
108,31	21	96	93	37	34	148,34	15	90	87	38	35
109,93	18	87	84	35	32	153,31	12	81	78	35	32
111,39	9	60	57	26	23	154,00*	18	102	99	42	39
113,16	21	96	93	38	35	154,28*	21	111	108	45	42
114,40*	15	81	78	33	30	156,00*	15	93	90	39	36
115,00*	12	72	69	30	27	160,90	21	114	111	46	43

Примечания: 1. Таблица составлена для передач с зубчатыми колесами одного модуля: $m_a = m_b = m_c$. 2. Звездочкой отмечены передачи, в которых $z_a + z_g = z_b - z_g = z_c - z_f$ и, следовательно, $(\alpha_{tw})_a = (\alpha_{tw})_b = (\alpha_{tw})_c$ и $x_a + x_g = x_b - x_g = x_c - x_f$. 3. Для всех случаев значения z_a, z_b и z_c кратны 3 (в некоторых случаях – 2). Следовательно, таблица предназначена для передач с числом сателлитов $n_w = 3$ (а иногда и $n_w = 2$). 4. Для всех случаев $z_b - z_g = z_c - z_f$. Следовательно, также $(\alpha_{tw})_b = (\alpha_{tw})_c$ и $x_b - x_g = x_c - x_f$. 5. Для всех случаев $z_b > z_a$; $z_g > z_f$; $z_g > z_a$.

1. Разветвление потока мощности от центрального колеса на несколько сателлитов не влияет на потери в зацеплении, поэтому суммируют коэффициенты потерь только для одного потока мощности.

2. Для передач $2k-h$ в сумме $\sum_i \psi_{ai}^h$ должны быть учтены два члена (по числу центральных колес). Для передач $3k$ учитывают только два члена для зацеплений центральных колес с внутренними зубьями, но пренебрегают потерями в зацеплении центрального колеса с наружными зубьями. При рассмотрении конкретных кинематических схем индекс i заменяют обозначением центральных колес a, b, c. Ориентировочное значение коэффициента потерь ψ_{ij}^h рассчитывают по формуле (2.45), подставляя вместо индексов 1 и 2 индексы соответствующей пары зубчатых колес планетарной передачи.

3. При определении суммы $\sum_j \psi_{ij}^h$ учитывают полное число подшипников основных звеньев и сателлита. Ориентировочное значение коэффи-

циента потерь ψ^h_{ij} определяют по формуле (10.11) с учетом всех действующих нагрузок, включая центробежную для сателлита и реакции соединительных муфт на внешних валах для основных звеньев.

Примечание. В планетарных передачах с подшипниками качения при $n_c \geqslant 3$ при расчете потерь в опорах допустимо принять следующие упрощения. Если со стороны двигателя или исполнительного механизма к внешним валам не приложены существенные силы или изгибающие моменты, то пренебрегают потерями в опорах центральных колес и водила.

В передачах $2k-h$ при невысокой частоте вращения водила $n_h < 500 \div 800$ мин$^{-1}$ обычно пренебрегают потерями в опорах сателлитов.

В передачах $3k$ потери в опорах сателлитов можно не учитывать, если несколько завысить значение коэффициента трения в зацеплении до $f_z = 0{,}11$, независимо от относительной окружной скорости v^h.

Эти упрощения не распространяются на планетарные передачи с $n_c = 1$ (например, по схеме *C*).

В табл. 6.8, 6.9 приведены формулы для определения КПД распространенных схем одно- и двухступенчатых передач. В рассмотренных замкнутых передачах нет циркуляции мощности, поэтому КПД высок. Для других схем замкнутых передач и дифференциалов КПД может быть рассчитан по общим зависимостям, рекомендованным в работе [42].

При обозначении η планетарных передач в табл. 6.8, 6.9 указаны два нижних индекса, соответствующих последовательно ведущему и ведомому (в абсолютном движении) звеньям; верхний индекс соответствует неподвижному звену. В обозначении ψ^h нижние индексы опускают, так как направление потока мощности не оказывает существенного влияния на эту величину.

В приведенных в данном параграфе формулах КПД не учтены гидравлические потери. Для уменьшения этих потерь в планетарных передачах при окружных скоростях $v > 5$ м·с$^{-1}$ на колесах с внутренними зубьями не рекомендуется прибегать к смазке зацеплений погружением в масляную

Таблица 6.8

Формулы для определения КПД передач *A*, *B*, *C*, $3k$ (с подшипниками качения)

Условное обозначение варианта	Величина η	ψ^h
A^h_{ba} A^g_{ab} A^h_{ba} B^h_{ba}	$\eta^h_{ab} = \eta^h_{ba} = 1 - p\psi^h/(p+1)$ $\eta^g_{ab} = \eta^g_{ba} = 1 - \psi^h/(p+1)$ $\eta^h_{ab} = \eta^h_{ba} = 1 - \psi^h$ $\eta^h_{ab} = \eta^h_{ba} = 1 - i^h_{ab}\psi^h/(i^h_{ab} - 1)$	$\psi^h = \psi^h_{1a} + \psi^h_{2b} + \psi^h_n$
C^h_{cb}	$\eta^h_{bc} = 1/(1 + \lvert 1 - i^h_{bc}\rvert\psi^h)$	$\psi^h = \psi^h_{1b} + \psi^h_{2c} + \psi^h_n$
$(3k)^h_{ca}$	$\eta^h_{ac} \approx \dfrac{0{,}98}{1 + \left(\dfrac{i^h_{ac}}{1 + z_b/z_a} - 1\right)\psi^h_{zb}}$	$\psi^h_{zb} = \psi^h_{2b} + \psi^h_{3c}$

Примечания: 1. Схемы передач см. в табл. 6.1. 2. Для передачи $(3k)^h_{ca}$ при условии $z_b > z_c$.

Таблица 6.9

Формулы для определения КПД передач, составленных из двух механизмов A (с подшипниками качения)

Условное обозначение варианта	Величина η
$A^{h_1}_{b_1 a_1} A^{h_2}_{b_2 a_2}$	$\eta_{a_2 b_1} = \eta^{h_2}_{a_2 b_2} \eta_{a_1 b_1} = \left(1 - \frac{p_2 \psi^{h_2}}{p_2 + 1}\right)\left(1 - \frac{p_1 \psi^{h_1}}{p_1 + 1}\right)$
$A^{h_1}_{b_1 a_1} A^{h_2}_{b_2 a_2}$	$\eta_{a_2 b_1} = \eta^{h_2}_{a_2 b_2} \eta^{h_1}_{a_1 b_1} = (1 - \psi^{h_2})\left(1 - \frac{p_1 \psi^{h_1}}{p_1 + 1}\right)$
$(AA)^{h_1}_{(b_1 b_2) a_2}$	$\eta_{a_2 (b_1 b_2)} = 1 - \left[\left(1 - \frac{1}{p_1 p_2 + p_2 + 1}\right)\psi^{h_2} + \frac{p_1 p_2 \psi^{h_1}}{p_1 p_2 + p_2 + 1}\right]$
$(AA)^{h_1}_{(b_1 b_2) a_2}$	$\eta_{a_2 (b_1 b_2)} = 1 - \left[\left(1 + \frac{p_1}{p_1 p_2 + p_2 + p_1}\right)\psi^{h_2} - \frac{p_1 (p_2 + 1)\psi^{h_1}}{p_1 p_2 + p_2 + p_1}\right]$

Примечание. Схемы передач см. в табл. 6.2.

ванну. В подобных случаях используется струйная циркуляционная смазка (см. гл. 19). При меньших окружных скоростях колеса с внутренними зубьями допускается погружать в масляную ванну, но не более чем на высоту зуба.

§ 6.9. Расчет геометрии зацепления и прочности планетарных передач

При расчете геометрии зацепления и прочности некоторого зацепления планетарной передачи зубчатым колесам помимо принятых буквенных обозначений (см. рис. 6.1 и табл. 6.1) присваиваются индексы 1 и 2 соответственно меньшему и большему элементу сцепляющейся пары. Так, например, при расчете зацепления $a-g$ при $z_g \geqslant z_a$ индекс 1 закрепляется за обозначениями, относящимися к центральному колесу a, а индекс 2 относится к сателлиту g. Возможные сочетания зубчатой пары шестерня – колесо для основных типов планетарных передач представлены на рис. 6.13. Значения u и других параметров передач, выделенных из планетарных механизмов A, B и $3k$, приведены в табл. 6.10. Для расчета геометрии зацепления планетарных передач в основном используются зависимости и соответствующие схемы алгоритмов из § 2.1 с учетом некоторых особенностей внутреннего зацепления, отмеченных ниже.

Значение торцового коэффициента перекрытия ε_α для передач внутреннего зацепления без профильной модификации, с исходным контуром инструмента по ГОСТ 13755–81 с несмещенными зубчатыми колесами при $x_1 = x_2 = 0$ определяется по формуле (2.24), в которой ε_{a1} и ε_{a2} выбирают по графику, изображенному на рис. 6.14 в зависимости от числа зубьев шестерни z_1. Величину ε_{a2} рассчитывают по формуле

$$\varepsilon_{a2} = h_{a2}/(p_{bt} \sin \alpha_{tw}), \qquad (6.21)$$

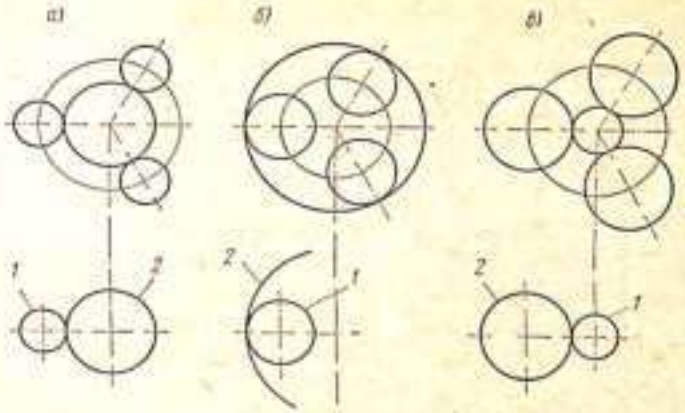


Рис. 6.13. Зацепление центральных колес с сателлитами в планетарной передаче: *а* — внешнее (делительный диаметр центрального колеса больше, чем сателлита); *б* — внутреннее; *в* — внешнее (делительный диаметр центрального колеса меньше, чем сателлита); *1* — шестерня; *2* — колесо

Таблица 6.10

Значения величин d_{w1}, d_1, u, $T_{1(i)}$, $N_{c1(i)}$, $N_{c2(i)}$, N_{HE1}, N_{HE2}, используемых при расчете зубьев механизма *A*, *B* и *3k*

Тип механизма	Рассчитываемая передача	d_{w1}	d_1	$u=\frac{z_2}{z_1}$	$T_{1(i)}$	$N_{c1(i)}$	$N_{c2(i)}$
*A**	$a-g$	$(d_w)_a$	$(d)_a$	при $z_g > z_a$: z_g/z_a	$T_{a(i)}/n_w$	$60(\lvert n_{a(i)}-n_{h(i)}\rvert)n_w t_{h(i)}$	$N_{c1(i)}/(un_w)$
B							
3k		$(d_w)_g$	$(d)_g$	при $z_g < z_a$: z_a/z_g	$T_{a(i)}/(un_w)$	$N_{c2(i)}u/n_w$	$60(\lvert n_{a(i)}-n_{h(i)}\rvert)n_w t_{h(i)}$
*A** *3k*	$b-g$	$(d_w)_g$	$(d)_g$	z_b/z_g	$T_{b(i)}/(un_w)$	$N_{c2(i)}u/n_w$	$60(\lvert n_{b(i)}-n_{h(i)}\rvert)n_w t_{h(i)}$
B	$b-f$	$(d_w)_f$	$(d)_f$	z_b/z_f	$T_{b(i)}/(un_w)$	$N_{c2(i)}u/n_w$	$60(\lvert n_{b(i)}-n_{h(i)}\rvert)n_w t_{h(i)}$
3k	$e-f$	$(d_w)_f$	$(d)_f$	z_e/z_f	$T_{e(i)}/(un_w)$	$N_{c2(i)}u/n_w$	$60(\lvert n_{ei}-n_{h(i)}\rvert)n_w t_{h(i)}$

* Для проектировочных расчетов передач *A* удобно воспользоваться соотношениями $z_g = z_a(p-1)/2 = z_b(p-1)/2p$, справедливыми при суммарных коэффициентах смещения $(x\Sigma)_{ag} = (xd)_{bg} = 0$; $z_g > z_a$ при $p > 3$ и $z_g < z_a$ при $p < 3$. Здесь величина $p = z_b/z_a$.

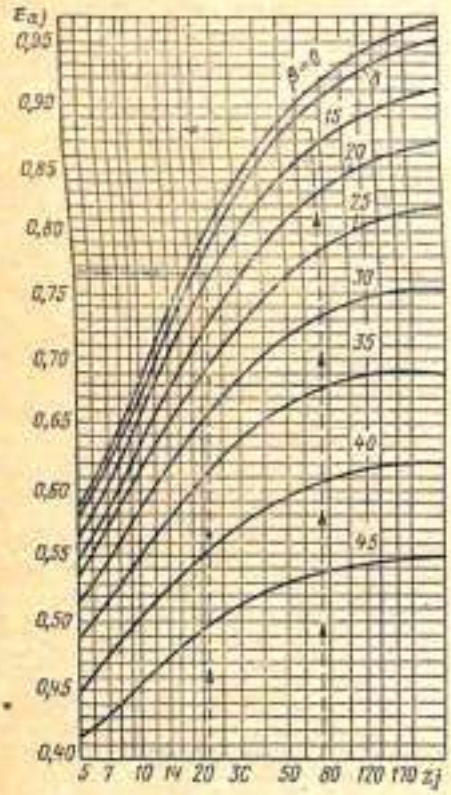


Рис. 6.14. График для определения частных коэффициентов перекрытия ε_α для передачи внутреннего зацепления с прямозубыми колесами. (Следует принять $j = 1$ для шестерни, $j = 2$ для колеса при $z_2 > 60$)

где $p_{bt} = 2{,}95m$ при $\beta = 0$ или определяют по графику, представленному на рис. 6.14, если число зубьев колеса $z_2 > 60$. При проектировочном расчете высоту головки зуба колеса можно принять $h_{a2} \leqslant m$.

В задании на расчет планетарной передачи приводят гистограмму нагружения одного из основных звеньев (рис. 6.15, *а*), на котором моменты и частоты вращения основного звена обозначены соответственно $T_{0\,\Sigma(0)}$ и $n_{0\,\Sigma(0)}$. Частоты вращения и моменты других основных звеньев определяют из соотношений, приведенных в § 6.2 и 6.3.

В качестве примера рассмотрим планетарную передачу *A* (см. рис. 6.1), в которой $p = z_b/z_a \geqslant 3$ и, следовательно, $z_g > z_a$. Выделяем две передачи $a-g$ и $b-g$. В передаче $a-g$ $z_1 = z_a$; $d_1 = (d)_a$; $d_{w1} = (d_w)_a$; $z_2 = z_g$; $d_2 = (d)_g$; $d_{w2} = (d_w)_g$; $u = z_2/z_1 = z_g/z_a$. Пусть циклограмма нагрузок задана для центрального колеса *a*, т. е. $T_{0\,\Sigma(0)} = T_{a(0)}$, тогда для шестерни передачи $a-g$ (см. рис. 6.13, *в*) $T_{1(0)} = T_{a(0)}/n_w$. По формуле (2.50) для передачи $a-g$ $\gamma_{w1} = n_w$; $\gamma_{w2} = 1$, число циклов $N_{cj(0)}$ определяют по частоте вращения, взятой относительно водила, т. е.

$$N_{c1(0)} = 60\,(|\,n_{a(0)} - n_{h(0)}\,|)\,n_w t_{h(0)};$$
$$N_{c2(0)} = N_{c1(0)}/(n_w u).$$

Формулы для расчета $N_{cj(0)}$ основных типов планетарных передач приведены в табл. 6.10, в том числе и для передачи *A* при $p < 3$.

Расчет планетарных передач с прямозубыми стальными колесами выполняют по следующим формулам:

проектировочный расчет зубьев на прочность активных поверхностей

$$d_{w1} \geqslant 716 \sqrt[3]{\frac{T_{H1} K_{H\Sigma} K_{H\nu} (u \pm 1)}{(\psi_{bd})_1 u [\sigma_H]^2}}; \qquad (6.22)$$

$$b_w \geqslant \frac{147 \cdot 10^6 T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\Sigma} K_{H\nu} (u \pm 1) Z_H^2 Z_\varepsilon^2}{d_{w1}^2 u [\sigma_H]^2}; \qquad (6.23)$$

проверочный расчет зубьев на прочность активных поверхностей

$$\sigma_H = \frac{12120 Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{H1} K_{H\alpha} K_{H\Sigma} K_{H\nu} (u \pm 1)}{b_w u}} \leqslant [\sigma_H]; \qquad (6.24)$$

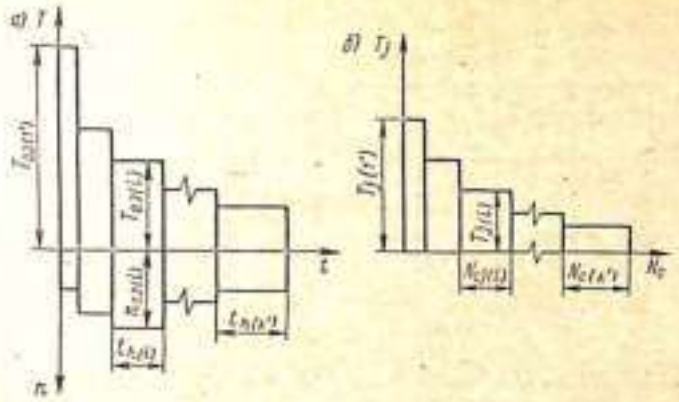


Рис. 6.15. Гистограмма нагружения основного звена планетарной передачи (*а*) и циклограмма нагружения для шестерни или колеса *j*, выделенной из рассматриваемой планетарной передачи (*б*)

проектировочный расчет зубьев на изгиб

$$d_1 \geqslant \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 T_{F1} z_1 K_{F\alpha}}{(\psi_{bd})_1} \left(\frac{Y_F}{[\sigma_F]}\right)}; \tag{6.25}$$

$$b_w \geqslant \frac{2 \cdot 10^3 T_{F1} z_1 K_{F\Sigma} K_{F\gamma}}{d_1^2} \left(\frac{Y_F}{[\sigma_F]}\right); \tag{6.26}$$

проверочный расчет зубьев на изгиб

$$\sigma_{F1} = 2 \cdot 10^3 T_{F1} K_{F\alpha} K_{F\Sigma} K_{F\gamma} Y_{F1} / (b_w d_1 m) \leqslant [\sigma_{F1}]; \tag{6.27}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leqslant [\sigma_{F2}]. \tag{6.28}$$

В формулах (6.25), (6.26) в круглых скобках подставляют бо́льшее из значений $Y_{F1}/[\sigma_{F1}]$ или $Y_{F2}/[\sigma_{F2}]$. В формулах (6.22)–(6.28) моменты T_{H1}, T_{F1} определяют в соответствии с указаниями, данными в § 2.3, причем момент на шестерне $T_{1(i)}$ (на *i*-й ступени нагрузки) в рассчитываемом зацеплении находят по формулам из табл. 6.10. Коэффициент $(\psi_{bd})_1 = b_w/d_{w1}$ для планетарных передач *A*, *B*, *3k* принимают по табл. 6.11. Остальные величины $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, Y_{F1}, Y_{F2}, входящие в формулы (6.22)–(6.28), пояснены в § 2.3. При проектировочном расчете пренебрегают возможным отличием значений коэффициентов $K_{F\alpha}$ для шестерни и колеса. Для передач с прямозубыми колесами принимают $K_{H\alpha} = 1$, и в зависимости от точности изготовления $K_{F\alpha} = 0{,}75$ или $K_{F\alpha} = 1{,}0$. В формулы (6.22)–(6.24) входит начальный диаметр d_{w1}, а в (6.25)–(6.28) делительный диаметр d_1. Для несмещенных зубчатых колес (см. § 2.1) имеем равенство $d_{w1} = d_1$.

Следует обратить внимание, что параметры, зависящие от скорости в зацеплении ($K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ и др.), должны определяться по относительной окружной скорости

$$v^h = \frac{\pi (d_w)_a}{60 \cdot 10^3} |n_a^h| = \frac{\pi (d_w)_b}{60 \cdot 10^3} |n_b^h|, \tag{6.29}$$

Таблица 6.11

Ориентировочные значения коэффициента $(\psi_{bd})_1 = b_w/d_{w1}$ для механизмов *A*, *B*, *3k*

Тип механизма	$(\psi_{bd})_1$	Примечание
A	$(\psi_{bd})_a = b_w/(d_w)_a = p(\psi_{bd})_b \leqslant 0{,}75$ при $p \geqslant 3$; $(\psi_{bd})_g = b_w/(d_w)_g = \frac{2p}{p-1}(\psi_{bd})_b$ при $p < 3$	$(\psi_{bd})_b = b_w/(d_w)_b \leqslant 0{,}12 \div 0{,}18$; $p = z_b/z_a$
B	$(\psi_{bd})_a = b_w/(d_w)_a \leqslant 0{,}75$; $(\psi_{bd})_f = b_w/(d_w)_f \leqslant 0{,}75$	$(\psi_{bd})_a$ при $n_w = 3$; $(\psi_{bd})_b = b_w/(d_w)_b \leqslant 0{,}12 \div 0{,}18$
3k	$(\psi_{bd})_f = b_w/(d_w)_f = 0{,}30 \div 0{,}35$	Для схемы с $z_b > z_a$ величина $(\psi_{bd})_g = b_w/(d_w)_g$ определяется при расчете на прочность зубьев

где $|n_a^h| = |n_a - n_h|$; $|n_b^h| = |n_b - n_h|$ – частота вращения центрального колеса a, b в движении относительно водила h (см. табл. 6.1).

Пренебрегая влиянием изменения скорости, величину v^b определяют при частоте вращения центрального колеса соответствующей расчетным моментам T_{H1} или T_{F1}.

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях планетарных передач с $n_w \geqslant 2$ до приработки активных поверхностей зубьев определяют по формулам:

$$K_{H\Sigma}^0 = \Omega + K_{H\beta}^0 - 1; \quad K_{F\Sigma}^0 = \Omega + K_{F\beta}^0 - 1 \qquad (6.30)$$

и с учетом приработки – по формулам

$$K_{H\Sigma} = \Omega + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{Hw}; \quad K_{F\Sigma} = \Omega + (K_{F\beta}^0 - 1) K_{Fw}. \qquad (6.31)$$

Здесь Ω – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами (см. § 6.5); $K_{H\beta}^0$, $K_{F\beta}^0$ – коэффициенты, учитывающие неравномерное распределение удельной нагрузки по ширине зубчатого венца; k_{Hw}, k_{Fw} – коэффициенты, учитывающие приработку активных поверхностей зубьев (см. рис. 2.16).

Уточненные значения коэффициентов Ω, $K_{H\beta}^0$ можно определить на стадии проверочного расчета по данным работы [42]. При неравномерном распределении нагрузки между сателлитами ($\Omega \neq 1$) допустимо принять $K_{F\Sigma}^0 = K_{H\Sigma}^0$. При проектировочном расчете принимают $K_{Hw} = K_{Fw} = 1$, поэтому $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ и $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$.

Ниже даны указания к проектировочным расчетам передач *A* и *3k*.

Планетарная передача A. При проектировочном расчете используют ориентировочные значения коэффициента Ω. При $n_w = 3$ для передач с плавающим центральным колесом a $\Omega = 1{,}03$; для передач с плавающим колесом b или водилом h $\Omega = 1{,}05$. Если в передаче использованы два плавающих звена, то коэффициент Ω принимают по меньшему значению, найденному для каждого центрального колеса или водила порознь. В передачах с $n_w = 4 \div 6$ следует предусмотреть плавающее центральное колесо b с податливым ободом (см. § 6.5), тогда $\Omega = 1{,}1 \div 1{,}2$ (наличие второго

плавающего звена в этом случае практически не требует поправки величины Ω). При использовании приведенных выше рекомендаций подразумевается, что соединительная муфта плавающего звена имеет два зубчатых сочленения, или одно зубчатое сочленение, но отношение длины промежуточной детали (вала, полой оболочки) к расчетному диаметру муфты $l_м/d_м > 2$ (см. рис. 16.9). Точность зубчатых колес принята не грубее 7-й степени при $n_w = 3$ и не грубее 6-й степени при $n_w > 3$ (ГОСТ 1643–81).

Ориентировочное значение коэффициента $K^0_{H\beta}$ в зацеплении $a-g$ определяют по графику, изображенному на рис. 6.16, в зависимости от предварительно назначенного коэффициента $\psi_{bd} = b_w/(d_w)_a$. При расчете зацепления $b-g$ ориентировочно принимают $K^0_{H\beta} = 1{,}1$, если центральное колесо b жестко закреплено в корпусе или на валу, и $K^0_{H\beta} = 1{,}05$ – при плавающей конструкции этого колеса.

Диаметр шестерни d'_{w1} определяется по схеме алгоритма, представленной на рис. 6.17, в начальном предположении, что лимитирует контактная прочность зубьев в зацеплении $a-g$. Если лимитируют напряжения изгиба зубьев в зацеплении $a-g$, то снова определяется необходимый диаметр шестерни d'_{w1}. Подбор чисел зубьев и модуля зацепления по данному алгоритму исключает чрезмерное завышение коэффициента запаса по изгибу. Приняты ограничения $z_{1\,min} = 16$, $z_{b\,max} = 120$, связанные с технологией обработки зубьев. После уточнения коэффициентов $K_{H\Sigma}$, $K_{F\Sigma}$, $K_{H\nu}$, $K_{F\nu}$ корректируется величина b_w во избежание неоправданного завышения осевого размера при подборе дискретных значений модуля и чисел зубьев. При этом принято конструктивное ограничение минимальной величины $(\psi_{bd})_{min} = b_w/(d_w)_b = 0{,}08$. Схемы соответствующих алгоритмов приведены на рис. 6.18 – 6.21.

Для зацепления $b-g$ при уже известных величинах b_w и d_w подбирают марку материала, способ термообработки и твердость центрального колеса b (рис. 6.22). Предельные напряжения для центрального колеса b при условии $(\sigma_H)_b \leqslant [\sigma_H]_b$ и $(\sigma_{Fb}) \leqslant [\sigma_F]_b$ определяются по формулам:

$$(\sigma_{H\,lim})_b \geqslant \frac{(\sigma_H)_b\,[S_H]_b}{(Z_R)_b\,(Z_v)_b\,(K_{HL})_b}; \quad (6.32)$$

$$(\sigma^0_{F\,lim})_b \geqslant \frac{(\sigma_F)_b\,[S_F]_b}{(K_{FC})_b\,(K_{FL})_b}. \quad (6.33)$$

В формуле (6.32) можно принять совокупное значение коэффициентов $[S_H]_b/[(Z_R)_b\,(Z_v)_b\,(K_{HL})_b] \approx 1{,}16$ для случая термического улучшения материала и 1,2 в случае упрочнения и шлифования активных поверхностей зубьев колеса b. В формуле (6.33) совокупное значение коэффициентов $[S_F]_b/[(K_{FC})_b\,(K_{FL})_b] \approx 1{,}65 \div 2{,}54$ для термического улучшения, а при поверхностном упрочнении $1{,}70 \div 2{,}27$ для цементации и $2{,}0 \div 2{,}2$ для азо-

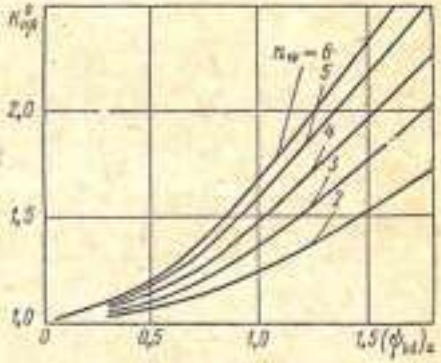


Рис. 6.16. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки $K^0_{H\beta}$ по ширине зубчатого венца центрального колеса с внешними прямыми зубьями

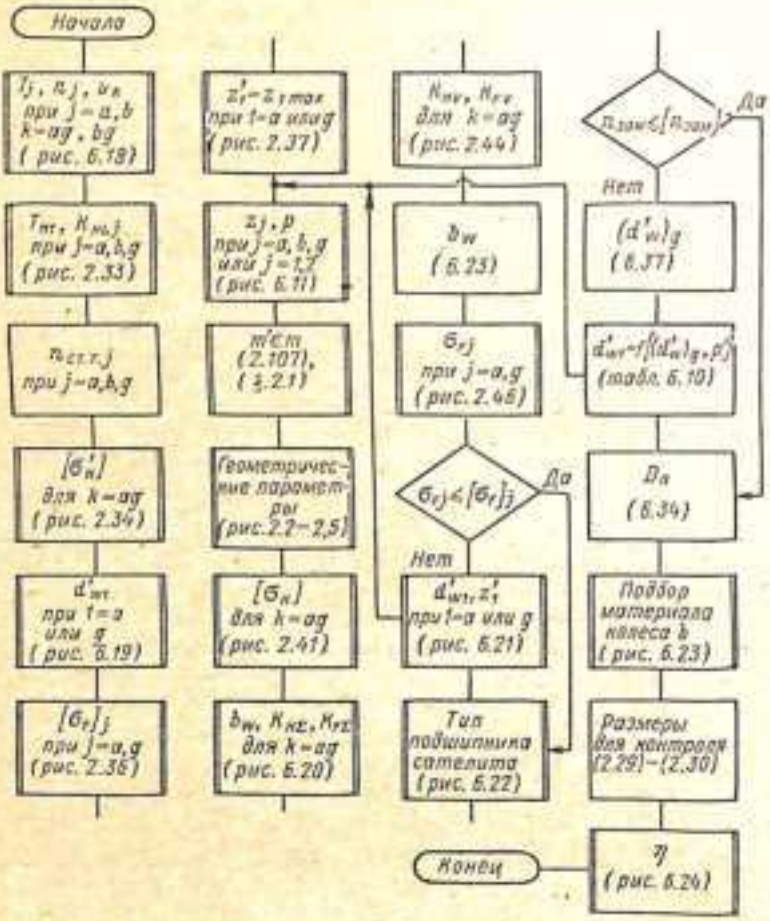


Рис. 6.17. Схема алгоритма проектировочного расчета планетарной передачи *А*

тирования. Здесь меньшие значения принимают при действии нереверсивной нагрузки на планетарную передачу и бо́льшие – при реверсивной нагрузке на нее.

Для опоры сателлита рекомендуется подобрать подшипник качения с наружным диаметром, равным

$$D_n = (0{,}65 \div 0{,}75)\,(d_w)_g, \qquad (6.34)$$

что дает возможность разместить его в отверстии обода (см. рис. 18.13), диаметр которого равен D_n. При необходимости принимают $D_n \approx (d_w)_g$ и подшипник устанавливают в отверстиях щек водила (см. рис. 18.16). Для подшипников без наружного кольца (см. рис. 18.14) D_n – диаметр наружной дорожки качения. По табл. 6.12, 6.13 подбирают значения коэффициентов K_D, учитывающего тип подшипника, и ϑ_n, учитывающего конструкцию опоры. Число замен $n_{зам}$ подшипников за полный срок

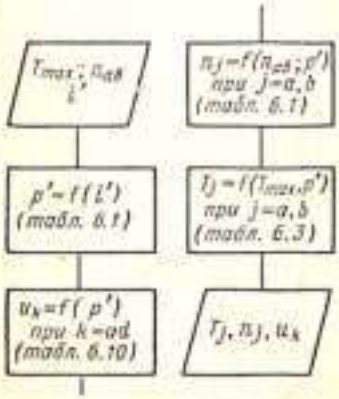


Рис. 6.18. Схема алгоритма для определения крутящего момента T_j, частоты вращения n_j и передаточного числа u_j для зацеплений планетарной передачи A

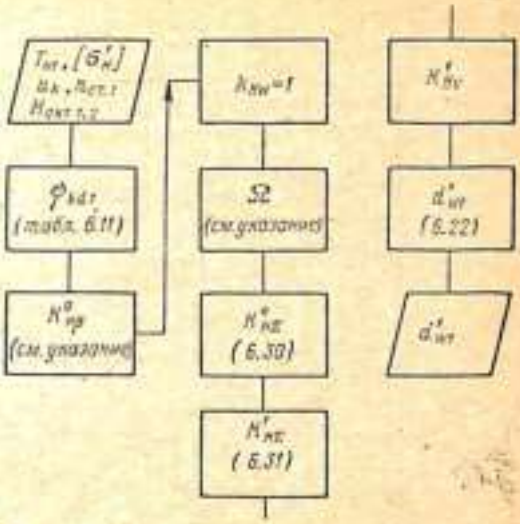


Рис. 6.19. Схема алгоритма расчета начального диаметра шестерни d_{w1}', лимитируемого контактной прочностью зубьев:

Для передачи A индекс $1=a$ или g (см. табл. 6.10); коэффициенты $K_{H\beta}^{0}$ (рис. 6.16), Ω (§ 6.9) для зацепления $k=ag$. Для передачи $3k$ $1=f$; $K_{H\beta}^{0}$ (рис. 2.15), $\Omega=\Omega_{ef}$ (§ 6.9) для $k=ef$

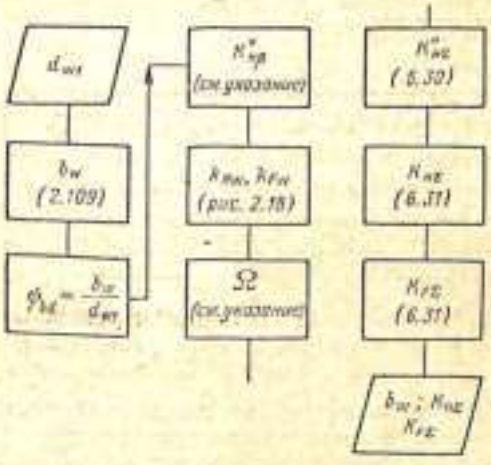


Рис. 6.20. Схема алгоритма для определения ширины зубчатого венца b_w и коэффициентов $K_{H\Sigma}$, $K_{F\Sigma}$:

Для передачи A индекс $1=a$ или g (см. табл. 6.10); геометрические параметры α_{tw}, ε_α, коэффициенты $K_{H\beta}^{0}$ (рис. 6.16) и Ω (6.10) для зацепления $k=ag$. Для передачи $3k$ индекс $1=f$; α_{tw}, ε_α, $K_{H\beta}^{0}$ (рис. 2.15) и $\Omega=\Omega_{ef}$ (§ 6.9) для зацепления $k=ef$

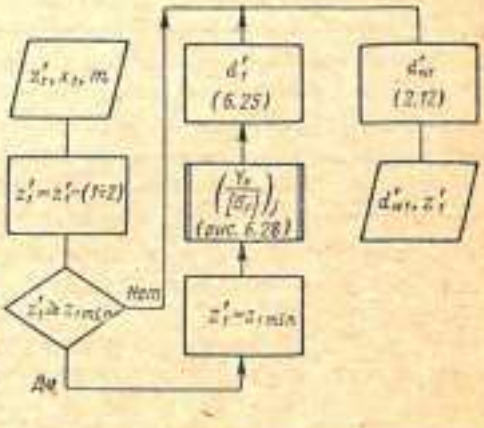


Рис. 6.21. Схема алгоритма расчета начального диаметра шестерни d_{w1}', лимитируемого изгибной прочностью зубьев и уточнение числа зубьев:

Для передачи A индекс $j=a$, g; $1=a$ или g (см. табл. 6.10); $z_{1min}=16$. Для передачи $3k$ $j=e$, f; $1=f$; z_{1min} (см. табл. 6.7) для $\delta_w \to f$



Рис. 6.22. Схема алгоритма подбора материала, твердости и способа термообработки центрального колеса b планетарной передачи A

Таблица 6.12

Значения коэффициента K_D

Тип подшипников	K_D, МПа, для подшипников серий			
	легкой	легкой широкой	средней	средней широкой
Роликоподшипник радиальный однорядный (ГОСТ 8328–75*)	4,4	6,7	5,4	7,8
Роликоподшипник конический однорядный (ГОСТ 333–79)	5,5	7,3	7,2	9,6
Роликоподшипник радиальный сферический двухрядный (ГОСТ 5721–75)	–	5,5	–	7,5

Таблица 6.13

Значения коэффициента ϑ_n

Конструкция опоры сателлита	Величина ϑ_n при отношении диаметров $D_n/(d_w)_g$			
	0,65	0,7	0,75	1,0
Наружные кольца подшипников установлены внутри обода сателлита	0,35	0,43	0,47	–
Подшипники без наружных колец установлены внутри обода сателлита	0,43	0,53	0,58	–
Наружные кольца подшипников установлены в отверстиях щек водила	–	–	–	1,0

службы редуктора, обеспечивающих их заданную долговечность, определяют по формуле

$$n_{зам} = \left[\frac{2 \cdot 10^3 (T_a)_{расч} \Omega K_{нер.п} K_б (p-1)}{n_п (d_c)_g^3 K_D \vartheta_n n_п K_{кач}}\right]^{m'} L'_E - 1, \qquad (6.35)$$

где эквивалентное число миллионов оборотов подшипника (в относительном движении) за полный срок службы равно

$$L'_E = \frac{120 \cdot 10^{-6}}{(p-1)} \sum_i \left[\frac{T_{ai}}{(T_a)_{расч}}\right]^{m'} n_{ai} t_{Li}. \qquad (6.36)$$

При $n_{зам} < 0$ замена подшипников сателлита не требуется. Если $n_{зам}$ превышает допускаемое значение $[n_{зам}]$, следует принять бо́льшие значения коэффициентов K_D, ϑ_n. Возможно также варьирование параметров $n_п / K_{нер.п}$, $K_{кач}$. В формулах (6.35), (6.36) обозначено:

$n_{зам}$ – число замен подшипников за полный срок службы планетарной передачи;

Ω – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами;

$K_{нер.п}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между подшипниками, размещенными в одной опоре. Принимают $K_{нер.п} = 1$ при $K_п \leqslant 2$; $K_{нер.п} = 1{,}3 \div 1{,}4$ при $K_п = 3 \div 4$, если обеспечена высокая жесткость оси сателлита и точность подшипников не ниже 5–6 класса по ГОСТ 520–71*;

$K_б$ – коэффициент безопасности; принимают $K_б = 1{,}1$ для планетарных передач, воспринимающих нагрузки с умеренными толчками и вибрацией;

$n_п$ – число подшипников качения в опоре одного сателлита. Рекомендуют $n_п = 1 \div 2$ для радиальных шарикоподшипников и сферических роликоподшипников; $n_п = 2$ для радиальных и радиально-упорных роликоподшипников (реже используют $n_п > 2$);

$K_{кач}$ – коэффициент качества подшипника. Принимают $K_{кач} = 1{,}0 \div 1{,}45$ (см. гл. 10);

m' – показатель степени. Принимают $m' = 3$ для шарикоподшипников; $m' = 3{,}33$ для роликоподшипников;

T_{ai}, n_{ai}, t_{Li} – соответственно момент, частота вращения центрального колеса a, а также время работы на i-й ступени гистограммы (см. рис. 6.15);

$(T_a)_{расч}$ – расчетное значение крутящего момента на валу центрального колеса a (обычно приравнивают наибольшему из действующих моментов).

Если по табл. 6.12 и 6.13 не удается подобрать необходимое сочетание коэффициентов $K_D \vartheta_n$, то несущая способность подшипника сателлита лимитирует габаритные размеры планетарной передачи. В этом случае следует

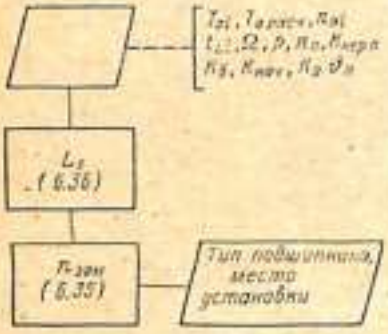


Рис. 6.23. Схема алгоритма подбора подшипника сателлита планетарной передачи A

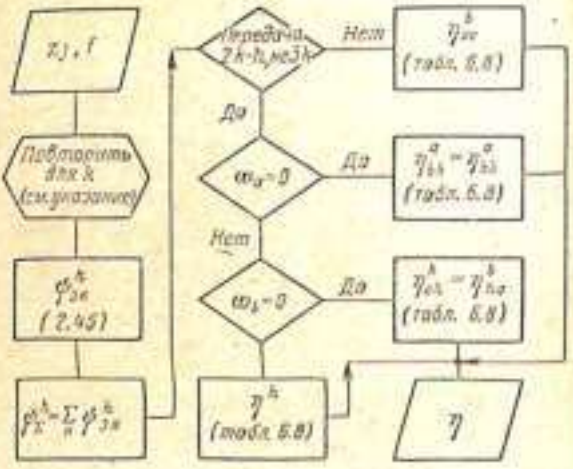


Рис. 6.24. Схема алгоритма расчета КПД:
Для передачи A зацепление $k = ag$, bg; коэффициент трения $f_k = f(v^k)$ (см. рис. 2.9). Для передачи $3k$ зацепление $k = bg$, ef; $f_k = 0{,}11$

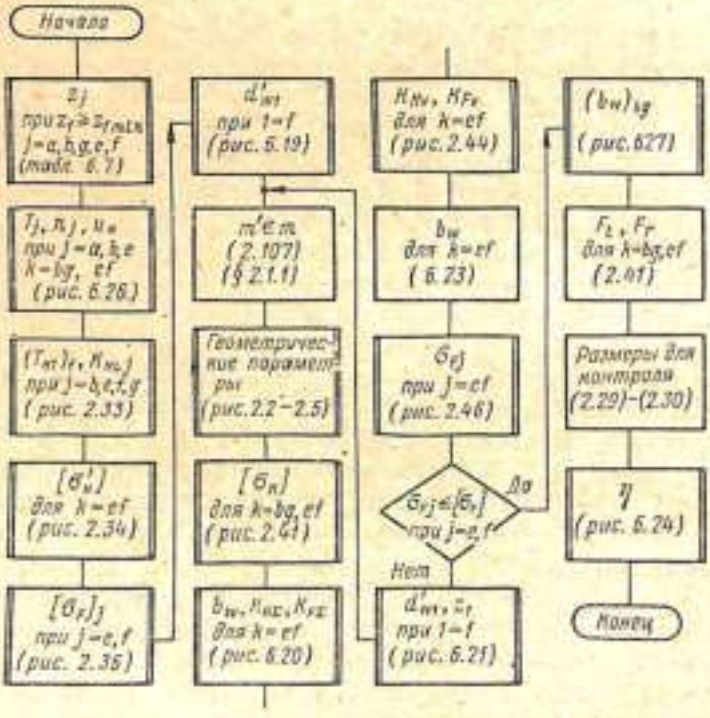


Рис. 6.25. Схема алгоритма проектировочного расчета передачи $3k$

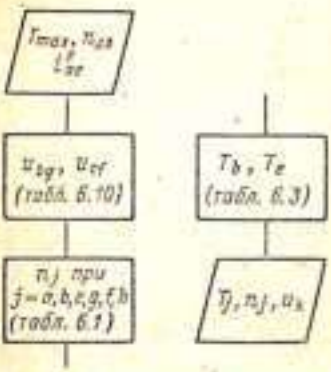


Рис. 6.26. Схема алгоритма для определения крутящего момента T_j, частоты вращения n_j и передаточного числа u_j для зацеплений передачи 3k

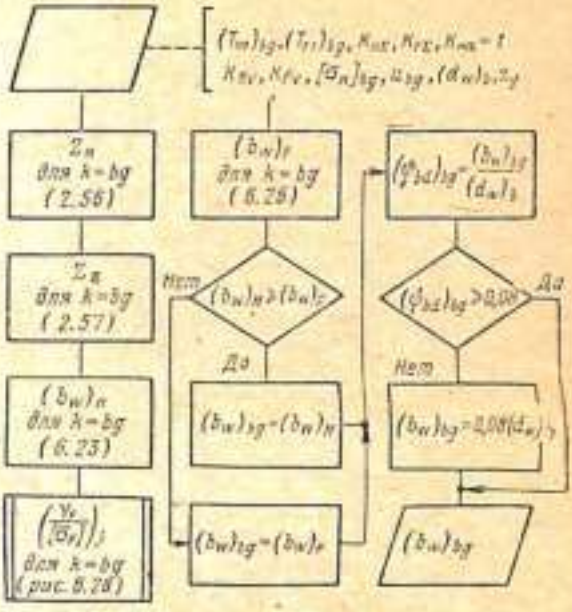


Рис. 6.27. Схема алгоритма расчета ширины зубчатого венца $(b_w)_{bg}$ для передачи 3k

определить диаметр сателлита, при котором может быть подобран подшипник требуемой долговечности $L_E = L'_E/(n_{sat} + 1)$:

$$(d_w)_g \geqslant \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 (T_a)_{part} \Omega K_{нер.п} K_G (p-1) L_E^{1/\varepsilon}}{n_w K_D \vartheta_z n_n K_{кач}}}. \qquad (6.37)$$

Величины, входящие в формулу (6.37), пояснены выше. В итоге по величине $(d_w)_g$ с помощью табл. 6.10 определяют требуемый диаметр шестерни d_{w1} (при $p \geqslant 3$ $d_{w1} = (d_w)_a = 2(d_w)_g/(p-1)$, при $p < 3$ $d_{w1} = (d_w)_g$).

Схема алгоритма подбора подшипника качения для опоры сателлита дана на рис. 6.23. Проектировочный расчет завершается определением КПД (рис. 6.24).

Передача 3k. При расчете передач 3k принимают различные коэффициенты Ω для каждого зацепления. Для конструкций передач с $n_w = 3$ при неподвижном центральном колесе b и плавающем центральном колесе e (см. рис. 20.13) принимают $\Omega_{ag} = 2{,}0 \div 2{,}5$; $\Omega_{ef} = 1{,}0 \div 1{,}1$; $\Omega_{bg} = \Omega_{ef} - (\Omega_{ag} - 1) z_b/[i^2_{ae} - 1) z_e]$. Точность зубчатых колес принимают по 7-й степени (ГОСТ 1643–81). Ориентировочное значение коэффициента $K^0_{H\beta}$ для зацепления $e-f$ определяют по кривой 8 рис. 2.15 в зависимости от коэффициента $(\psi_{bd})_f = (b_w)_f/(d_w)_f$, выбранного по табл. 6.11. Для зацепления $b-g$ принимают ту же величину $K^0_{H\beta}$. Фактические значения коэффициентов $K^0_{H\beta}$ будут меньше указанных, так как в полюсе $e-f$ колесо e имеет плавающую конструкцию с податливым ободом, а в зацеплении $b-g$, исходя из расчета на прочность, коэффициент $(\psi_{bd})_g = (b_w)_g/(d_w)_g < (\psi_{bd})_f$.

Размеры зубчатых колес определяют по схеме алгоритма, представленного на рис. 6.25. Для выполнения проектировочного расчета необ-

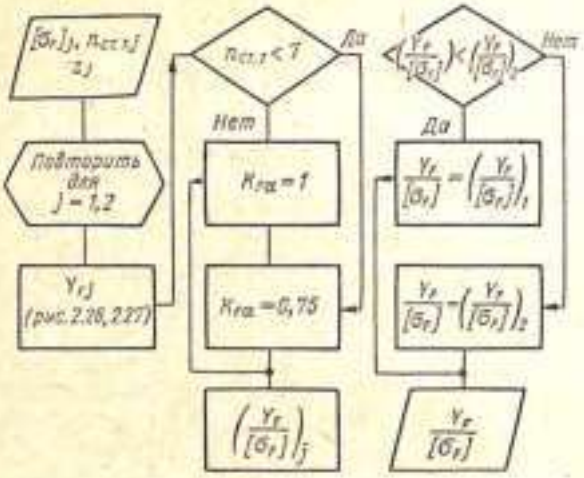


Рис. 6.28. Схема алгоритма расчета минимальной величины $Y_F/[\sigma_F]$:
Для передачи A индекс $1 = g$ или a; $2 = b$ (см. табл. 6.10). Для передачи $3k$ $1 = g, f$; $2 = b, e$

ходимо по заданному передаточному числу i^b_{ae} принять сочетание чисел зубьев по табл. 6.7, учитывая, что при бо́льшем числе зубьев z_f КПД будет выше.

В качестве первого приближения принимают, что лимитирует контактная прочность зубьев в зацеплении $e-f$. Однако во многих передачах (особенно при больших величинах i^b_{ae}) лимитирующей может быть прочность на изгиб зубьев в том же зацеплении, поэтому выполняется ее проверка.

Если таковая не обеспечена, то во втором приближении следует подобрать новое значение числа зубьев $z_f = z_f - (1 \div 2)$, оставаясь в пределах допускаемого отклонения от заданного значения передаточного числа i^b_{ae}. На случай, если эта мера недостаточно эффективна или необходимое сочетание чисел зубьев отсутствует, в схеме алгоритма предусмотрено определение диаметра сателлита $(d_w)_f$, исходя из прочности зубьев на изгиб (рис. 6.26 – 6.28).

Во избежание завышения габаритных размеров передачи производится корректировка расчетной ширины зубчатого венца $(b_w)_{ef}$ в зацеплении $e-f$. Диаметры зубчатых колес в зацеплениях $a-g$ и $b-g$ определяют по значению модуля, найденному ранее из расчета зацепления $e-f$.

Таким образом, проектировочный расчет зацепления $b-g$ сводится к получению ширины зубчатого венца $(b_w)_{bg}$, а прочность зацепления $a-g$ контролируют уже на стадии проверочного расчета. Расчет завершает определение усилий в зацеплении, необходимых для подбора подшипников сателлита, а также значений КПД.

Подшипники сателлита выбирают конструктивно (см. указания в гл. 10), затем выполняют проверочный расчет их несущей способности.

Глава 7

ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 7.1. Общие сведения

Волновая зубчатая передача является конструктивной разновидностью планетарной передачи с одним центральным колесом и внутренним зацеплением, у которой сателлит выполнен тонкостенным с гибким зубчатым ободом, деформируемым во время работы передачи. Особенность конструкции водила такой передачи заключается в том, что шип, на котором вращается сателлит, преобразован в центральный кулачок или в какое-либо устройство (в дальнейшем называемое генератором h), деформирующее гибкий сателлит таким образом, что он входит в зацепление с жестким центральным колесом C в нескольких зонах зацепления. При вращении генератора h зоны деформации и зацепления перемещаются по окружности, вызывая вращение гибкого сателлита (называемого гибким колесом F) относительно жесткого колеса C. Так как вращение генератора сопровождается гармоническим деформированием гибкого колеса, передача получила название волновой. При двух зонах зацепления колес C и F ($n_w = 2$) передача называется двухволновой, а при трех зонах ($n_w = 3$) – трехволновой. Наибольшее применение имеют двухволновые передачи. Для снятия вращения с гибкого колеса его выполняют в виде тонкостенного стакана, переходящего в вал, или в виде трубы, связанной с валом зубчатой муфтой (рис. 7.1).

Наиболее стабильная деформация гибкого колеса (в двухволновой передаче), при которой обеспечивается устойчивая работа зацепления, получается при кулачковом генераторе, выполненном в виде овального кулачка с одетым на него подшипником качения, имеющим податливые кольца. Такой подшипник называется гибким подшипником. Формы овала

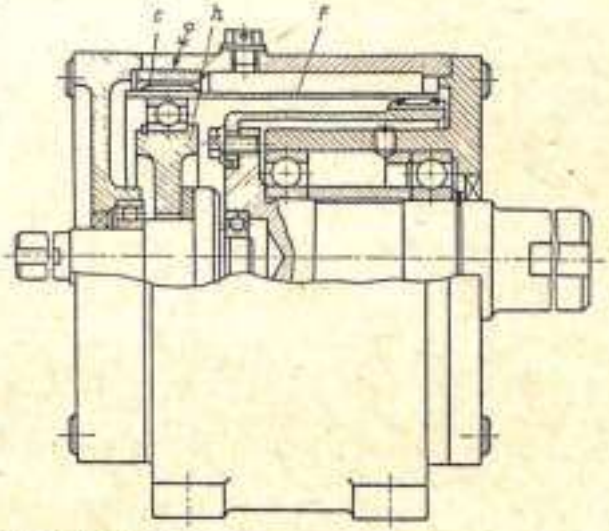


Рис. 7.1. Конструкция волновой передачи

и параметров деформации при заданных профилях зубьев могут быть выбраны такими, что в зацеплении гибкого и жесткого колес (в каждой зоне одновременно) будет находиться под нагрузкой большое число пар зубьев. При эвольвентных зубьях гибкого и жесткого колес целесообразно овал выполнять в форме эллипса.

Наличие нескольких зон зацепления при большой многопарности контакта зубьев предопределяет относительно высокую нагрузочную способность и кинематическую точность волновых зубчатых передач. Если передаваемая нагрузка равномерно распределяется между зонами зацепления (при $n_w \geqslant 2$), то силы в зонах зацепления не нагружают опоры звеньев C, F и h. Пространство внутри гибкого колеса может быть рационально использовано для размещения опор тихоходного вала, быстроходных ступеней или двигателя.

Основными причинами потери работоспособности волновых передач являются износ зубьев, усталостные поломки гибкого колеса или выкрашивание поверхностей тел качения и беговых дорожек гибкого подшипника. Проектировочный расчет выполняют в соответствии с условным критерием, обеспечивающим необходимую износостойкость поверхностей зубьев. Геометрический расчет зацеплений (назначение модуля, числа зубьев) сопряжен с подбором наружного диаметра гибкого подшипника генератора волн. Так как работоспособность гибкого подшипника во многих случаях ограничивает долговечность волновой передачи, необходим проверочный расчет подобранного подшипника. К вычерчиванию волновой передачи приступают после проведения расчета на выносливость гибкого колеса и проверки зацеплений на интерференцию головок зубьев гибкого и жесткого колес. КПД волновой передачи составляет $\eta = 0{,}60 \div 0{,}85$, и поэтому спроектированный редуктор рассчитывают на нагрев с учетом режима работы.

§ 7.2. Кинематические схемы волновых передач

Волновым передачам присваивают обозначение в соответствии с обозначениями основных звеньев, данных в работе [14]: C – жесткое колесо; F – гибкое колесо; h – генератор волн. Кинематические схемы простой волновой передачи $C-F-h$ представлены на рис. 7.2. На рис. 7.2, *а* диаметр гибкого колеса F меньше диаметра жесткого колеса C, генератор волн размещен внутри гибкого колеса. На рис. 7.2, *б* гибкое колесо больше жесткого колеса, генератор волн охватывает гибкое колесо. Длина замкнутых контуров сцепляющихся зубчатых колес F и C должна содержать целое число зубьев. Это условие сборки выполняется, если

$$z_C - z_F = kn_w, \tag{7.1}$$

где z_C, z_F – число зубьев колес C и F; k – коэффициент кратности, $k = \pm 1, \pm 2, \ldots$; n_w – число волн деформации.

Передаточное число волновой передачи выражают через передаточное отношение при неподвижном генераторе волн путем простого перемещения индексов в соответствии с указаниями по определению передаточных отношений планетарных передач (см. работу [36]).

Передаточное отношение передачи $C-F-h$ при неподвижном жестком колесе определим с учетом условия сборки (7.1) и виде

$$i^C_{hF} = 1/i^C_{Fh} = 1/(1 - i^h_{FC}) = \\ = 1/(1 - z_C/z_F) = -z_F/(kn_w). \quad (7.2)$$

При $k \geqslant 1$ (рис. 7.2, *а*) $i^C_{hF} < 0$ и вращение входного и выходного валов происходит в противоположном направлении.

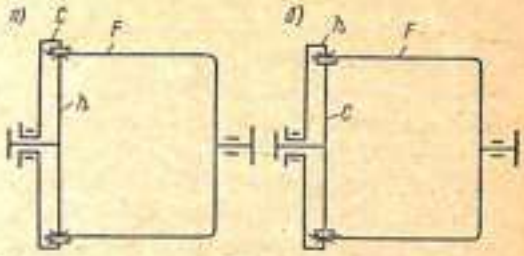


Рис. 7.2. Кинематические схемы волновой передачи $C-F-h$

Из волновых передач возможна компоновка дифференциально замкнутых передач по аналогии со схемами планетарных передач. Разработаны конструкции редукторов, представляющие последовательное соединение передач типа A и $C-F-h$ (см., например, работу [14]).

Числу зубьев волновой передачи определяют в зависимости от передаточного отношения, числа волн и коэффициента кратности k из формулы (7.2). Чем больше коэффициент кратности, тем больше разность между максимальной и минимальной деформацией гибкого колеса и выше уровень напряжений в нем. Для снижения напряжений в гибком колесе при его деформации принимают коэффициент кратности $k = 1$. При увеличении числа волн растут неравномерность распределения нагрузки между зонами зацепления и напряжения в гибком колесе. Обычно конструируют передачи с двумя волнами деформации $n_w = 2$.

При увеличении числа зубьев ($z_F > 600$) возрастают требования к точности изготовления колес и жесткости элементов волновой передачи, а при $z_F < 140$ снижается выносливость на изгиб зубьев и обода гибкого колеса. Эти ограничения определяют диапазон рекомендуемого передаточного отношения $70 < |i^C_{hF}| < 300$ для схемы $C-F-h$. Наибольшее передаточное отношение при заданном диаметре гибкого колеса ограничено также минимальным значением модуля, который можно применять из технологических условий (отечественная промышленность выпускает серийно долбяки с $m \geqslant 0{,}3$ мм).

Генераторы волн должны иметь высокую радиальную жесткость, исключающую радиальную деформацию гибкого колеса под нагрузкой. Это требование к конструкции наиболее просто обеспечивают в схемах с $k \geqslant 1$, когда генератор волн размещают внутри гибкого колеса.

Габаритные размеры, масса и момент инерции вращающихся звеньев передач (рис. 7.2, *б*) больше, чем у передач (рис. 7.2, *а*). При ограниченных габаритных размерах нарезание внутренних зубьев на гибком колесе возможно только долбяком, параметры которого изменяются при переточках. По этим причинам передачи по схеме, представленной на рис. 7.2, *б*, практически не применяют.

§ 7.3. Расчет активных поверхностей зубьев волновых передач

Условным критерием расчета зацеплений волновых передач являются максимальные давления в контакте, так как боковые поверхности зубьев на всей глубине захода практически совпадают. Неравномерность распре-

деления давления по ширине зубчатого венца связана с перекосом образующих и кручением тела гибкого колеса. Неравномерность распределения нагрузки между зубьями обусловлена неодинаковой глубиной захода зубьев, функцией зазора между активными поверхностями зубьев и погрешностями шагов.

Диаметр гибкого колеса F передачи $C-F-h$ определяют по формуле проектировочного расчета, данного в работе [42]

$$d_F \geqslant 10 \sqrt[3]{\frac{2T_F K_U \mu^2 \sin(2\alpha)}{K_L [C_F] (K_h')^2 K_z^2}}, \tag{7.3}$$

где T_F – момент на гибком колесе F, Н · м; K_U – коэффициент радиальной деформации, равный отношению максимальной радиальной деформации U к модулю зубьев m; $K_L = L/d_F$ – относительная длина гибкого колеса, выполненного в виде цилиндрического стакана или трубы.

Коэффициент μ, учитывающий снижение неравномерности распределения давления по длине зубьев вследствие износа и деформации гибкого колеса, представлен на рис. 7.3.

Условный коэффициент допускаемых давлений $[C_F]$ и эффективный коэффициент глубины захода зубьев $K_h' = K_h h_1/m$ для стальных зубчатых колес определяют в зависимости от числа зубьев:

z_F	150	200	300	400	500	600
$[C_F]$, МПа	0,0610	0,0575	0,0530	0,0500	0,0465	0,0455
K_h'	0,97	0,967	0,961	0,955	0,948	0,942

Коэффициент K_v (рис. 7.4) зависит от средней скорости скольжения зубьев

$$v_s = 1{,}04 \cdot 10^{-4} K_U m n_h / \cos\alpha,$$

где v_s – средняя скорость скольжения, м · с$^{-1}$; m – модуль, мм; n_h – частота вращения генератора волн, мин$^{-1}$.

При выполнении проектировочного расчета предварительное число зубьев гибкого колеса находят из формулы (7.2), а неизвестные коэффициенты принимают $K_U = 1{,}0 \div 1{,}2$; $K_v = 1{,}0$; $\mu = 0{,}5 \div 0{,}6$; $K_L = 0{,}8 \div 1{,}0$; $h_1 = 1{,}4m$. Относительная ширина зубчатого венца может быть выбрана из диапазона $\psi_{bd} = b_w/d_F = 0{,}15 \div 0{,}25$. Увеличение параметра $\psi_{bd} > 0{,}22$ не приводит к снижению максимальных давлений, так как одновременно с увеличением ширины венца возрастает неравномерность распределения давлений вдоль зубьев.

Для проверочного расчета зацеплений по формуле (7.3) необходимо определить окончательные размеры зубчатых колес с учетом дискретного ряда размеров наружного диаметра гибкого подшипника и условия работы зацепления без интерференции.

Приемлемая форма зубьев колес F и C, при которой интерференция практически исключена, достигается при коэффициентах смещения исходного контура x, определяемых по формулам:

для гибкого колеса с внешними зубьями

$$x_F = 3 + z_F/100; \tag{7.4}$$

для жесткого колеса с внутренними зубьями

$$x_C = x_F - 1 + K_U(1 + 5 \cdot 10^{-5} K_U z_F). \tag{7.5}$$

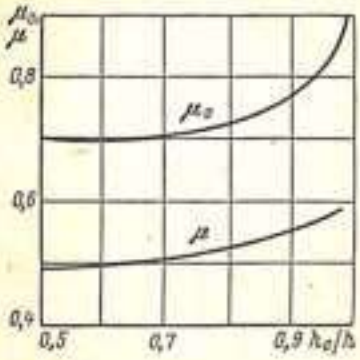


Рис. 7.3. График для определения коэффициентов μ_0 и μ

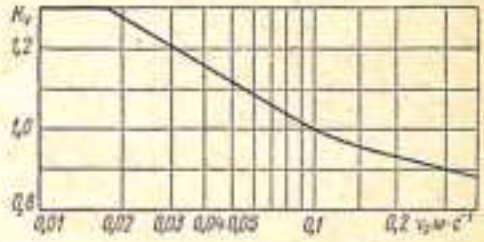


Рис. 7.4. График для определения коэффициента K_v

Профильный угол зубьев колеса F для указанного смещения x_F составляет $\alpha_F = \arccos[0{,}47 z_F/(0{,}51 z_F + 3)] \approx \alpha$.

Выносливость при изгибе гибкого колеса, как правило, обеспечивается при толщине гибкого колеса под зубьями $h = d_F/100 \approx D/99$, где D — наружный диаметр гибкого подшипника. При указанных толщине h и коэффициенте смещения

$$D = m\left[z_F + 5{,}88 - 1{,}96\,(h_a^* + c^*)\right]. \qquad (7.6)$$

Чтобы удовлетворить условию (7.6) при дискретных диаметрах D гибкого подшипника (табл. 7.1), ряде модулей m, коэффициентах высоты головки h_a^* и радиальном зазоре c^*, можно воспользоваться алгоритмом, представленным на рис. 7.5. Окончательно принятое число зубьев z_F должно удовлетворять заданному передаточному отношению с допускаемым отклонением.

Таблица 7.1

Гибкие шарикоподшипники для генераторов волн (см. рис. 7.7, *а*)

Условное обозначение	d	D	B	r	D_w	Предельная частота вращения, $мин^{-1}$
815	75	100	15	1,0	9,128	3000
818	90	120	18		11,113	
822	110	150	24		14,228	2000
824	120	160	24		14,288	
830	150	200	30		19,050	1600
836	180	240	35	1,5	22,225	
844	220	300	45	2,5	28,575	1000
848	240	320	48		28,575	
860	300	400	60		36,513	
862	310	420	70		36,513	
872	360	480	72	3,5	44,450	

Примечание. Число шаров $z_ш = 23$.

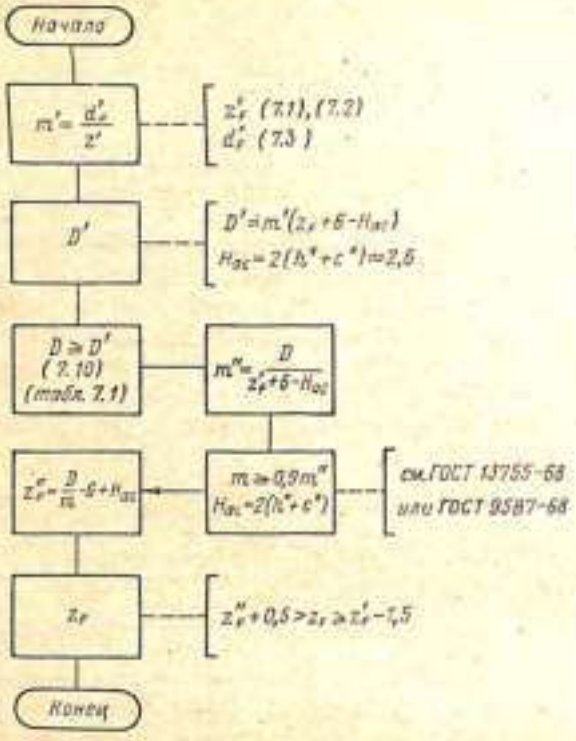


Рис. 7.5. Схема алгоритма подбора модуля и числа зубьев гибкого колеса

Диаметры вершин зубьев d_a и впадин d_f гибкого и жесткого колес вычисляют по формулам:

$$d_{aF} = mz_F + 2(x_F + K_F)m; \quad d_{aC} = mz_C + 2(x_C - h_a^*)m;$$

$$d_{fF} = mz_F + 2(x_F - h_a^* - c^*)m; \quad d_{fC} = mz_C + 2h_C,$$

где коэффициент $K_F = 0,4$ при глубине захода $h_1 = 1,4m$, а высота зубьев h_C зависит от числа зубьев и коэффициента смещения долбяка [42].

§ 7.4. Расчет долговечности гибкого подшипника генератора волн и гибкого колеса на выносливость

Долговечность L гибких шариковых подшипников (млн. об) волновых передач может быть определена в соответствии с материалами ISO-281/1 – 77 (см. также работу [4, стр. 95–96])

$$L = [(Q_{eu}/Q_{cu})^{3,33} + (Q_{ev}/Q_{cv})^{3,33}]^{-0,9}, \qquad (7.7)$$

где Q_e – эквивалентная нагрузка; Q_c – динамическая грузоподъемность в контакте тел качения с кольцами подшипника, Н. Символ μ или ν закрепляют за кольцом, которое, соответственно, вращается или неподвижно относительно вектора нагрузки.

В генераторах волн с гибким подшипником внутри колеса F относительно вектора нагрузки вращается наружное кольцо (символ μ), а внутреннее кольцо остается при этом неподвижным (символ ν).

Динамическая грузоподъемность точечного контакта составляет

$$Q_c = 100\left(\frac{f_r}{f_r - 1}\right)^{0.41} \frac{(1 \mp \gamma)^{1.39}}{(1 \pm \gamma)^{1.5}} \gamma^{0.3} D_w^{1.8} z_{\text{ш}}^{-1/3}, \qquad (7.8)$$

где $f_r = r/R$ – отношение радиуса дорожки качения в диаметральной плоскости к радиусам шарика; $\gamma = D_w/d_m$ – отношение диаметра шарика к диаметру по центрам тел качения; $z_{\text{ш}}$ – число шаров.

Верхний знак в формуле (7.8) принимают для контактов тел качения с внутренним, а нижний – для контактов с наружным кольцом подшипника.

В стандартизованных гибких подшипниках $f_r = 1{,}04$; $\gamma = 0{,}104$; $z_{\text{ш}} = 23$. По формуле (7.8) определяем

$$Q_{c\mu} \approx 81{,}4D^{1.8}; \quad Q_{c\nu} \approx 56{,}8D^{1.8}.$$

Эквивалентная нагрузка в контактах с вращающимся и неподвижным кольцами составляет соответственно

$$Q_{e\mu} = \left(\frac{1}{z_{\text{ш}}} \sum_{j=1}^{j=z} Q_j^3\right)^{1/3}; \quad Q_{e\nu} = \left(\frac{1}{z_{\text{ш}}} \sum_{j=1}^{j=z} Q_j^{10/3}\right)^{0.3}.$$

Нагрузки Q_j, действующие на тела качения, обусловлены радиальными составляющими усилий в зонах зацепления волновой передачи. Протяженность зоны зацепления волновой передачи составляет 22–29° и сопоставима с угловым расстоянием между телами качения $\gamma_{\text{ш}} = 360°/z_{\text{ш}} = 15{,}7°$. Вследствие высокой податливости гибкого колеса и наружного кольца подшипника радиальные составляющие усилий в зонах зацепления $F_r = 2T_F \operatorname{tg}\alpha/(n_w d_f)$ воспринимают один или два тела качения в каждой из зон зацепления. Примем для стандартизованных подшипников $z_{\text{ш}} = 23$; $n_w = 2$; нагрузки на тела качения с номерами j ($j = 1$, 11, 12): $Q_1 = F_r$; $Q_{11} = Q_{12} = F_r/2$ и тогда $Q_{e\mu} = 0{,}379F_r$; $Q_{e\nu} = 0{,}412F_r$. Подстановка полученных результатов в исходную зависимость (7.7) позволяет определить расчетную долговечность гибкого подшипника двухволновой передачи:

$$L = 2{,}14 \cdot 10^6 D_w^{5.4}/F_r^3, \qquad (7.9)$$

где F_r – радиальная составляющая усилия в зацеплении (Н), $F_r = T_f \times \cdot \times 10^3 \operatorname{tg}\alpha/d_f$.

Число оборотов гибкого подшипника относительно вектора нагрузки составляет

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \mid n_h - n_F \mid L_h,$$

где $\mid n_h - n_F \mid$ – абсолютная величина разности частоты вращения генератора волн h и гибкого колеса F; L_h – долговечность подшипника, ч.

Из последних зависимостей при подстановке $D_w \approx 0{,}091D$, $\alpha \approx 25°$ и $d_F \approx 1{,}077D$ следует формула проектировочного расчета для схемы алгоритма, представленного на рис. 7.5,

$$D \geqslant 2{,}26T_F^{0,357}\,(L_h \mid n_h - n_F \mid)^{0,119}. \qquad (7.10)$$

Усталостные поломки гибкого колеса возможны при действии переменных нормальных и касательных напряжений, превосходящих пределы выносливости материала гибкого колеса. Место действия максимальных касательных напряжений не совпадает с местом действия наибольших нормальных местных напряжений изгиба обода и зуба, поэтому коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям рассчитывают раздельно [14].

Номинальные напряжения кручения на поверхности гибкого колеса в месте перехода к утолщенной стенке под зубчатым венцом со стороны подвода крутящего момента определяют с учетом неравномерности распределения по периметру

$$\tau_a = 0{,}2\,(1 - R_\tau)\,T_F \cdot 10^3/(h_0\rho^2); \quad \tau_m = (1 + R_\tau)\,\tau_a/(1 - R_\tau),$$

где R_τ – коэффициент асимметрии цикла касательных напряжений ($R_\tau = 0$ и $R_\tau = -1$ соответственно при реверсивной и нереверсивной нагрузке T_F); h_0 – минимальная толщина стенки обода; ρ – радиус кривизны срединной поверхности недеформированного гибкого колеса.

Коэффициент запаса по касательным напряжениям вычисляют с учетом коэффициентов перехода от предела выносливости образца к пределу выносливости детали

$$S_\tau = \tau_{-1}/[K_\tau\tau_a/(\varepsilon_\tau\beta_\tau) + \psi_\tau\tau_m] \geqslant [S_\tau] = 1{,}5 \div 1{,}8,$$

где коэффициент чувствительности к асимметрии цикла $\psi_\tau \approx 0{,}1$.

Для фрезерованных зубьев коэффициенты концентрации напряжений K_τ и состояния поверхности β_τ принимают в зависимости от предела прочности материала гибкого колеса

σ_B, МПа	700	800	900	1000	1200
K_τ	1,49	1,52	1,55	1,58	1,60
β_τ	0,88	0,85	0,82	0,78	0,72

Коэффициент ε_τ зависит от диаметра d гибкого колеса, примыкающего к зубчатому венцу

d, мм	40	60	80	100	150	400
ε_τ	0,75	0,70	0,66	0,62	0,60	0,58

Максимальные местные напряжения цикла σ'_{max}, действующие на переходных поверхностях зубьев в зоне зацепления, определяют приближенно методом суперпозиции местных напряжений от изгиба обода $\sigma_{F\,max}$ и изгиба зуба σ_u [42]. Минимальные местные напряжения $\sigma'_{min} = \sigma_{F\,min}$ рассчитывают также для переходной поверхности зуба в сечении между зонами зацепления. Амплитудные и средние местные напряжения цикла находят по формулам:

$$\sigma'_a = (\sigma'_{max} - \sigma'_{min})/2 = 0{,}35\sigma_u + 0{,}5\,(\sigma_{F\,max} - \sigma_{F\,min});$$

$$\sigma'_m = (\sigma'_{max} + \sigma'_{min})/2 = 0{,}35\sigma_u + 0{,}5\,(\sigma_{F\,max} + \sigma_{F\,min}).$$

Напряжения изгиба обода вычисляют с учетом теоретических коэффициентов концентрации напряжений и ужесточающего влияния зубьев

$$\sigma_{F\,max} \approx 1{,}56Eh\rho^{-1}\beta'|_{\varphi=0};$$

$$\sigma_{F\,min} \approx 1{,}43Eh\rho^{-1}\beta'|_{\varphi=\pi/z_F},$$

где h — толщина стенки гибкого колеса под зубьями; E — модуль упругости (для стали $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа).

Изменение относительной кривизны β' для деформации гибкого колеса по эллипсу $U = K_U m \cos(2\varphi)$

$$\beta'|_{\varphi=0} \approx 3K_U m/\rho; \quad \beta'|_{\varphi=\pi/2} \approx -3K_U m/\rho.$$

Таблица 7.2

Значение коэффициента Y_F

Число зубьев гибкого колеса z_F	Величина Y_F		
	$c^* = 0{,}25$	$c^* = 0{,}35$	$c^* = 0{,}50$
150	1,35	1,38	1,46
200	1,39	1,42	1,49
300	1,44	1,48	1,54
400	1,50	1,52	1,60
500	1,54	1,57	1,63
600	1,57	1,61	1,67

Местные напряжения изгиба зубьев рассчитывают с учетом распределения нагрузки между зубьями и по ширине зубчатого венца для передач $-F-h$:

$$\sigma_u \approx 632\mu Y_F \sqrt{\frac{T_F \cdot 10^3 \sin 2\alpha}{d_F^2 K_L}},$$

Коэффициент Y_F принимают в зависимости от числа зубьев гибкого колеса z_F и коэффициента радиального зазора c^* (табл. 7.2), а μ — по рис .3.

При определении коэффициента запаса по нормальным напряжениям вводят коэффициенты ε_σ, β_σ, K_σ, учитывающие размеры колес, состояние поверхности и отличие теоретических коэффициентов концентрации напряжений от эффективных

$$S_\sigma = \sigma_{-1}/[K'_\sigma \sigma'_a/(\varepsilon_\sigma \beta_\sigma) + \psi_\sigma \sigma'_m] \leqslant [S_\sigma] = 1{,}5 \div 1{,}8.$$

Принимают $\varepsilon_\sigma = 0{,}95 \div 1{,}0$; $\psi_\sigma = 0{,}2$; $\beta_\sigma = \beta_t$ и

$$K'_\sigma \approx [1 + A_\sigma/\sigma_{-1}]^{-1},$$

де коэффициент A_σ выбирают в зависимости от числа зубьев гибкого колеса

z_F	150	200	300	400	500	600
A_σ, МПа	56,5	57,2	55,5	50,8	45,0	38,5

§ 7.5. Конструирование волновых передач

Оригинальными деталями волновых передач являются гибкое колесо, гибкий подшипник и кулачок генератора волн.

Гибкие колеса выполняют в виде стаканов (рис. 7.6, *а*, *б*) или цилиндрической оболочки со свободными торцами (рис. 7.6, *в*). Деформация гибкого колеса генератором сопровождается осевыми смещениями сечений торцы колеса становятся неплоскими и деформируют дно стакана. Для снижения нагрузок на генератор волн и напряжений в стакане толщину дна принимают $h_д = h_0$ и дно плавно сопрягают с силовым поясом диаметра $d_1 \leqslant 0{,}65D$. Радиус сопряжения дна стакана и стенки $R = (3 \div 4)\,h_0$, длина стенки стакана $L = (0{,}8 \div 1{,}0)\,d_F$. Толщина стенки стакана

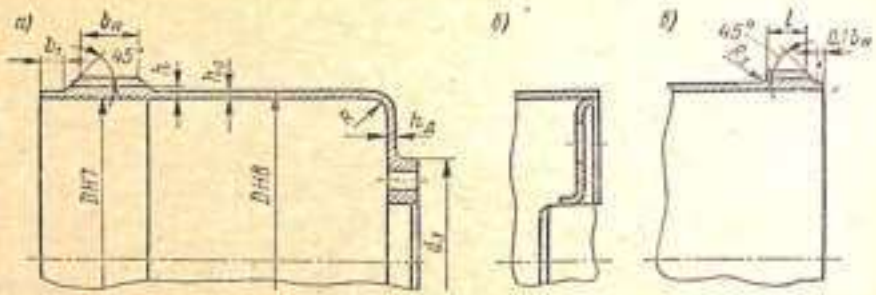


Рис. 7.6. Конструкции гибких колес передач $C-F-h$

$h_0 = (0{,}5 \div 0{,}9)\,h$ меньше толщины $h = D/99$ в месте расположения зубьев, что обеспечивает более высокую жесткость зубчатого венца и снижает перекос зубьев за счет повышенной деформации гладкой части стенки стакана. Для этой же цели применяют участки стенок, выступающие за край зубчатого венца на расстояние $b_3 = (0{,}05 \div 0{,}06)\,d_f$. Выступающие участки стенок одновременно способствуют снижению концентрации напряжений на наружном торце зубчатого венца. Зубья гибких колес снабжают фасками под углом 45°, плавно сопрягаемыми с наружной поверхностью стакана по радиусам $R \approx (0{,}03 \div 0{,}05)\,D$.

Форма заготовок гибких колес существенно упрощается, если стакан выполняют сварным (рис. 7.6, *б*) или оболочку соединяют с валом (или корпусом) зубчатым сочленением (рис. 7.6, *в*). Радиальная деформация гибкого колеса в зубчатом сочленении мала, поэтому в передаче нагрузки участвует большое число зубьев. Длина зубьев сочленения может быть принята $l \approx (0{,}4 \div 0{,}5)\,b_w$, а радиус сопряжения $R_3 = (0{,}3 \div 0{,}5)\,m$.

Гибкие сварные зубчатые колеса изготавливают из сталей марок 30ХГСА, 35ХГСА или стали 20Х при большом диаметре. Для несвариваемых колес используют стали марок 40ХН, 45ХН, 35ХМ, 30ХН3А и др. с твердостью после улучшения 300 – 350 НВ и пределом выносливости $\sigma_{-1} \geqslant 350$ МПа.

Гибкие шариковые подшипники изготавливают в соответствии с ГОСТ 23179 – 78 (рис. 7.7). Наибольшая толщина наружного и внутреннего колец (см. табл. 7.1) составляет

$$h_н = h_в = 0{,}25\,(D - d - 2D_ш) + h_ж,$$

где $h_ж$ – глубина желобов колец, $h_ж = 0{,}057D$.

Во избежание усталостных поломок колец изготовление прорезей в буртах для установки шаров не допускается. При сборке подшипника шары вводят между эксцентрично установленными кольцами и затем распределяют равномерно по окружности при одновременном совмещении центров колец. Равные угловые шаги между соседними телами качения обеспечивают сепараторами. Сепараторы выполняют из текстолита или фенола и центрируют телами качения (рис. 7.7).

После установки гибкого подшипника на кулачок угловая скорость любой точки сепаратора сохраняется постоянной, так как сепаратор не деформируется. Шары катятся по желобам деформированных колец с одинаковой линейной скоростью, но с различными угловыми скоростями.

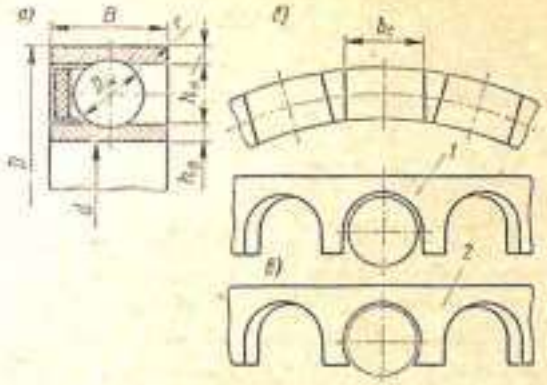


Рис. 7.7. Конструкция гибкого шарикового подшипника и сепараторов:
1 – сепаратор, свободно вкладываемый; *2* – сепаратор с защелкиванием на шарах

Чтобы избежать набегания шаров на перемычки сепаратора и поломки перемычек, ширина гнезда в окружном направлении должна быть больше диаметра шара (рис. 7.7):

$$b_c \approx D_w + K_L m.$$

Посадочную поверхность для подшипника качения на кулачке выполняют с допуском j_s6, а в гибком колесе – с допуском H7.

Кулачок генератора волн профилирует по эквидистанте к заданной форме гибкого колеса. Для облегчения напрессовки гибкого подшипника выполняют фаску размером $S \times 45°$ ($S = 2K_L m$). Осевую фиксацию свободно вкладываемого сепаратора осуществляют шайбой *1* (рис. 7.8, *а*). Канавка *2* необходима для выхода шлифовального круга или чашечного резца, которыми профилируют кулачок. Кулачки генераторов волн должны иметь высокую радиальную жесткость, исключающую деформацию кулачка при действии рабочей нагрузки. Для равномерного распределения нагрузки между зонами зацепления генераторы волн выполняют плавающими

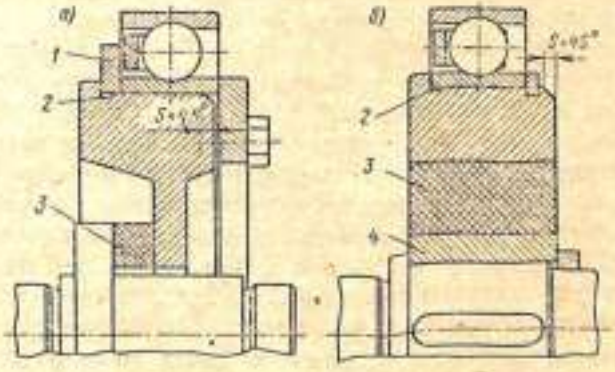


Рис. 7.8. Конструкции плавающих генераторов принудительной деформации

в радиальном направлении. Плавающую установку генераторов обеспечивают упругими резиновыми элементами *3*, которые методом вулканизации или клеем соединяют с входным валом и кулачком генератора. Промежуточная втулка *4* (рис. 7.8, *б*) облегчает процесс вулканизации и сборки генератора волн.

Жесткие колеса волновых передач проектируют с более широким зубчатым венцом $(b_w)_C = (b_w)_F + (2 \div 4)$ мм, что позволяет снизить требования к точности осевой фиксации гибкого колеса. Если твердость колеса *F* выше твердости колеса *C*, то выполняют $(b_w)_F > (b_w)_C$. Радиальная деформация жесткого колеса под действием нагрузок в зацеплениях не должна превышать $0{,}05m$. Это условие соблюдается при выборе толщины обода под зубьями $h = (0{,}17 \div 0{,}18)\, d_C$. Для предотвращения проворота жесткого колеса относительно корпуса используют цилиндрические или конические шпонки, которые устанавливают с торца, реже при засверловке стенки корпуса по радиусу. При клеевом соединении жесткого колеса с корпусом толщина обода может быть принята $h \approx \approx 0{,}03 d_C$. Жесткие колеса изготавливают из сталей 40Х, 40ХН, 30ХГСА с термообработкой до твердости 240 – 280 НВ.

Плавающую подвеску жестких колес с помощью зубчатых сочленений применяют при жесткой установке генераторов волн. Конструирование плавающих зубчатых колес рассмотрено на с. 288.

Глава 8

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 8.1. Типы ремней. Кинематика. Геометрические зависимости

В зависимости от профиля сечения ремня различают плоскоременную, клиноременную и поликлиновую передачи. Разновидностью ременной передачи является зубчатоременная, передающая усилие за счет зацепления со шкивами. (В связи с ограниченным использованием плоскоременная передача в настоящем пособии не рассматривается.)

Клиновые ремни выполняются прорезиненными и имеют сечение трапецеидальной формы. Тяговым элементом является корд из химических волокон в виде нескольких слоев кордткани или шнура. Благодаря повышенному сцеплению со шкивами, обусловленному эффектом клина, несущая способность клиновых ременных передач выше, чем плоскоременных. Клиновые ремни производят нормального и узкого сечений. Скорость клиновых ремней нормального сечения обычно не превышает $v = 25 \div 30$ м · с$^{-1}$. Узкие ремни обладают в 1,5 – 2 раза большей несущей способностью, чем ремни нормальных сечений той же высоты, могут работать при более высоких скоростях и с большей частотой перегибов.

Поликлиновые ремни работают со скоростями до 40 м · с$^{-1}$, позволяют равномерно распределить нагрузку между рабочими поверхностями, имеют меньшие габаритные размеры. Размеры клиновых и поликлиновых ремней приведены в табл. 8.1, 8.2. Выбор типа клинового и поликлинового

Таблица 8.1

Основные размеры приводных клиновых ремней и минимальные диаметры шкивов (см. табл. 8.9)

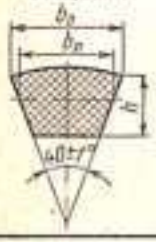
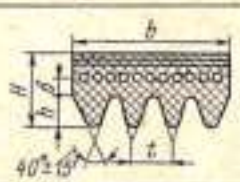
Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения A, мм²	Предельная длина L, мм	Масса 1 м длины q_m, кг/м	Минимальный диаметр меньшего шкива d_{p1}, мм
		b_p	b_0	h				
Нормального сечения (ГОСТ 1284–80)	О	8,5	10	6,0	47	400–2500	0,06	63
	А	11	13	8,0	81	560–4000	0,105	90
	Б	14	17	10,5	138	800–6300	0,18	125
Узкого сечения (РТМ 51-15-15–70)	УО	8,5	10	8	56	630–3550	0,07	63
	УА	11	13	10	95	800–4500	0,12	90
	УБ	14	17	13	158	1250–8000	0,2	140

Таблица 8.2

Основные размеры поликлиновых ремней по РТМ 38-40528–74 и минимальные диаметры шкивов



Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Предельная длина L, мм	Число ребер z		Масса 1 м длины ремня с 10 ребрами q_{m10}, кг/м	Минимальный диаметр меньшего шкива d_{p1}, мм
	δ	t	H	h		рекомендуемое	допускаемое		
К	1,0	2,4	4,0	2,35	400–2000	2–36	36	0,09	40
Л	2,4	4,8	9,5	4,85	1250–4000	4–20	50	0,45	80

ремня производится в соответствии с данными табл. 8.3 или по графику, изображенному на рис. 8.1, в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения меньшего шкива.

Зубчатые ремни обеспечивают синхронность вращения валов, компактность привода, требуют малое предварительное натяжение. Зубчаторемённые передачи применяют при скоростях $v = 25 \div 50$ м·с$^{-1}$ и выше (в зависимости от значения модуля), передаточных отношениях $u \leqslant 12$ (в некоторых случаях $u \leqslant 20$) и мощностях до 100 кВт.

Кинематические параметры ремённых передач:

скорость ремня

$$v = \pi n_1 d_{p1}/10^3 \cdot 60; \qquad (8.1)$$

Таблица 8.3

Выбор типов клиновых и поликлиновых ремней

Тип ремня	Обозначение сечения	Момент на быстроходном валу T_1, Н·м	Тип ремня	Обозначение сечения	Момент на быстроходном валу T_1, Н·м
Клиновой нормального сечения	О	<30	Клиновой узкий	УО	<150
	А	15–60		УА	90–400
	Б	45–150		УБ	300–2000
			Поликлиновые	К	<40
				Л	18–400

Примечание. Для повышения срока службы и КПД из возможных (при заданном значении T_1) сечений ремня рекомендуется брать меньшее.

передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\xi)}, \qquad (8.2)$$

где n_1 – частота вращения, мин$^{-1}$; d_{p1} – расчетный диаметр малого шкива, мм; ξ – коэффициент скольжения, $\xi = 0{,}01 \div 0{,}02$.

Основными геометрическими параметрами клиноременных передач (рис. 8.2) являются диаметры шкивов d_{p1} и d_{p2}, межосевое расстояние a, длина ремня L и угол обхвата на меньшем шкиве α_1.



Рис. 8.1. К выбору сечения клинового ремня: *а* – нормальное сечение (тип *О* применяется для мощности $P < 2$ кВт); *б* – узкое сечение [11]; *в* – поликлиновый ремень [11]

Ориентировочный расчетный диаметр меньшего шкива d_{p1} клиноременной передачи определяется в соответствии с табл. 8.1. (За расчетный диаметр принимается диаметр расположения несущего слоя ремня (см. табл. 8.9.) Ориентировочный диаметр меньшего шкива (мм) поликлиновой передачи при величине момента $T_1 \leqslant 250$ Н·м



Рис. 8.2. Схема ременной передачи

$$d_{p1} \approx 30\sqrt[3]{T_1}. \tag{8.3}$$

Диаметр большего шкива клиновой и поликлиновой передач

$$d_{p2} = d_{p1}(1 - \xi)u. \tag{8.4}$$

Найденные диаметры шкивов следует округлить до ближайших стандартных значений, равных 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400 ... мм (ГОСТ 20889–75 – ГОСТ 20898–75).

Межосевое расстояние для клиновых передач определяется по формуле

$$a_{min} = 0{,}55(d_{p1} + d_{p2}) + h, \tag{8.5}$$

где h – высота ремня (см. табл. 8.1).

Обычно для увеличения долговечности ремня принимают $a > a_{min}$ и руководствуются следующими данными:

u	1	2	3	4	5	6–9
a/d_{p2}	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Длина ремня рассчитывается по формуле

$$L = 2a + \pi(d_{p1} + d_{p2})/2 + (d_{p2} - d_{p1})^2/(4a). \tag{8.6}$$

Минимальная длина ремня из условия обеспечения необходимой долговечности равна

$$L_{min} \geqslant v/i, \tag{8.7}$$

где i – частота пробега ремня в секунду; для клиновых и поликлиновых ремней $i_{max} = 20 \div 30$.

Если длина ремня, найденная по формуле (8.6), не удовлетворяет неравенству (8.7), то ее увеличивают. Расчетную длину L округляют до ближайшего стандартного значения, равного 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

По выбранной длине ремня определяют действительное межосевое расстояние

$$a = 0{,}25\left[L - \Delta_1 + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2}\right], \tag{8.8}$$

где $\Delta_1 = 0{,}5\pi(d_{p1} + d_{p2})$; $\Delta_2 = 0{,}25(d_{p2} - d_{p1})^2$.

Угол обхвата на меньшем шкиве (рис. 8.1)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57{,}3^\circ(d_{p2} - d_{p1})/a. \tag{8.9}$$

Обычно принимают $\alpha_1 \geqslant 120^\circ$, но при необходимости можно взять $\alpha_1 \geqslant 90^\circ$.

Основными геометрическими характеристиками зубчатого ремня являются модуль m, число зубьев ремня z_p и длина ремня L.

Модуль ремня определяется по формуле (8.29). Число зубьев меньшего шкива z_1 в зависимости от модуля и частоты вращения определяется из табл. 8.4.

Число зубьев большого шкива равно

$$z_2 = z_1 u, \tag{8.10}$$

где u – передаточное число.

Ширина ремня b в зависимости от модуля выбирается из табл. 8.5. Предварительное значение длины ремня L' подсчитывается по формуле (8.6). По величине L' находят ориентировочное значение числа зубьев ремня

$$z_p' = L'/(\pi m), \tag{8.11}$$

после чего его округляют до рекомендуемых значений (табл. 8.6). Окончательная длина ремня определяется по формуле

$$L = \pi m z_p \tag{8.12}$$

с округлением до нормализованных значений (табл. 8.6). Межосевое расстояние предварительно принимают равным

$$a' = (0{,}5 \div 2{,}0)(d_1 + d_2), \tag{8.13}$$

где d_1 и d_2 – диаметры делительных окружностей шкивов:

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2. \tag{8.14}$$

Окончательное значение a определяют по формуле (8.8). Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом, равно

$$z_{p0} = z_1 \alpha_1 / 360^\circ, \tag{8.15}$$

где α_1 – угол обхвата на меньшем шкиве [см. формулу (8.9)].

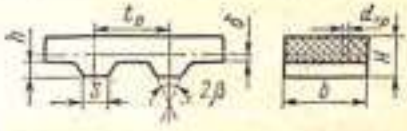
Таблица 8.4

Выбор числа зубьев меньшего шкива

Модуль ремня m, мм	Частота вращения меньшего шкива n_1, мин$^{-1}$	Число зубьев меньшего шкива z_1 (не менее)	Модуль ремня m, мм	Частота вращения меньшего шкива n_1, мин$^{-1}$	Число зубьев меньшего шкива z_1 (не менее)
2	500 – 3000 3500 – 4500 5000 – 6800 7000 – 7500	12 14 16 18	5	500 1000 – 1500 2000 – 3000 3500 – 4000	16 18 20 22
3	500 – 1000 1500 – 2000 2500 – 3500 4000 – 5000	12 14 16 18	7	500 1000 1500 2000	20 22 24 26
4	500 1000 1500 – 2000 2500 – 3500	14 16 18 20	10	500 1000 1500 2000	20 22 24 26 – 28

Таблица 8.5

Основные параметры зубчатых ремней по ОСТ 38-05114 – 76



Параметры	Модуль m, мм					
	2	3	4	5	7	10
Шаг ремня $t_p = \pi m$	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Общая толщина ремня H, мм	3,00	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Высота зуба h	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Наименьшая толщина зуба	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Угол профиля зуба 2β, ... °	50	40	40	40	40	40
Диаметр троса $d_{тр}$, мм	0,36	0,36	0,36/0,65	0,65	0,65	0,65
Ширина ремня b, мм	8; 10; 12,5	12,5; 16; 20	20; 25; 32; 40	25; 32; 40; 50	50; 63; 80	50; 63; 80
Расстояние от оси троса до впадины ремня δ, мм	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Допускаемая удельная окружная сила $[q_0]$, Н/мм	5	10	15/25	35	40	60

Таблица 8.6

Число зубьев и длина зубчатого ремня

Число зубьев ремня z_p	Длина ремня L при модуле m, мм					
	2	3	4	5	7	10
32	201	–	–	–	–	–
36	226,1	339,1	–	–	–	–
40	251,2	376,8	502,4	–	–	–
45	282,6	423,9	565,2	706,5	–	–
50	314	471	628	785	989,1	–
56	351,7	527,5	703,4	879,2	1099	1570
63	395,6	593,5	791,3	989,1	1230,9	1758,4
71	445,9	668,8	891,8	1114,7	1384,7	1978,2
80	502,4	753,6	1004,8	1256	1560,6	2229,4
90	565,2	847,8	1130,4	1413	1758,4	2512
100	628	942	1256	1570	1978,2	2826
112	703,4	1055	1406,7	1758,4	2198	3140
125	785	1177,5	1570	1962,5	2461,8	–
140	–	1318,8	1758,4	2198	2747,5	–
160	–	1507,2	2009,6	–	–	–

§ 8.2. Расчет ременных передач

Клиноременная передача. Допускаемая мощность, кВт, которую может передать один клиновой ремень данного сечения, рассчитывается по формуле

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_u) C_p, \tag{8.16}$$

где P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем при $z_m = 2$; $u = 1$; $\alpha = 180°$; $v_u = 1$, длине L_0, долговечности t_h и спокойной работе (рис. 8.3); C_L – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня (табл. 8.7) в зависимости от отношения данной длины ремня к исходной L_0 (см. рис. 8.3), C_α – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата.

Ниже приводятся значения коэффициента C_α в зависимости от величины α_1:

α_1, ...	70	80	90	100	110	120
C_α	0,57	0,62	0,68	0,74	0,78	0,83
α_1, ...	130	140	150	160	170	180
C_α	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Коэффициент C_p учитывает режим работы передачи. При односменной работе этот коэффициент имеет следующие значения:

Характер нагрузки	спокойная	умеренные колебания	значительные колебания	ударная и резко-переменная
C_p	1	0,98–0,8	0,8–0,7	0,7–0,6

При двух- и трехсменной работе коэффициенты режима соответственно принимаются: $C_{p2} = 0{,}87C_p$; $C_{p3} = 0{,}72C_p$.

Поправка ΔP_u, учитывающая уменьшение влияния на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного отношения, рассчитывается по формуле

$$\Delta P_u = 10^{-4} \Delta T_u n_1, \tag{8.17}$$

где ΔT_u – поправка к моменту на быстроходном валу в зависимости от передаточного отношения (табл. 8.8); при $u = 1{,}0 \div 1{,}02$ $\Delta T_u = 0$; n_1 – частота вращения быстроходного вала, мин$^{-1}$.

Необходимое число ремней с учетом неравномерности распределения нагрузки между ремнями равно

$$z = P/[P] C_z, \tag{8.18}$$

где P – заданное значение передаваемой мощности, кВт; C_z – коэффициент числа ремней.

z	1	2–3	4–6	Свыше 6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Для поликлинового ремня число ребер определяется по формуле

$$z = 10P/[P] \tag{8.19}$$

(рекомендуемое и допускаемое число ребер указано в табл. 8.2).

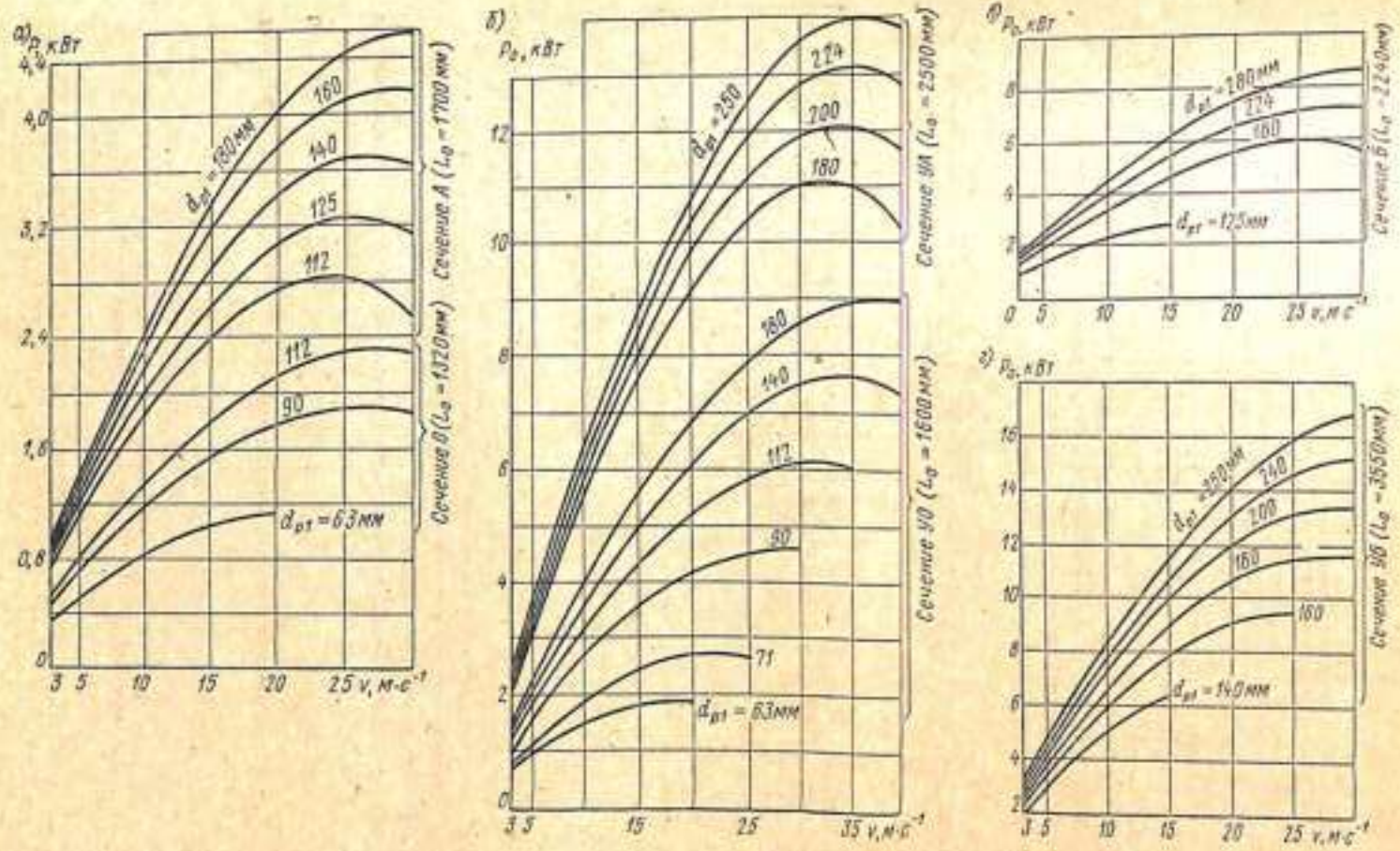


Рис. 8.3. Значения P_0 для клиновых ремней: *а* – сечения *О* и *А*; *б* – *УО* и *УА*; *в* – *Б*; *г* – *УБ*

Таблица 8.7

Коэффициент C_L

L/L_0	Величина C_L для типов ремней		L/L_0	Величина C_L для типов ремней	
	клинового нормального сечения	клинового узкого и поликлинового		клинового нормального сечения	клинового узкого и поликлинового
0,3	0,79	0,80	1	1,04	1,03
0,4	0,82	0,85	1,4	1,07	1,06
0,5	0,86	0,89	1,6	1,10	1,08
0,6	0,89	0,91	2,0	1,15	1,12
0,8	0,95	0,96	2,11	1,20	1,15
1,0	1,0	1,0			

Таблица 8.8

Поправка ΔT_u, Н·м

Передаточное отношение u	Тип ремня						
	Клиновой нормального сечения			Клиновой узкий		Поликлиновой	
	О	А	Б	УО	УА	К	Л
1,03 – 1,07	0,08	0,2	0,5	0,3	0,7	0,1	0,9
1,08 – 1,13	0,15	0,4	1,1	0,6	1,4	0,2	1,8
1,14 – 1,20	0,23	0,6	1,6	0,9	2,1	0,3	2,7
1,21 – 1,30	0,3	0,8	2,1	1,2	2,8	0,44	3,6
1,31 – 1,40	0,35	0,9	2,3	1,4	3,1	0,5	4,0
1,41 – 1,60	0,38	0,11	2,6	1,5	3,5	0,55	4,5
1,61 – 2,39	0,4	0,11	2,9	1,7	3,8	0,6	5,0
2,40 и более	0,5	0,12	3,1	1,8	4,2	0,7	5,4

Сила предварительного натяжения одного клинового ремня, Н, рассчитывается по формуле

$$F_0 = 780P/(vC_\alpha C_p z) + q_m v^2, \qquad (8.20)$$

где q_m – масса 1 м длины ремня (табл. 8.1).

Сила предварительного натяжения поликлинового ремня с числом ребер z равна

$$F_0 = 780P/(vC_\alpha C_p) + 0{,}1 q_{m10} z v^2, \qquad (8.21)$$

где q_{m10} – масса 1 м длины ремня с 10 ребрами (табл. 8.2).

Сила, действующая на вал,

$$F_r = 2F_0 z \sin(\alpha_1/2) \qquad (8.22)$$

(для поликлинового ремня $z = 1$).

Клиновой ремень работает с переменным напряжением, меняющимся 4 раза за один пробег. Долговечность его зависит в основном от усталостной прочности, которая определяется напряжением, а также числом циклов их изменения. Под влиянием циклического деформирования и сопровождающего его внутреннего трения в ремне возникает усталостное разрушение.

В основе методов расчета на долговечность лежит уравнение кривой усталости, которая в данном случае имеет вид:

$$\sigma_{max}^{m} \cdot 3600 z_ш t_h (v/L) = \sigma_y^m N_0, \tag{8.23}$$

где σ_{max} – максимальное напряжение цикла изменения напряжений, МПа, $z_ш$ – число шкивов; t_h – долговечность, ч; (v/L) – частота пробегов ремня в секунду; σ_y предел выносливости для материала ремня, $\sigma_y = 9$ МПа при $m = 11$; $N_0 = 10^7$ – базовое число циклов.

Долговечность ремня рассчитывается по формуле

$$t_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}\right)^m \frac{10^7 \nu_u}{3600 (v/L) z_ш}, \tag{8.24}$$

где

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u. \tag{8.25}$$

Коэффициент ν_u в формуле (8.24) учитывает разную степень влияния напряжений изгиба на малом и большом шкивах. Значения ν_u приведены на рис. 8.4.

Напряжение растяжения в ремне, МПа

$$\sigma_p = F_0/(bh) + [q_0]/(2h) + \sigma_v. \tag{8.26}$$

Напряжение от центробежных сил, МПа

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho_м v^2, \tag{8.27}$$

где $\rho_м$ – плотность материала ремня, кг/м^3; для клиновых и поликлиновых ремней $\rho_м = 1250 \div 1400$ кг/м^3.

Напряжение изгиба в ремне на меньшем шкиве, МПа

$$\sigma_u = E_u \delta / d_{p1}, \tag{8.28}$$

где E_u – модуль упругости при изгибе; $E_u = 80 \div 100$ МПа для прорезиненных ремней.

Зубчатоременная передача. Модуль зубчатоременной передачи, исходя из усталостной прочности зубьев ремня, определяют по упрощенной зависимости

$$m \approx 35 \sqrt[3]{P/n_1}, \tag{8.29}$$

где P – мощность, передаваемая ремнем, кВт; n_1 – частота вращения малого шкива, мин$^{-1}$.

Полученное значение модуля округляют до нормализованного (см. табл. 8.5).

Удельная окружная сила, передаваемая зубчатым ремнем, равна

$$q = [q_0] C_p C_z C_z, \tag{8.30}$$

где $[q_0]$ – допускаемая удельная окружная сила (см. табл. 8.5); C_p – коэффициент режима (см. с. 156); C_u – коэффициент, учитывающий передаточное число, вводимый только для ускоряющих передач; C_z – коэффициент, учитывающий число зубьев, находящихся в зацеплении:

z_{1o}	6	5	4
C_z	1	0,8	0,6

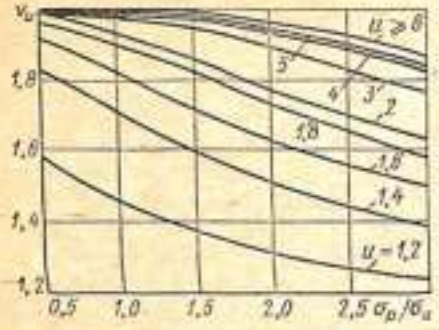


Рис. 8.4. Коэффициент v_u для клиновых и поликлиновых ремней

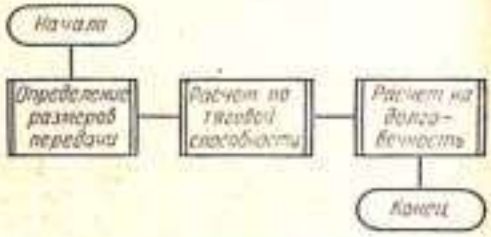


Рис. 8.5. Схема алгоритма расчета клиноременной передачи

Требуемая ширина ремня рассчитывается по формуле

$$b = \frac{2T_1/d_1}{q - q_m v^2}, \tag{8.31}$$

где q_m – масса 1 м длины ремня шириной 1 см:

m, мм	2	3	4	5	7	10
q_m, кг/(м · см)	0,0032	0,004	0,005	0,0075	0,009	0,011

Величина b округляется до нормализованного ряда (мм): 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80.

Сила предварительного натяжения определяется по формуле

$$F_0 = (1,1 \div 1,3)\, F_u = (1,1 \div 1,3)\, q_m b v^2. \tag{8.32}$$

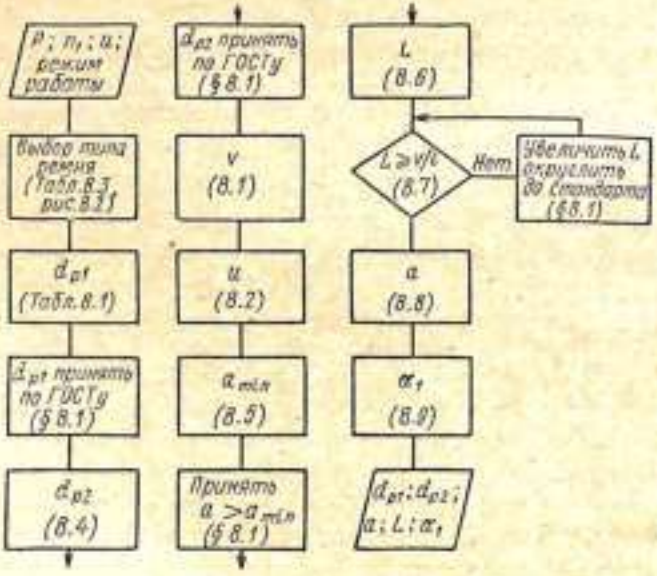


Рис. 8.6. Схема алгоритма определения размеров клиноременной передачи

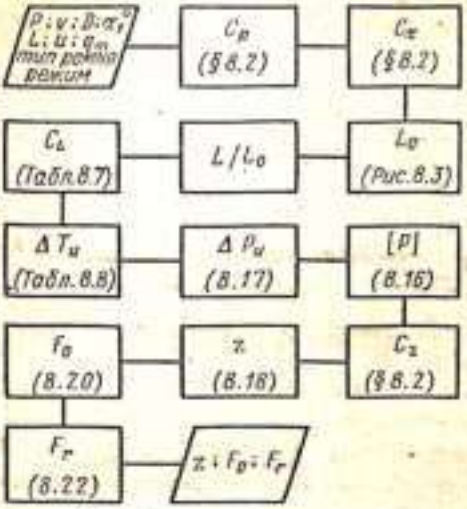


Рис. 8.7. Схема алгоритма расчета клиноременной передачи по тяговой способности

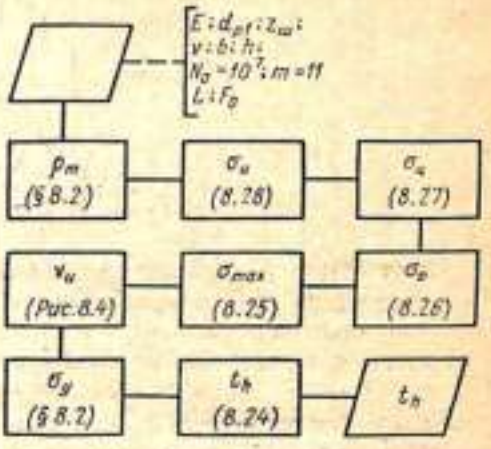


Рис. 8.8. Схема алгоритма расчета клиноременной передачи на долговечность

Сила, действующая на вал, равна

$$F_r = (1{,}0 \div 1{,}2)\, F_0 \qquad (8.33)$$

где $F_t = 2T_1/d_1$.

На рис. 8.5 – 8.8 приведены схемы алгоритмов геометрического расчета по тяговой способности и на долговечность клиноременных передач.

В качестве исходных данных обычно принимают передаваемую мощность P (или момент на быстроходном валу T_1), частоту вращения быстроходного вала n_1, передаточное отношение u, угол наклона передачи γ, режим работы.

§ 8.3. Шкивы ременных передач

Шкив ременной передачи (рис. 8.9) состоит из обода, ступицы и соединяющего их диска. Шкивы изготовляют из чугуна, стали, легких сплавов и неметаллических материалов. Чугун СЧ 15-32 и других марок применяют при скоростях $v \leqslant 30$ м · с$^{-1}$. Модифицированные чугуны и стальное литье применяют при $v \leqslant 45$ м · с$^{-1}$. Шкивы из алюминиевых сплавов, а также сварно-штампованные шкивы имеют минимальную массу и могут быть использованы при $v \leqslant 80 \div 100$ м · с$^{-1}$. Шкивы из неметаллических материалов отличаются повышенным трением. Ступица шкива может располагаться симметрично или несимметрично относительно обода и устанавливаться на вал с натягом.

Шкивы для клиновых ремней (рис. 8.9, *а*, *б*) имеют на наружном диаметре канавки по ГОСТ 20898 – 75 (табл. 8.9); наружный диаметр шкива рассчитывается по формуле

$$D_a = d_p + 2h_0. \qquad (8.34)$$

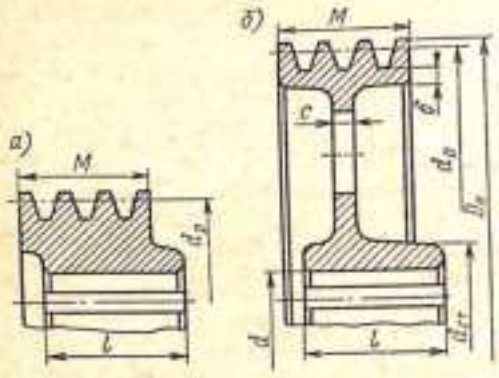
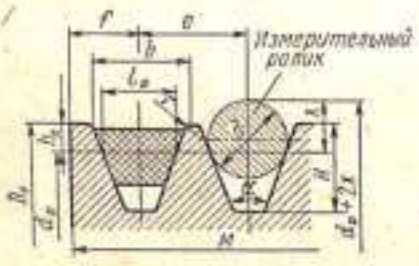


Рис. 8.9. Шкивы для клиновых ремней: *а* – ступица без диска; *б* – ступица с диском

Таблица 8.9

Основные размеры (мм) профиля канавок литых и точеных шкивов для клиновых ремней нормального и узкого сечений



Сечение	l_p	H, не менее	h_0	e	f	r	d_p	b
							$\alpha = 34°$	
О	8,5	10,0	2,5	12	8	0,5	63 – 71	10
А	11	12,5	3,3	15	10	1,0	90 – 112	13,1
Б	14	16,0	4,2	19	12,5	1,0	125 – 160	17,0
УО	8,5	12,5	2,5	12	8	0,5	63 – 71	10
УА	11	16,3	3,3	15	10	1,0	90 – 112	13,1
УБ	14	21,2	4,2	19	12,5	1,0	125 – 160	17,0

Сечение	d_p	b	d_p	b	d	x
	$\alpha = 36°$		$\alpha = 38°$			
О	80 – 100	10,1	112 – 160	10,2	9,0 ± 0,01	6,0
А	125 – 160	13,3	180 – 400	13,4	11,6 ± 0,015	7,6
Б	180 – 224	17,2	250 – 500	17,4	14,7 ± 0,015	9,6
УО			80 – 100	16,2	9,0 ± 0,01	6,0
УА			125 – 160	13,3	11,8 ± 0,015	7,6
УБ			180 – 224	17,2	14,7 ± 0,015	9,6

Конструкция шкива определяется его диаметром, типом выбранного ремня и числом ремней. Шкивы диаметров $d_p = 63 \div 100$ мм выполняются монолитными, точеными с выступающей односторонней ступицей или без нее по ГОСТ 20889–75 – ГОСТ 20891–75*. Шкивы диаметров $d_p = 80 \div 400$ мм изготовляются с диском и укороченной или удлиненной ступицей по ГОСТ 20892–75 – ГОСТ 20894–75. Шкивы диаметров $d_p > 180$ мм изготовляются со спицами по ГОСТ 20895–75 – ГОСТ 20897–75.

Указанные стандарты регламентируют для каждого диаметра шкива и типа используемого ремня число канавок n:

d_p, мм	$\leqslant 90$	90–100	>100
n	1–4	1–6	1–8

Размеры профиля канавок шкивов и контроля по ГОСТ 20898–75 приведены в табл. 8.9. Ширина ступицы l (рис. 8.9, *а*, *б*) назначается в зависимости от диаметра расточки шкива:

d, мм	18	20; 22	25; 28	32–38	40–55	60–75	80; 75
l, мм	30	38	45	60	85	110	135

Ширина шкива M определяется по данным табл. 8.10. Остальные размеры клинового шкива могут быть приняты ориентировочно (см. рис. 8.9, *а*, *б*): $c = 8 \div 14$ мм; $\delta = 6 \div 10$ мм в зависимости от типа ремня. Основные размеры профиля канавок поликлинового шкива приведены в табл. 8.11.

Наружный диаметр поликлинового шкива равен

$$D_н = d_p - 2\delta. \tag{8.35}$$

Ширина шкива рассчитывается по формуле

$$M = (z - 1)t + 2l. \tag{8.36}$$

Шкив зубчатого ремня (рис. 8.10) представляет собой зубчатое колесо, головки зубьев у которого срезаны до диаметра, расположенного ниже

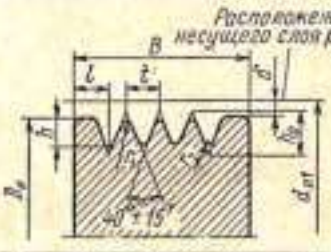
Таблица 8.10

Ширина клинового шкива по ГОСТ 20889–75 – ГОСТ 20897–75

Сечение ремня	Ширина M при числе ремней z				
	1	2	3	4	5
О	16,0	28,0	40,0	52,0	–
А	20,0	35,0	50,0	65,0	80,0
Б	25,0	44,0	63,0	82,0	101,0

Таблица 8.11

Основные размеры профиля канавок поликлинового шкива



Сечение ремня	t	h	h_0	r_1	r_2	l
К	2,3	2,35	3,3	0,3	0,2	3,5
Л	4,8	4,85	6,6	0,5	0,4	5,5



Рис. 8.10. Шкив зубчатоременной передачи

делительной окружности d (совпадающей с нейтральным слоем ремня) на величину 2δ. Основные геометрические параметры шкива:

Модуль зацепления	$m = t_p/\pi$
Диаметры:	
делительной окружности . . .	$d = mz$
окружности выступов	$d_a = d - 2\delta + k$
окружности впадин	$d_f = d_a - 1{,}8m$
Ширина шкива	$B = b + m$ (b – ширина ремня)
Угол впадины:	
при $m \leqslant 2$ мм	$2\gamma = 50 \div 2°$
при $m > 2$ мм	$2\gamma = 40 \div 2°$

Расстояние от впадины зуба ремня до средней линии металлического троса $\delta = 0{,}6$ мм при m, равном 2, 3, 4 мм и $\delta = 1{,}3$ мм при $m = 4 \div 10$ мм. Поправочный коэффициент k учитывает нагрузку и податливость троса, улучшающих распределение нагрузки между зубьями ремня на дуге обхвата

$$k = 0{,}15F_t\lambda z/b,$$

где F_t – окружная сила, определяемая по наибольшему крутящему моменту T_1, Н; λ – коэффициент продольной податливости троса, мм²/Н.

Ниже приведены значения коэффициента λ в зависимости от m

m, мм	2	3	4	5	7	10
λ, мм²/Н	0,0018	0,0025	0,003	0,0013	0,0019	0,0025

Глава 9

ВАЛЫ, ОСИ И СОЕДИНЕНИЯ ВАЛ – СТУПИЦА МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

§ 9.1. Конструирование валов и осей и порядок проектирования

На первом этапе проектирования валов и осей составляют конструктивную и расчетную схемы, определяют действующие нагрузки. Затем по формулам проектировочного расчета находят диаметры входного, выходного или промежуточного сечения вала, выбирают номинальные

диаметры соединений, назначают высоту заплечиков, галтелей, фасок. Для полностью спроектированного вала уточняют расчетную схему, проводят расчеты на выносливость, статическую прочность и жесткость. Обоснованность назначенных конструктивно типа и размеров соединений вал – ступица должна быть также подтверждена соответствующими проверочными расчетами.

Валы редукторов можно подразделить на входные (быстроходные), выходные (тихоходные) и промежуточные. Большинство входных валов рядных, планетарных и червячных редукторов выполняют за одно целое с зубчатыми венцами (вал-шестерни на рис. 9.1, *а–в*) или червяками. Выходные валы передач изготавливают с посадочными шейками диаметром $d_к$ для насадных зубчатых или червячных колес (рис. 9.1, *г, д*). Входные и выходные валы обычно имеют выступающий из корпуса редуктора консольный участок с диаметром $d_к$, предназначенный для сопряжения с полумуфтой, шкивом или звездочкой цепной передачи. В конструкциях навесных редукторов выходной вал выполняют полым (рис. 9.1, *д*) и насаживают на вал приводного агрегата. Промежуточный вал-шестерня многоступенчатого редуктора показан на рис. 9.1, *е*.

Валы взаимодействуют с насаженными на них деталями и подшипниками. Фиксирование насаженных деталей от проворота осуществляют шпоночными, зубчатыми (шлицевыми) соединениями и соединениями с гарантированным натягом. Условия сборки на одном валу деталей с различными посадками и типами соединений, а также требования к осевой фиксации деталей обусловливают неизбежность в подавляющем большинстве случаев ступенчатой конструкции вала.

Оси сателлитов обычно выполняют с постоянным диаметром по всей длине (рис. 9.1, *ж*), что позволяет при выборе посадок в системе вала применять высокопроизводительное бесцентровое шлифование. Сборка узла сателлита упрощается при использовании ступенчатой оси (рис. 9.1, *з*) с посадками в системе отверстия.

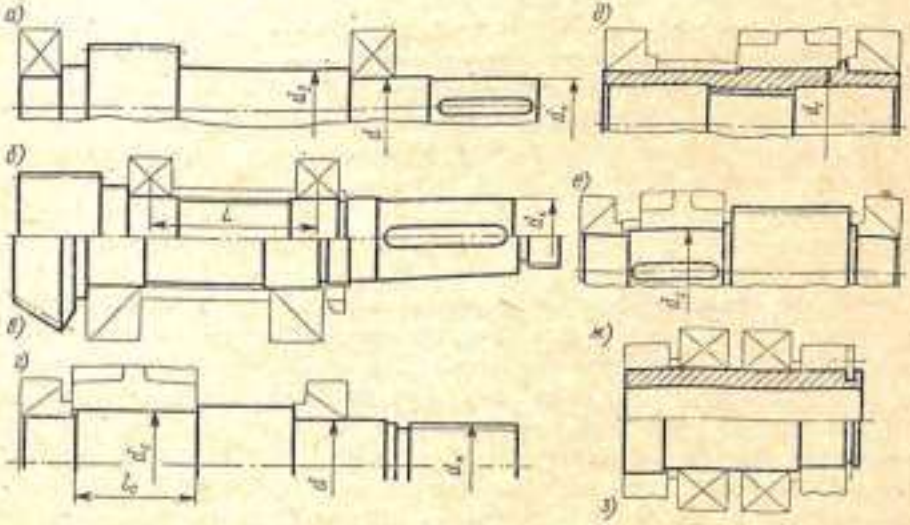


Рис. 9.1. Конструкция валов редукторов

Осевые размеры валов и осей выявляют в процессе эскизной компоновки передачи в соответствии с рекомендациями к определению положения подшипников (гл. 15) и ширины зубчатых венцов. Например, расстояние между опорами червячного колеса составляет $L = (0{,}50 \div 0{,}75)\,d_2$ (d_2 – диаметр червячного колеса), а для консольной шестерни $L \geqslant 2d$ (d – внутренний диаметр подшипников качения). Длина консольного участка вала должна быть согласована с длиной ступицы полумуфты, шкива или звездочки.

Диаметры консольных участков $d_к$ (мм) входного или выходного валов (рис. 9.1, *а–г*) весьма приближенно могут быть приняты

$$d_к = 17\sqrt[3]{T/[\tau]}, \qquad (9.1)$$

где T – крутящий момент, передаваемый валом, Н·м; $[\tau] = (0{,}025 \div 0{,}030)\,\sigma_в$, МПа. Здесь меньшие значения $[\tau]$ относятся к входным валам, а бóльшие – к выходным. По формуле (9.1) получают диаметр $d_к$, близкий к диаметру вала электродвигателя, затем его согласовывают с посадочным диаметром ступицы стандартных муфт. Размеры цилиндрических консольных участков валов округляют до стандартного по ГОСТ 12080–75, а конических – по ГОСТ 12081–75.

Диаметр посадочной шейки подшипника качения $d \approx 1{,}1d_к$ (рис. 9.1, *а*) и наружный диаметр упорного бурта d_2 принимают в соответствии с каталожными данными выбранного подшипника из работы [4]. Перепад последовательных ступеней диаметров d_i и d_{i+1} промежуточных и выходных валов регламентирован условиями свободного прохода деталей до мест их посадок с натягом и должен назначаться минимальным $d_{i+1} - d_i \leqslant d_i/4$. Диаметр подступичной части вала можно принять $d_к \approx (0{,}37 \div 0{,}45)\,a_w$, где a_w – межосевое расстояние. Полученные тем или иным способом диаметры отдельных участков округляют до ближайшего значения по ГОСТ 6636–69 из ряда *R*40.

Выбор материала вала-шестерни предопределен требованиями к поверхностной твердости и выносливости при изгибе зубьев (см. гл. 2).

Осевое фиксирование деталей, устанавливаемых на вал или ось, обеспечивают упорными буртами, пружинными или разрезными кольцами, гайками и концевыми шайбами. Примеры применения этих элементов для осевого фиксирования подшипников качения рассмотрены в гл. 19. При отношении длины к диаметру посадочной поверхности $L/d < 0{,}7$ необходим упорный бурт и принудительный поджим детали к бурту, чтобы избежать ее перекоса относительно вала. Поджим может быть осуществлен к одному упорному бурту всего пакета деталей, дистанционных втулок и подшипников качения, установленных на вал.

Для осевой фиксации полумуфт, шкивов ременных и звездочек цепных передач могут быть использованы установочные винты. Конический или цилиндрический конец установочного винта, завинченного в ступицу, входит в соответствующую засверловку или проточку на валу и фиксирует ступицу от осевых смещений (рис. 15.1). Засверловки на валу или шпонке выполняют в процессе сборки.

Типы поднутрения для шлифуемых посадочных мест и упорных буртов представлены на рис. 9.2. Рекомендуемые соотношения размеров поднутрения r, R, b (см. работу [3]). Для плотного прилегания торцов

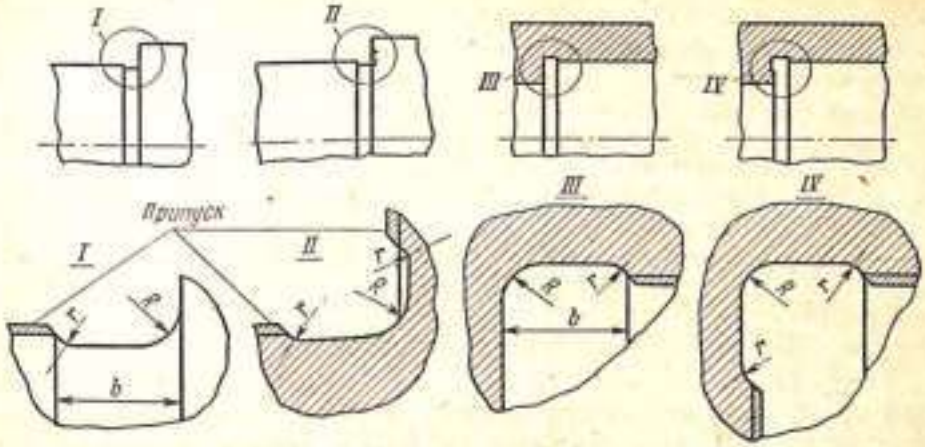


Рис. 9.2. Поднутрение посадочных мест и упорных буртов

насаживаемой детали к упорному бурту при отсутствии поднутрения необходимо согласовывать размеры галтели радиусом r с размерами фаски C или радиусом R на сопрягаемой детали (рис. 9.3, табл. 9.1). Коэффициент концентрации напряжений зависит не только от r/d_i, но также и от d_{i+1}/d_i. При резком перепаде диаметров, а также при малых радиусах галтелей, создающих значительную концентрацию напряжений, снижение концентрации напряжений на 20–40 % может быть достигнуто с помощью разгружающих канавок *1* (рис. 9.3, *а*). Можно рекомендовать также применение дистанционных колец, при которых надобность в упорных буртах отпадает. Дистанционное кольцо *2* применяют также при несогласованной высоте упорного бурта и колец подшипника качения (рис. 9.3, *б*).

На участках вала, предназначенных для посадок с натягом, выполняют скосы и фаски для облегчения монтажа (рис. 9.4). Размеры скосов и фасок принимают в зависимости от диаметра вала:

Диаметр вала d_1, d_2, мм	30–45	45–70	70–100	100–150
Фаска c, мм	2,0	2,5	3	4
Размер скоса a, мм	3	5	5	8
Угол скоса α, ...°	30	30	30	10

Для снижения концентрации напряжений при достаточно длинной ступице ($L/d > 0{,}7$) в соединениях с гарантированным натягом без упорных буртов

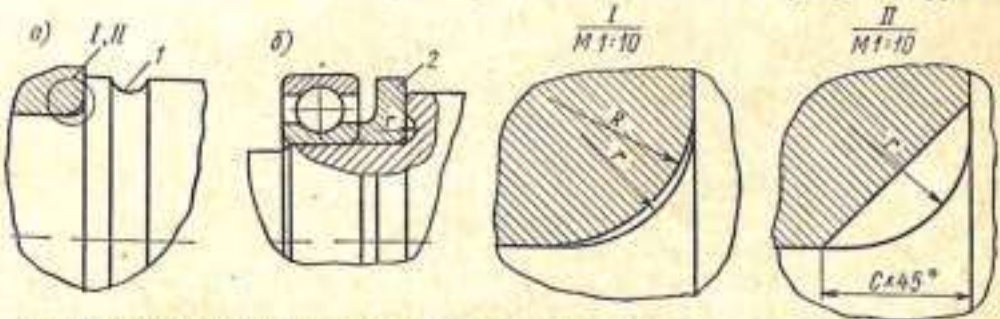


Рис. 9.3. Сопряжения участков вала в местах установки насаживаемых деталей

Таблица 9.1

Размеры радиусов и фасок (мм) в сопряжении соседних участков валов

Диаметр вала	Значения r		Значения R, C	
	номинальные	допускаемые	номинальные	допускаемые
18 – 30	1,5	±0,5	2,0	±0,5
30 – 50	2,0		2,5	
50 – 80	2,5		3,0	
80 – 120	3,0	±1,0	4,0	±1,0
120 – 150	4,0		5,0	

рекомендуют выполнять посадочные диаметры с увеличением на 5% по сравнению с соседними участками вала (рис. 9.5, *а*). При уменьшенной длине ступицы применяют разгружающие выточки (рис. 9.5, *б*) или фасонные ступицы, утончающиеся к концам (рис. 9.5, *в*). Эти меры позволяют снизить концентрацию напряжений на 15 – 25%.

В местах перехода от диаметра d_i без насаженной детали к большему диаметру d_{i+1} вала предусматривают галтели с радиусом закругления $r \approx 0{,}4\,(d_{i+1} - d_i)$. Для повышения запаса выносливости переходных участков на шлицевых валах выполняют проточку K глубиной до диаметра d шлицев (рис. 9.6, *б*). В торсионных валах с этой же целью принимают диаметр гладкого участка вала $d_0 = (0{,}7 \div 0{,}9)\,d$ (рис. 9.6, *а*). Длину участка для выхода шлицевых фрез определяют (рис. 9.6, *б*) в зависимости от наружного диаметра фрезы $D_{фр}$. Участки выхода фрезы могут распространяться на упорные бурты и шейки валов, предназначенные для размещения подшипников качения. Короткие эвольвентные зубья на консольных участках валов могут быть нарезаны методом обкатки на зубодолбежном станке. В этом случае проточка K не только способствует снижению концентрации напряжений, но также необходима для выхода долбяка.

Уменьшение шероховатости поверхностей шлифованием и полированием наиболее напряженных участков (галтелей и др. концентраторов) существенно повышает выносливость валов и осей. Снижению изнашивания участков валов, сопряженных с уплотнениями, способствует закалка всего вала или местная закалка токами высокой частоты. Закалке под-

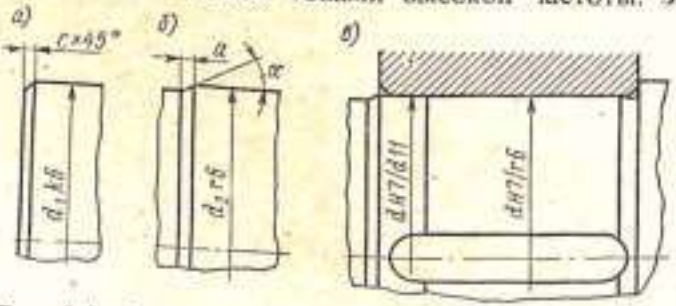


Рис. 9.4. Фаски и скосы на валах в месте посадки деталей с натягом

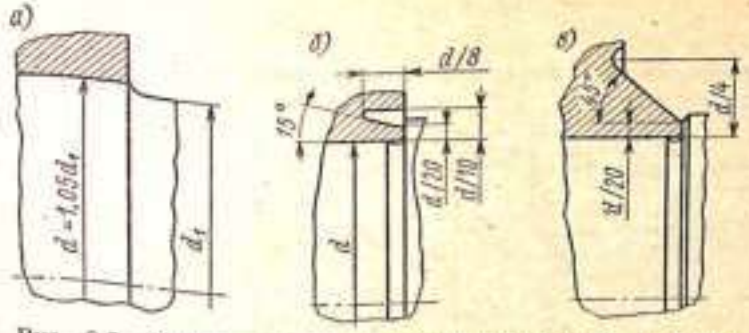


Рис. 9.5. Снижение концентрации напряжений в месте посадки с гарантированным натягом

лежат валы, несущие подвижные вдоль оси зубчатые колеса, а также валы часто разбираемых узлов.

Посадки на участке вала, сопрягаемого с подшипниками качения, и допуск на биение упорных буртов рассмотрены на с. 328. Указания к выбору посадок для зубчатых колес даны на с. 243, полумуфт — на с. 229, шкивов — на с. 161. Допуски и посадки шлицевых и шпоночных соединений рассмотрены в § 9.3, 9.4. На рис. 16.16, 16.20 представлены рабочие чертежи валов-шестерен и червяков.

§ 9.2. Проверочные расчеты валов и осей

Расчетные схемы валов и осей редукторов представляют в виде ступенчатых или гладких балок на шарнирных опорах. Подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы — шарнирно подвижными опорами. Положение шарнирной опоры определяют с учетом угла контакта α подшипника качения (с. 186). При $\alpha = 0$ для радиальных подшипников положение опоры принимают в середине ширины подшипника. Невращающиеся относительно вектора нагрузки оси сателлитов могут рассматриваться как статически неопределимые балки с упругой заделкой.

Нагрузки, передаваемые валам и осям со стороны насаженных на них деталей, приводят к центру соединения в виде сосредоточенного кру-

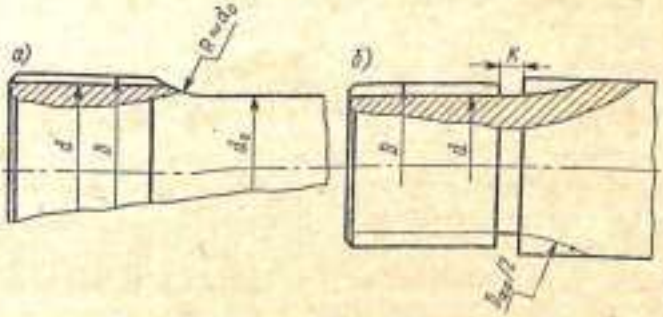


Рис. 9.6. Рациональная форма шлицевых участков валов

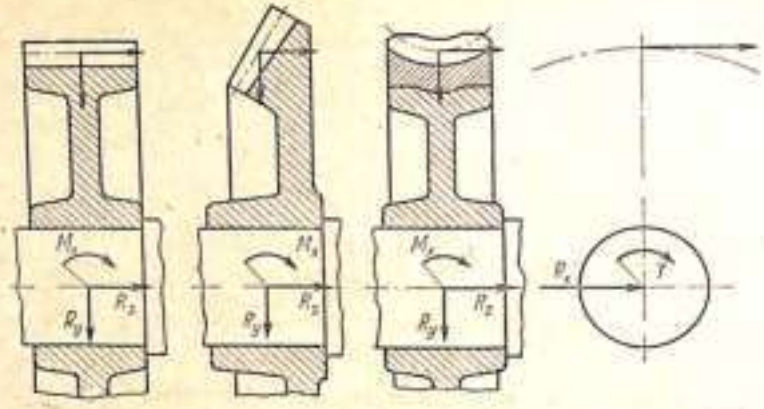


Рис. 9.7. Приведение расчетных нагрузок к оси вала

тящего момента T, осевой R_x, радиальных R_z, R_y сил и моментов M_x, M_y, действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 9.7).

Для приведения сил к геометрической оси вала распределенную нагрузку в зацеплении заменяют сосредоточенной силой, приложенной в середине зубчатого венца. Определение сосредоточенной силы и ее проекций рассмотрено в § 2.1 для цилиндрических, в § 4.2 для конических и в § 5.1 для червячных колес. На валы основных звеньев планетарных передач от усилий в зацеплениях передается только часть нагрузки (см. § 6.4), обусловленная неравномерным распределением нагрузки между сателлитами.

Нагрузки на консольные участки валов, обусловленные погрешностями монтажа и изготовления втулочно-пальцевых и зубчатых муфт, рассмотрены в § 13.2, 13.3.

Осевые моменты инерции и сопротивления определяют с учетом ослабления сечений шпоночными канавками и шлицевыми пазами как для круглых сечений с эффективным диаметром:

для вала со шпоночной канавкой глубиной t

$$d_{эф} \approx d - 0{,}5t;$$

для шлицевого вала с наружным D и внутренним d диаметрами

$$d_{эф} \approx D - 0{,}65\,(D - d).$$

Если на вал напрессована ступица диаметром D и длиной L, то эквивалентный диаметр участка вала принимают равным $d_{эф}$. Величину $d_{эф}$ при $D/d \geqslant 1{,}7$ определяют из рис. 9.8 в зависимости от относительного натяга N/d и величины отношения L/d.

Расчет валов (осей) на выносливость ведут по наибольшей длительно действующей нагрузке с учетом режима нагружения (см. с. 40). За наибольшую длительно действующую нагрузку принимают нагрузку, повторяемость которой за время работы составляет не менее 10^3 циклов.

В нескольких сечениях вала, выбираемых с учетом концентраторов и эпюр моментов, определяют коэффициент запаса прочности на выносливость и сравнивают его с допускаемым:

$$\left.\begin{aligned} S &= S_\sigma S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geqslant [S]; \\ S_\sigma &= \sigma_{-1}/(\sigma_a K_{\sigma D}/K_{\sigma\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m); \\ S_\tau &= \tau_{-1}/(\tau_a K_{\tau D}/K_{\sigma\tau} + \psi_\tau \tau_m). \end{aligned}\right\} \quad (9.2)$$

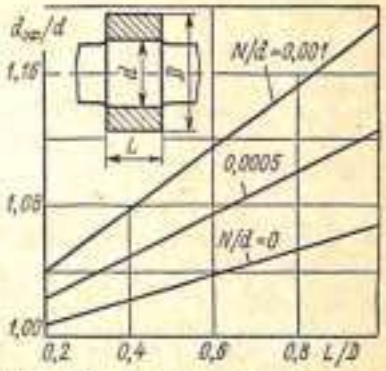


Рис. 9.8. К определению эквивалентного расчетного диаметра участка вала со ступицами, установленными с натягом

Механические характеристики σ_{-1}, τ_{-1} материалов даны в гл. 2. Амплитудные и средние значения нормальных и касательных напряжений определяют по зависимостям:

$$\sigma_a = 0{,}5(1 - R_\sigma) M/W_u; \quad \sigma_m = 0{,}5(1 + R_\sigma) M/W_u;$$
$$\tau_a = 0{,}5(1 - R_\tau) T/W_p; \quad \tau_m = 0{,}5(1 + R_\tau) T/W_p.$$

Изгибающий момент $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$, где M_x и M_y – изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Влиянием осевых и перерезывающих сил на напряжение обычно пренебрегают. Для валов и осей, вращающихся относительно векторов нагрузок, коэффициент асимметрии цикла изменения нормальных напряжений назначают $R_\sigma = -1$, а для невращающихся относительно векторов нагрузок $R_\sigma = 0$. Обычно для валов, работающих при нереверсивной нагрузке, принимают $R_\tau = 0$, а для валов реверсируемых передач $R_\tau = -1$.

При эквивалентном числе циклов изменения напряжений изгиба или кручения больше базового $N_0 = 4 \cdot 10^6$ ($N_{E\sigma} > N_0$ и $N_{E\tau} > N_0$) принимают $K_{\sigma\sigma} = K_{\sigma\tau} = 1$. При числе циклов изменения напряжений меньше базового

$$K_{\sigma\sigma} = K_{\sigma\tau} = \sqrt[m]{N_0/N_E}.$$

Если коэффициент $K_\sigma > 1{,}7$, то ограничивают $K_\sigma = 1{,}7$. Для нормализованных и улучшенных валов принимают $m = 6 \div 7$. Для сечений упрочненных валов с концентраторами $m = 8 \div 9$. Принятые здесь показатели степени m используют также при определении эквивалентного числа циклов (см. стр. 42).

Для нормализованных и улучшенных легированных сталей при $\sigma_b > 800$ МПа принимают коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла $\psi_\sigma = 0{,}3 \div 0{,}4$; $\psi_\tau = 0{,}15 \div 0{,}20$. Для сечений валов, подвергнутых поверхностному упрочнению (цементации, азотированию), выбирают соответственно $\psi_\sigma = 0{,}6$; $\psi_\tau = 0{,}4$ и $\psi_\sigma = 0{,}8$; $\psi_\tau = 0{,}5$.

Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределу выносливости деталей вычисляют по формулам:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/\varepsilon_\sigma + K_\sigma^n - 1)/K_y; \quad K_{\tau D} = (K_\tau/\varepsilon_\tau + K_\tau^n - 1)/K_y,$$

где эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ, K_τ коэф-

фициенты влияния абсолютных размеров ε_σ, ε_τ, коэффициенты, учитывающие шероховатость поверхности $K_\sigma^n \approx K_\tau^n$ и упрочняющую обработку K_y, определяют по справочным таблицам или графикам (см., например, работу [36, с. 67—74]). Если в рассматриваемом сечении имеется несколько концентраторов напряжений, то учитывают лишь тот, у которого отношение $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ больше.

Допускаемые значения коэффициента запаса принимают $[s] = 1{,}3 \div 1{,}5$, если известны фактические нагрузки, расчетная схема и достоверны механические характеристики материала. Бо́льшие значения коэффициентов запаса $[s] = 1{,}6 \div 2{,}0$ принимают для коротких валов и осей ($L/D \leqslant 3$) в связи с приближенностью расчетной схемы и отклонением действительного значения коэффициента асимметрии цикла от принятого в расчете. Если $s < [s]$ и увеличение размеров сечения невозможно, то наиболее эффективным способом повышения выносливости является применение упрочняющей обработки.

Расчет валов (осей) на статическую прочность ведут по наибольшей кратковременной нагрузке, которую определяют исходя из наиболее тяжелых условий работы с учетом динамических нагрузок и колебаний. *В нескольких сечениях вала, назначаемых с учетом эпюры моментов и размеров сечений*, определяют коэффициент запаса прочности по пределу текучести и сравнивают его с допускаемым $[s_\tau] = 1{,}5 \div 2{,}0$

$$s_\tau = s_{\sigma\tau} s_{\tau\tau} / \sqrt{s_{\sigma\tau}^2 + s_{\tau\tau}^2} \geqslant [s_\tau]. \qquad (9.3)$$

Здесь $s_{\sigma\tau} = \sigma_\tau W_u / M_{max}$; $s_{\tau\tau} = \tau_\tau / (T_{max}/W_\rho + 1{,}33 Q_{max}/A)$, где M_{max}, T_{max}, Q_{max} — наибольшие значения изгибающего и крутящего моментов и перерезывающей силы в рассчитываемом сечении; σ_τ, τ_τ — предел текучести материала вала по нормальным и касательным напряжениям (см. табл. 2.2); A — площадь сечения.

Для большинства редукторных и приводных валов наибольшие кратковременные нагрузки пропорциональны длительно действующим. В этом случае для определения кратковременных нагрузок достаточно умножить значения длительно действующих расчетных усилий на коэффициент пропорциональности, который может быть принят равным отношению пускового момента приводного электродвигателя к номинальному моменту.

§ 9.3. Шпоночные соединения

Наиболее распространены *призматические шпонки* (рис. 9.9), размеры сечений которых выбирают в зависимости от диаметра вала d. Материал шпонок — сталь 45 или Ст6 с пределом прочности $\sigma_в = 590 \div 750$ МПа. *Длину* призматических шпонок l (мм) выбирают из стандартного ряда в соответствии с расчетом на смятие по боковым сторонам шпонки

$$l_р \geqslant 2T \cdot 10^3 / [d(h - t_1)[\sigma_{см}]], \qquad (9.4)$$

где T — наибольший крутящий момент с учетом динамических нагрузок *при пуске или внезапном торможении*, Н·м; h — высота шпонки; t_1 — заглубление шпонки в вал, $t_1 \approx 0{,}6h$, мм.

Рабочая длина шпонки $l_р$ равна длине l призматической шпонки с плоскими торцами. При скругленных торцах $l = l_р + b$, где b — ширина

шпонки. Если для принятой конструктивно длины ступицы не может быть подобрана шпонка соответствующей длины, то применяют шлицевое соединение или комбинацию призматической шпонки и соединения с гарантированным натягом.

Допускаемые напряжения для шпонки назначают в зависимости от предела текучести $\sigma_т$ материала шпонки или сопряженных деталей, если их прочность ниже прочности шпонки:

$$[\sigma_{см}] = \sigma_т/[s].$$

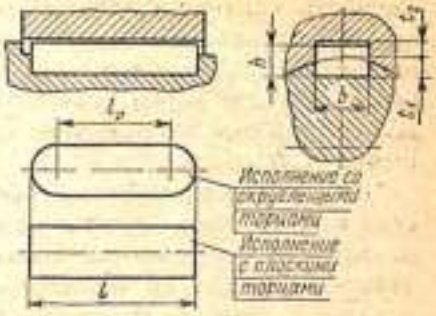


Рис. 9.9. Соединение с призматической шпонкой

При нереверсивной малоизменяющейся нагрузке $[s] = 1{,}9 \div 2{,}3$; при нереверсивной нагрузке с частыми пусками и остановами $[s] = 2{,}9 \div 3{,}5$. При реверсивной нагрузке указанные значения $[s]$ повышают на 30 %. Для шпонок из чистотянутой стали 45 принимают $\sigma_т \approx 350$ МПа, из стали Ст6 $\sigma_т = 450$ МПа. Для ступиц из чугуна марки СЧ 18-36 принимают $\sigma_т = 130$ МПа.

Для установки шпонки в паз вала рекомендуют переходную посадку P9/h9, а в паз отверстия H9/h9 или J_S9/h9 – посадки с зазором. Сборка соединения без смятия рабочих поверхностей возможна, если перекос шпонки $\Delta_п$ относительно пазов ступицы и вала на длине соединения $l_р$ не превышает величину зазора в сопряжении. Относительный поворот $\gamma = \Delta_с/d$ ступицы и вала компенсирует смещение $\Delta_с$ шпоночного паза относительно осей отверстия и вала, но приводит к несовпадению рабочих поверхностей. Для снижения неравномерности распределения напряжений по длине и высоте шпонки, а также свободной сборки соединения устанавливают допуск на перекос $\delta_п \leqslant 0{,}5\delta_ш$ и на смещение $\delta_с \leqslant 2\delta_ш$, где $\delta_ш$ – допуск на ширину шпоночного паза.

При изготовлении шпоночного паза на валу дисковой фрезой коэффициент концентрации напряжений меньше, чем при изготовлении пальцевой фрезой. Дисковая фреза обеспечивает также более точное изготовление паза, однако необходимо предусматривать место для свободного выхода фрезы.

Цилиндрические шпонки (штифты) удобны для установки с торца ступицы. Отверстия под эти шпонки изготавливают при сборке, в сопряжении обеспечивают посадку с натягом H7/r6. Диаметр шпонки $d \approx \approx (0{,}13 \div 0{,}16)\,d_в$, где $d_в$ – диаметр вала. В соответствии с ГОСТ 3128 – 70 d должен быть равен 6; 8; 10; 12; 16 мм. Размер $l \approx (3 \div 4)\,d$ согласовывают с рядом чисел: 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 65.

Число шпонок, необходимое для передачи заданного максимального момента, определяют по формуле

$$z = 16T \cdot 10^3/\{\pi d_в dl\,[\sigma_{см}]\}. \qquad (9.5)$$

Допускаемые напряжения для круглых и конических шпонок можно увеличить на 25 – 30 % по сравнению с призматическими шпонками в связи с более точной расчетной схемой и полным совпадением пазов в валу и ступице.

§ 9.4. Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые соединения выполняют с прямобочным по ГОСТ 1139 – 80 (рис. 9.10, *а – в*), эвольвентным по ГОСТ 6033 – 80 (см. рис. 9.10, *г – е*) или треугольным профилем. У эвольвентных соединений нагрузочная способность выше, чем у прямобочных. Номинальная площадь контакта эвольвентных зубьев больше или равна площади контакта прямобочных шлицев тяжелой серии, а коэффициент концентрации напряжений на валу меньше. Соединения с треугольным профилем зубьев имеют ограниченную область применения, например, для соединения торсионных валов или тонкостенных валов и ступиц. В большинстве случаев соединения с треугольным профилем могут быть заменены эвольвентными, и поэтому ниже исключены из рассмотрения.

Наружный диаметр и длину шлицевого соединения задают при конструировании вала. Длина шлицев может быть принята $l \leqslant 1{,}5D$. При $l > 1{,}5D$ резко возрастает неравномерность распределения удельной нагрузки по длине соединения и трудоемкость изготовления. При проектировании соединений необходимо учитывать, что для изготовления шлицев протяжкой в ступице следует выполнять сквозное отверстие. В глухих

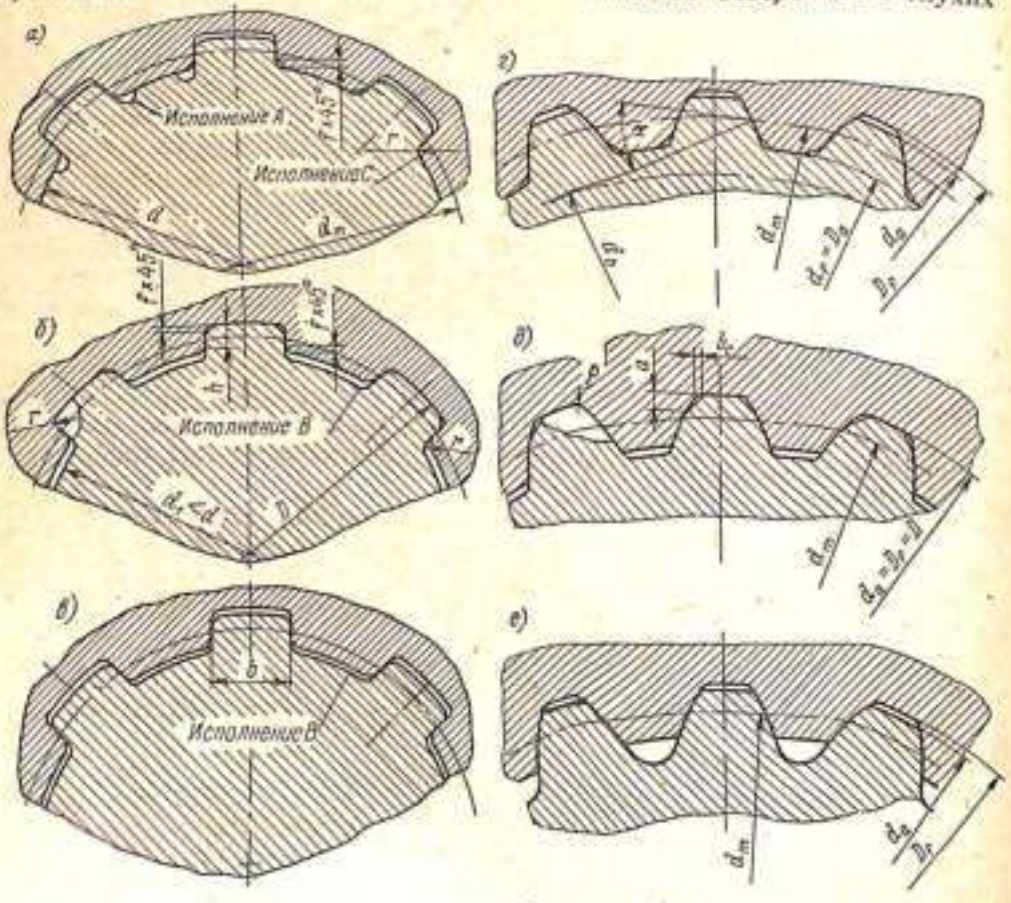


Рис. 9.10. Шлицевые соединения с прямобочными и эвольвентными профилями

отверстиях ступиц с необходимой точностью возможно изготовление только эвольвентных шлицев ограниченной длины ($l < 0{,}4D$) методом обкатки на зубодолбежных станках.

Выбор типа центрирования зависит от требований к точности центрирования, твердости ступицы и вала, а также от нагрузок, действующих на соединение.

Центрирование по наружному или внутреннему диаметрам обеспечивает более высокую точность взаимного положения вала и ступицы. Если твердость ступицы $H < 350$ НВ, то применяют центрирование по наружному диаметру: ступицы обрабатывают протяжкой или долбяком, наружный диаметр шлицевого вала шлифуют. Радиус скругления r или ρ впадины ступицы должен быть больше, чем фаска $f \times 45°$ на прямобочных (рис. 9.10, *б*) или $a \times b_c$ на эвольвентных зубьях (рис. 9.10, *д*) ($a = 0{,}05m$, $b_c = 0{,}1m$).

К центрированию по внутреннему диаметру приходится прибегать при твердости деталей соединения $H > 350$ НВ, когда затруднена калибровка ступицы протяжкой или дорном после термообработки. В этом случае окончательную обработку отверстия в ступице осуществляют на внутришлифовальном станке, а шлифование пазов вала обеспечивают профилированными кругами. Форма дна шлифуемой впадины на валах может быть принята в соответствии с рис. 9.10, *а* для прямобочных зубьев (исполнение *А* или *С*), а для эвольвентных зубьев – плоская форма дна (рис. 9.10, *г*).

Центрирование по наружному или внутреннему диаметрам с минимальными зазорами или натягом следует применять при нагружении соединения радиальной силой или изгибающим моментом. В этом случае боковые поверхности шлицев могут быть частично или полностью разгружены от восприятия радиальной силы, а также опрокидывающего момента и могут передавать крутящий момент при меньших относительных перемещениях шлицевого вала и ступицы, что способствует снижению изнашивания соединения.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев применяют в условиях динамического или реверсивного нагружения большим крутящим моментом, а также при жестких требованиях к величине мертвого хода. В курсовом проектировании этот тип центрирования обычно не используют.

Допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений назначают в соответствии с ГОСТ 1139–80. Предпочтительно применение посадок: для центрирующего наружного диаметра D – H7/f7, H7/f7; для центрирующего внутреннего диаметра d – H7/g6, H7/j$_s$6.

По нецентрирующим диаметрам предусматривают значительный зазор: для наружного диаметра – H12/a11; для внутреннего диаметра – H11/a11. При центрировании по наружному диаметру предпочтительно применение посадок боковых сторон зубьев F8/f7, F8/j$_s$7, а при центрировании по внутреннему диаметру – F10/f9, F10/j$_s$7. Предельные отклонения от параллельности сторон зубьев вала и впадин втулки относительно оси центрирующей поверхности не должны превышать на длине 100 мм: 0,03 мм – в соединениях повышенной точности и 0,05 мм – в соединениях нормальной точности.

Обозначение соединения с прямобочными зубьями должно содержать: букву, обозначающую поверхность центрирования; число зубьев z и номинальные размеры d, D, b соединения; обозначения посадок диаметров и размера b, помещенные после соответствующих размеров. Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

Пример обозначения соединения с центрированием по наружному диаметру, числом зубьев $z = 10$, внутренним диаметром $d = 72$ мм, наружным диаметром $D = 82$ мм, шириной зуба $b = 12$ мм, посадками по наружному диаметру H7/j,6, по внутреннему – H11/a11 и по размеру b F8/f8: $D - 10 \times 72H11/a11 \times 82H7/j,6 \times 12F8/f8$. Пример условного обозначения ступицы и вала того же соединения соответственно: $D - 10 \times 72H11 \times 82H7 \times 12F8$; $D - 10 \times 72a11 \times 82j,6 \times 12f8$.

Допуски и посадки эвольвентных шлицевых соединений назначают в соответствии с ГОСТ 6033 – 80. Стандарт устанавливает два вида допусков ширины впадины втулки и толщины зуба вала: T_s (T_s) – допуск ширины впадины втулки (толщины зуба вала), контролируемый в случаях, когда не применяют комплексный калибр; T – суммарный допуск, включающий отклонение собственно ширины впадины (толщины зуба) и отклонение формы и расположения элементов профиля впадины (зуба), контролируемый комплексным калибром. Для сопряжения зуба вала и впадины ступицы принята система отверстия. Установлены следующие ряды основных отклонений: для ширины впадины ступицы – H и три степени точности: 7, 9, 11; для толщины зуба вала – r, p, n, k, h, g, f, d, c, a и пять степеней точности: 7, 8, 9, 10, 11. Поля допусков обозначают в виде числа, показывающего степень точности, за которым следует буква, указывающая основное отклонение.

При центрировании соединения по боковым сторонам зубьев для предпочтительного применения рекомендуют следующие посадки по боковым поверхностям зубьев: 7H/9r, 7H/8p, 7H/7n, 7H/8k, 7H/7h, 9H/8k, 9H/9h, 9H/9g, 9H/7f, 9H/8f, 11H/10d.

При центрировании по наружному диаметру предпочтительными являются посадки: H7/n6, H7/j,6, H7/h6, H7/g6, H7/f7. Поля допусков ширины впадины ступицы принимают 9H и 11H, а поля допусков толщины зуба вала 9h, 9g, 9d, 11c и 11a.

При плоской форме дна впадины пазов вала допускается центрирование по внутреннему диаметру. Предпочтительными являются посадки: H7/n6, H7/h6, H7/g6. Поля допусков ширины впадины ступицы и толщины зуба вала выбирают те же, что и при центрировании по наружному диаметру.

Обозначение эвольвентных шлицевых соединений содержит: номинальный диаметр соединения D; модуль m; обозначение посадки соединения, помещаемое после размеров центрирующих элементов; номер стандарта.

Пример обозначения соединения $D = 70$ мм; $m = 3$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев и посадкой по боковым поверхностям зубьев 9H/8k: $70 \times 3 \times 9H/8k$ ГОСТ 6033 – 80.

Пример обозначения вала и ступицы того же соединения соответственно: $70 \times 3 \times 8k$ ГОСТ 6033 – 80; $70 \times 3 \times 9H$ ГОСТ 6033 – 80.

Пример обозначения соединения $D = 60$; $m = 2$ мм с центрированием по наружному диаметру и посадкой по диаметру центрирования H7/h6: $60 \times H7/h6 \times 2$ ГОСТ 6033 – 80.

Пример обозначения соединения $D = 60$; $m = 2$ мм с центрированием по внутреннему диаметру и посадкой по диаметру центрирования H7/g6: $i60 \times 2 \times$ H7/g6 ГОСТ 6033 – 80.

Расчет шлицевых соединений выполняют по условным напряжениям $\sigma = 2T \cdot 10^3/(zlhd_m)$:

на смятие

$$\sigma \leqslant [\sigma_{см}]; \qquad (9.6)$$

на изнашивание

$$\sigma \leqslant [\sigma_{изн}] K_{cE}. \qquad (9.7)$$

Здесь T – расчетный крутящий момент, передаваемый соединением, Н·м; l, d_m – длина и средний диаметр соединения, мм; h – высота поверхности контакта зубьев ($h = 0{,}9m$ – для эвольвентных и $h = (D - d)/2 - 1{,}4f$ – для прямобочных шлицевых соединений), мм; $[\sigma_{изн}]$ – условные допускаемые напряжения при расчете соединения на изнашивание, МПа (табл. 9.2); K_{cE} – коэффициент, учитывающий число оборотов соединения и режим нагрузки [см. формулу (9.10)].

Таблица 9.2

Допускаемые напряжения $[\sigma_{изн}]$ (МПа) при расчете шлицевых соединений на изнашивание*

Относительные параметры нагрузки		Термическая обработка и твердость вала (ступицы)					
$\psi = \frac{d_m F}{2T}$	$\varepsilon = \frac{M}{Fl}$	Без обработки 20 HRC	Улучшение 28 HRC	Закалка			Цементация или азотирование 60 HRC
				40 HRC	45 HRC	52 HRC	
0,59	0	38	42	55	69	75	83
	0,25	21	23	29	36	39	44
	0,50	18	21	25	32	35	39
0,50	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	72
	0,50	22	26	34	42	45	50
0,42	0	65	76	92	116	127	141
	0,25	42	49	60	75	82	91
	0,50	35	41	50	63	68	76
0,35	0	73	85	105	130	142	158
	0,25	52	60	77	97	105	117
	0,50	38	45	60	75	80	90

* Указанные напряжения следует снижать: на 25 % – при работе с частыми реверсами; на 40 % – при ограниченной смазке или смазке с загрязнением; в 2,5 – 3 раза – при осевых перемещениях ступицы относительно вала под нагрузкой (например, в шлицевых соединениях шарнирных муфт); указанные напряжения можно повысить при нулевом зазоре по центрирующему диаметру: на 25 – 30 % – при $\varepsilon = 0$; на 35 – 40 % – при $\varepsilon = 0{,}25$; на 40 – 45 % – при $\varepsilon = 0{,}50$.

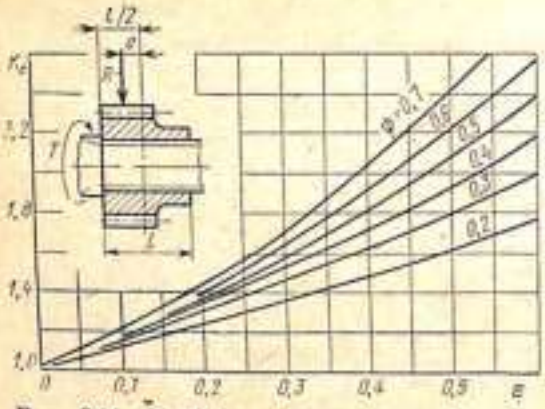


Рис. 9.11. Коэффициент K_e в зависимости от параметров: $e = M/(lF)$ и $\psi = 0{,}5d_mF/T$

В соответствии с ГОСТ 21425–75 допускаемые напряжения при расчете зубчатых соединений на смятие определяют по формуле

$$[\sigma_{см}] = \sigma_т/([s]\,K_д K_{см}), \quad (9.8)$$

где $\sigma_т$ – предел текучести материала зубьев детали меньшей твердости, МПа (для материалов с поверхностным упрочнением принимают предел текучести поверхностного слоя); $[s] = 1{,}25 \div 1{,}40$ – коэффициент запаса (нижние значения для незакаленных поверхностей, верхние – для закаленных); $K_д = T_{max}/T$ – коэффициент динамичности нагрузки (T_{max} – максимальный момент, действующий на соединение, например, при пусках или торможении); $K_{см}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений смятия по рабочим поверхностям зубьев.

Величина $K_{см}$ зависит от точности изготовления, сочетания внешних нагрузок (радиальной силы R и опрокидывающего момента M), крутильной жесткости вала и ступицы. $K_{см} = K_н K_ψ K_β$.

Если начальная погрешность шагов и непараллельность зубьев осям вала и ступицы на длине соединения L не более 0,02 мм, то коэффициент, учитывающий погрешности изготовления, $K_н = 1{,}1 \div 1{,}2$. При более грубом изготовлении принимают $K_н = 1{,}3 \div 1{,}6$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_ψ$ зависит от безразмерного параметра $\psi = 0{,}5d_mR/T$, отражающего влияние силы R, нормальной к оси соединения:

ψ	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$K_ψ$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине соединения обычно определяют по формуле

$$K_β = K_l + K_e - 1, \quad (9.9)$$

в которой коэффициент K_l учитывает кручение вала и ступицы на длине соединения l, а коэффициент K_e – действие на ступицу опрокидывающего момента M. Формула (9.9) справедлива при концентрации нагрузки у одного и того же сечения соединения от кручения вала и действия опрокидывающего момента. Например, на рис. 9.11 место подвода крутящего момента (слева) совпадает с местом концентрации нагрузки от действия опрокидывающего момента (сила R, создающая опрокидывающий момент $M = Re$, смещена от середины соединения влево). При смещении e в сторону, противоположную месту приложения крутящего момента, коэффициент $K_β$ принимают равным большему из значений K_l и K_e.

Таблица 9.3

Коэффициент K_l для прямобочных зубчатых соединений *

Серия	Наружный диаметр соединения D, мм	Величина K_l при отношении L/D			
		0,75	1,0	1,25	1,5
Легкая	До 26	1,20	1,3	1,5	1,7
	30–50	1,30	1,5	1,7	2,0
	50–120	1,50	1,8	2,2	2,6
Средняя	До 19	1,34	1,6	1,85	2,1
	20–30	1,40	1,7	2,0	2,3
	32–50	1,60	1,9	2,4	2,8
	54–112	1,80	2,4	2,9	3,5
	Св. 112	2,05	2,8	3,4	4,1
Тяжелая	До 23	1,65	2,0	2,5	3,0
	23–32	1,85	2,4	2,9	3,5
	35–65	2,05	2,7	3,4	4,1
	72–102	1,90	2,9	3,6	4,3
	Св. 102	2,00	3,1	3,9	4,7

* Расчетная длина шлицевого соединения L при определении коэффициента K_l должна быть выбрана в зависимости от соотношения наружного диаметра ступицы $D_{ст}$ и среднего диаметра соединения d_m, а также схемы конструкции соединения. Если $D_{ст}/d_m \geq 1,8$, то $L = l$. Если $D_{ст}/d_m = 1,4 \div 1,6$, то $L = 1,1l$ при одностороннем подводе и съеме крутящего момента к ступице и валу; $L = 0,8l$ при противоположных сторонах подвода и съема крутящего момента со ступицы и вала.

В общем случае принимают параметры $\varepsilon = M/(lR)$ и $\psi = 0,5d_mR/T$, для шлицевого соединения прямозубого колеса с валом (рис. 9.11) – $\psi = d_m/(d_w \cos\alpha_w)$; $\varepsilon = e/l$. Для повышения нагрузочной способности шлицевого соединения косозубого колеса осевое усилие в зацеплении следует направлять в сторону уменьшения опрокидывающего момента от радиальной силы. Если радиальная сила, действующая на соединение, мала, то для определения коэффициента K_e можно использовать зависимость

$$K_e = 1 + 6d_mM/(K_\psi lT).$$

Для прямобочных шлицевых соединений значения коэффициента K_l даны в табл. 9.3. Для эвольвентных шлицевых соединений можно использовать зависимость коэффициента K_l от безразмерного параметра $\xi = L/\sqrt{Dm}$, где L – условная длина соединения (см. примечания к табл. 9.3); D – наружный диаметр, мм; m – модуль эвольвентного соединения.

ξ	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
K_l	1,36	1,6	2,2	2,84	3,6	4,26	5,0

Для известной гистограммы нагрузок и частот вращения коэффициент $K_{\varepsilon E}$ определяют по формуле

$$K_{\varepsilon E} = \sqrt[3]{\sum_i (T_i/T)^3 N_i/N_0}, \qquad (9.10)$$

где N_i – число оборотов соединения относительно вектора нагрузки при действии крутящего момента T_i; N_0 – условное базовое число оборотов соединения относительно вектора нагрузки, $N_0 = 10^8$

§ 9.5. Цилиндрические и конические соединения с гарантированным натягом

Посадки с натягом *H7/p6*, *H7/z6*, *H7/s6*, *H7/z7*, *H7/u7* обеспечивают хорошее центрирование и, в большинстве случаев, надежное осевое крепление ступиц. Деформации изгиба и кручения вала и обусловленные этими деформациями микроперемещения уменьшаются при снижении отношения длины l к диаметру соединения d. Для предотвращения контактной коррозии рекомендуют принимать $l/d \leqslant 1{,}2$. Упорный бурт применяют для точной фиксации на валу насаживаемых червячных или конических колес, а также для исключения перекоса относительно коротких ступиц при $l/d < 0{,}7$.

Сборку соединений с натягом осуществляют запрессовкой, температурным деформированием или гидропрессованием. При температурном деформировании достигается наибольшее сопротивление смещению сопряженных деталей, так как в контакте можно исключить адсорбированный слой смазки, шероховатости не сглаживаются и не уменьшают натяг. После нагрева ступицы до температуры ϑ_2 и охлаждения вала до температуры ϑ_1 в соединении необходимо обеспечивать дополнительный зазор S_{min} (мкм), приравниваемый минимальному зазору в посадке H7/g6:

$$N_{max} + S_{min} \leqslant d \cdot 10^3 [\alpha_2 (\vartheta_2 - \vartheta) - \alpha_1 (\vartheta_1 - \vartheta)],$$

где N_{max} – максимальный натяг в соединении, мкм; ϑ – температура ступицы и вала в исходном состоянии; α_2, α_1 – коэффициенты линейного расширения ступицы и вала (принимают $\alpha = 1{,}2 \cdot 10^{-5}$ К$^{-1}$; $\alpha = 1 \cdot 10^{-5}$ К$^{-1}$ соответственно для стали и чугуна).

При нагреве только ступицы $\vartheta_1 = \vartheta$ и

$$\vartheta_2 \geqslant \vartheta + 10^{-3} (N_{max} + S_{min})/(\alpha_2 d); \qquad (9.11)$$

при охлаждении только вала $\vartheta_2 = \vartheta$

$$\vartheta_1 \leqslant \vartheta - 10^{-3} (N_{max} + S_{min})/(\alpha_1 d). \qquad (9.12)$$

Для сборки прессованием соединения с призматической шпонкой следует предусматривать направляющий цилиндрический участок вала с допуском по $d11$ (см. рис. 9.4, *в*), который облегчает совмещение шпоночного паза в ступице со шпонкой вала. Чтобы увеличить посадочную длину соединения с натягом, там, где это возможно, шпонку выпускают за пределы ступицы на длину приблизительно $0{,}6b$. Установка призматической шпонки позволяет повысить надежность и уменьшить расчетный момент $T_{г.н}$, воспринимаемый соединением с гарантированным натягом

$$T_{г.н} = T - T_{ш},$$

где $T_ш = 0{,}5 \cdot 10^{-3} d (h - t_1) [\sigma_{см}] l_р$ – момент, воспринимаемый шпоночным соединением, Н · м (см. § 9.3).

Для облегчения монтажа и демонтажа соединений, подвергаемых частым сборкам и разборкам (например, в испытательных стендах), применяют гидропрессование: масло под давлением подводят через отверстия в валу или ступице в кольцевую канавку между сопряженными поверхностями.

Сопротивление относительному смещению соединяемых деталей пропорционально давлению p и коэффициенту трения f на сопряженных поверхностях. В общем случае действия на соединение осевой силы S (Н) и крутящего момента T (Н · м) с учетом коэффициента запаса сцепления $K_{сц}$ необходимое давление следует выбирать по формуле

$$p \geqslant K_{сц}\sqrt{S^2 + (2T \cdot 10^3/d)^2}/(\pi dlf). \qquad (9.13)$$

Коэффициент трения для стальных и чугунных деталей определяют в зависимости от способа сборки: $f = 0{,}08$ – при сборке прессованием; $f = 0{,}12$ – при сборке гидропрессованием; $f = 0{,}14$ – при сборке температурным деформированием.

Для ответственных соединений принимают $K_{сц} = 2{,}5 \div 3{,}0$. Если в соединении устанавливают призматическую шпонку, то коэффициент запаса сцепления может быть выбран минимальным $K_{сц} = 1{,}3 \div 1{,}5$.

При действии на соединение опрокидывающего момента M (Н · м) для предупреждения раскрытия стыка, развития контактной коррозии и осевого смещения ступицы минимальное давление должно составлять не менее 25 % от среднего давления p. Из этого условия следует

$$p \geqslant 16M \cdot 10^3/(\pi dl^2). \qquad (9.14)$$

По наибольшему из приведенных значений [см. формулу (9.13) или (9.14)] давления p в соответствии с известным решением Ляме определяют вероятностный минимальный натяг $N_{p\,min}$ (мкм) и подбирают соответствующую посадку

$$N_{p\,min} = 10^3 pd\,(C_1/E_1 + C_2/E_2) + U. \qquad (9.15)$$

Здесь

$$U = 1{,}2\,(R_{z_1} + R_{z_2}),\ C_1 = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu_1;$$
$$C_2 = (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \mu_2,$$

где E_1, μ_1 и E_2, μ_2 – модуль упругости первого рода и коэффициент Пуассона соответственно охватываемой и охватывающей деталей (для стали принимают $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}3$; для чугуна $E = (1{,}0 \div 1{,}5)\,10^5$ МПа, $\mu = 0{,}25$); R_{z_1}, R_{z_2} – высота неровностей профиля поверхности охватываемой и охватывающей деталей, мкм; d_1 – диаметр отверстия в охватываемой детали (валу или оси), мм; d_2 – наружный диаметр охватывающей детали (ступицы), мм.

Вероятностный минимальный натяг является функцией гарантированного минимального и максимального натягов N_{min}, N_{max}, а также полей допусков N_D, N_d охватывающей и охватываемой деталей

$$N_{p\,min} = 0{,}5\,(N_{min} + N_{max}) - c\sqrt{N_D^2 + N_d^2}.$$

Обычно выбирают $c = 0{,}5$, что соответствует вероятности $P = 0{,}9986$ обеспечения условия $N_{p\,min} < N < N_{p\,max}$.

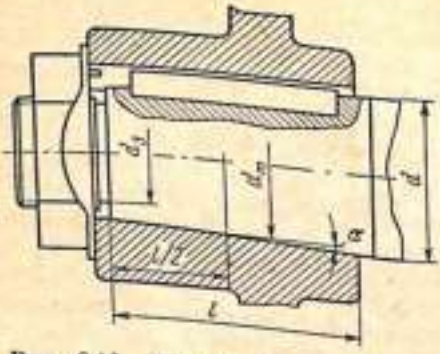


Рис. 9.12. Коническое соединение с гарантированным натягом

Для предупреждения остаточных пластических деформаций на сопряженной поверхности охватывающей детали (ступицы) следует выполнить условие

$$N_{p\max} < 0{,}5 \cdot 10^3 d\,(C_1/E_1 + C_2/E_2)\,[1 - (d/d_2)^2]\,\sigma_{t2} + U,$$

где σ_{t2} – предел текучести материала ступицы, МПа.

Вероятностный максимальный натяг равен

$$N_{p\max} = 0{,}5\,(N_{\min} + N_{\max}) + c\sqrt{N_D^2 + N_d^2}.$$

В конических соединениях натяг создают осевым смещением ступицы относительно вала. Так как упорный бурт на валу не выполняют, в конических соединениях не может быть обеспечена высокая точность фиксации ступицы на валу. Для посадки ступицы на вал без перекоса отношение длины соединения к наибольшему диаметру должно составлять $l/d > 0{,}7$.

Относительная простота безударной сборки и демонтажа, высокая надежность при действии радиальных сил и опрокидывающих моментов обеспечивает все более широкое применение конических соединений для концевых участков валов редукторов и электродвигателей (рис. 9.12, *г*). В соответствии с ГОСТ 12081–75 принимают конусность таких соединений $K = (d - d')/L = 2\operatorname{tg}\alpha = 0{,}1$. Относительное осевое смещение ступицы и вала осуществляют гайкой.

Осевое усилие S, создаваемое гайкой, и давление на сопряженной поверхности, связаны зависимостью

$$p = S/[\pi d_m l\,(f + \operatorname{tg}\alpha)\cos\alpha].$$

В связи с разбросом в значениях коэффициента трения f и сложностью контроля усилия затяжки гайки рассматриваемое коническое соединение применяют в сочетании с призматической шпонкой, повышающей надежность.

Осевое усилие S, необходимое для передачи крутящего момента T (Н · м), определяют по формуле

$$S \geqslant 2 \cdot 10^3 K_{сц} T \cos\alpha\,(f + \operatorname{tg}\alpha)/(fd),$$

где $K_{сц}$ – коэффициент запаса сцепления, $K_{сц} = 1{,}3$.

Исходя из допускаемого напряжения $[\sigma]$ (см. стр. 196) для наименьшего сечения d_3 (рис. 9.12, *а*), найдем осевую силу $S = \pi d_3^2\,[\sigma]/4$ и допускаемый крутящий момент

$$[T] \leqslant \frac{\pi d_3^2\,[\sigma]\,fd}{8 \cdot 10^{-3} K_{сц}\,(f + \operatorname{tg}\alpha)\cos\alpha}. \qquad (9.16)$$

Глава 10

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

§ 10.1. Общие сведения

При курсовом проектировании механических передач в качестве опор вращающихся деталей используют, как правило, стандартные подшипники качения, которым и посвящена настоящая глава. Необходимые сведения о подшипниках скольжения даны в работах [29], [39]. Основными параметрами, характеризующими типоразмер подшипника, являются: динамическая C и статическая грузоподъемность C_0 (см. приложение 4), предельная частота вращения n и диаметральный зазор 2δ.

Нагрузочная способность подшипников заданного диаметра и серии зависит от типа подшипника (рис. 10.1). С увеличением диаметра подшипника, а также при переходе от легких серий к более тяжелым нагрузочная способность возрастает, а предельная частота вращения снижается. Отношение долговечностей сравниваемых подшипников равно отношению их динамических грузоподъемностей в степени 3 и 3,33 соответственно для шариковых и роликовых подшипников. Роликоподшипники в сравнении с шариковыми обладают меньшей быстроходностью, более высокой несущей способностью (рис. 10.1) и жесткостью, но более чувствительны к перекосам осей колец.

Это означает, что при заданном угле перекоса несущая способность роликового подшипника снижается больше, чем шарикового. Поэтому применение роликоподшипников сопровождается повышенными требованиями к точности посадочных поверхностей под наружные кольца, жесткости элементов конструкции (в первую очередь валов) и точности фиксирования колец.

При выборе подшипников необходимо принимать во внимание не только конструктивные, но и экономические соображения. При $d < 55 \div 60$ мм одними из самых дешевых являются радиальные однорядные шарикоподшипники, которые нашли благодаря этому широкое распространение. Однако использование этих подшипников не всегда приводит к рациональному и наиболее дешевому варианту конструкции. Замена шарикоподшипников более дорогими роликоподшипниками часто позволяет существенно снизить размеры и массу опорного узла или увеличить промежуток времени между заменой подшипников (см. работу [36], рис. 19.16).

Условные обозначения подшипников разделяют на основные и дополнительные.

Основные условные обозначения характеризуют внутренний диаметр подшипника, серию, тип и конструктивные особенности.

Для подшипников с внутренним диаметром $20 \leqslant d < 500$ первые две цифры (справа налево), умноженные на пять, определяют внутренний диаметр.

Третья цифра указывает серию подшипника: 8, 9 – сверхлегкая; 1 – особолегкая; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая; 5 – легкая широкая; 6 – средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника: 0 – радиальный шариковый; 1 – радиальный шариковый сферический; 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – радиальный роликовый сферический; 4 – радиальный с длинными цилиндрическими роликами; 5 – радиальный с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый; 7 – роликовый конический; 8 – упорный шариковый; 9 – упорный роликовый. Цифры, следующие за четвертой, характеризуют конструктивные особенности исполнения внутреннего или наружного колец.

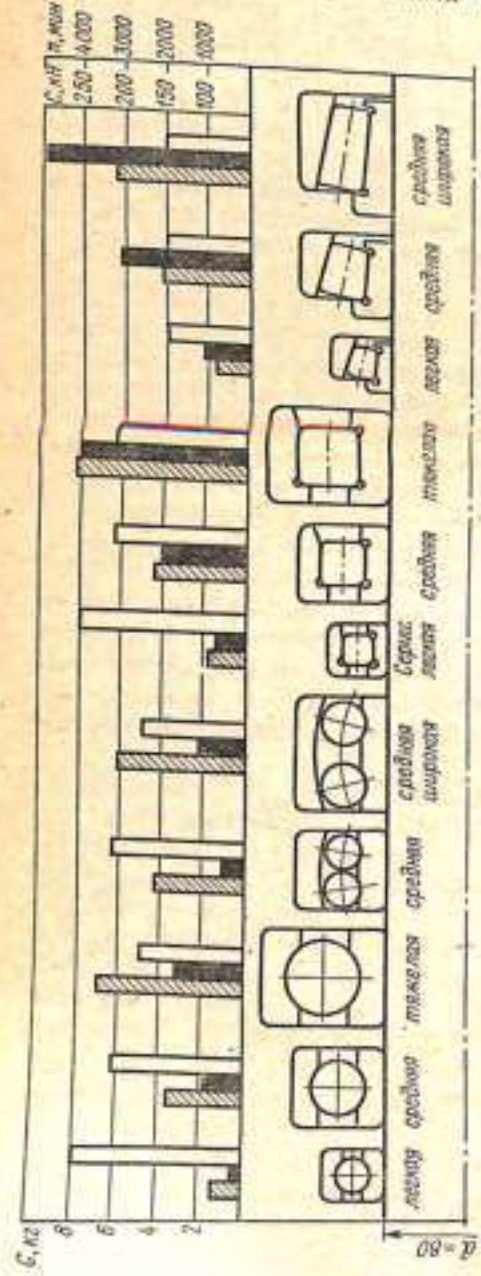


Рис. 10.1. Сравнительные параметры подшипников различных типов и серий при внутреннем диаметре $d = 80$ мм: ▨ – масса G; ■ – динамическая грузоподъемность C; □ – предельная частота вращения n

Дополнительные условные обозначения проставляют через дефис слева и справа от основных. Класс точности подшипника (0, 6, 5, 4, 2 – в порядке возрастания) указывают слева от основного условного. Диаметральный зазор подшипников обозначают номером дополнительного ряда и указывают перед классом точности подшипника.

Пример обозначения: 3-0-42109 – подшипник $d = 45$ мм, особолегкой серии, радиальный, с короткими цилиндрическими роликами, однорядный (типа 2000, исполнения 42000), класса точности 0, с диаметральным зазором по ряду 3.

§ 10.2. Характеристика основных типов подшипников качения

Радиальные шариковые однорядные подшипники (рис. 10.2) воспринимают как радиальные, так и ограниченные двусторонние осевые нагрузки. Они обеспечивают осевое фиксирование вала в двух направлениях, но из-за малой радиальной и осевой жесткости точность фиксирования относительно невелика. Высокоскоростные подшипники изготавливают с массивным стальным, латунным или бронзовым сепаратором. Радиальные шарикоподшипники типа 0000 выпускают в различных исполнениях, основные из которых представлены на рис. 10.2. Канавка на наружном кольце подшипников

исполнений 50000 предназначена для осевого фиксирования пружинными кольцами. Исполнения 60000 и 80000 используют для опорных узлов, работающих в загрязненных условиях.

Радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 10.3) предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Подшипники исполнений 12000 и 42000 могут также воспринимать умеренную одностороннюю, а подшипники исполнений 6200 и 92000 – двустороннюю осевую нагрузку. Подшипники исполнений 292000 и 502000 используют в узлах с ограниченными диаметральными размерами (рис. 18.14, *а*).

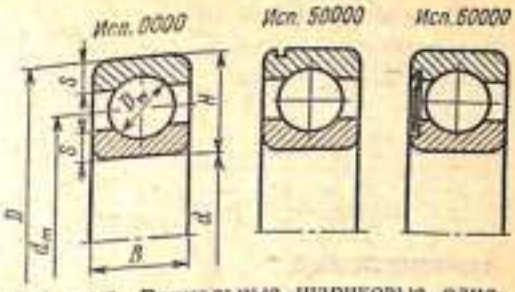


Рис. 10.2. Радиальные шариковые однорядные подшипники типа 0000

Ориентировочные соотношения, рекомендуемые при вычерчивании подшипников: $D_w = 0{,}6H$; $S = 0{,}3H$; $H = 0{,}5(D - d)$

Радиальные игольчатые роликоподшипники (рис. 10.4) воспринимают только радиальную нагрузку. Обладают высокой нагрузочной способностью и малыми диаметральными размерами в сравнении с подшипниками других типов, имеют сравнительно небольшие значения n.

Радиальные шариковые двухрядные сферические (самоустанавливающиеся) подшипники (рис. 10.5, *а*) используют для восприятия радиальных нагрузок обычно в тех узлах, где не представляется возможность обеспечить достаточную соосность осей колец подшипника. Внутренняя беговая дорожка наружного кольца имеет сферическую поверхность, что неблагоприятно сказывается на контактной прочности в сравнении с шариковыми подшипниками типа 0000. Радиальные роликовые двухрядные

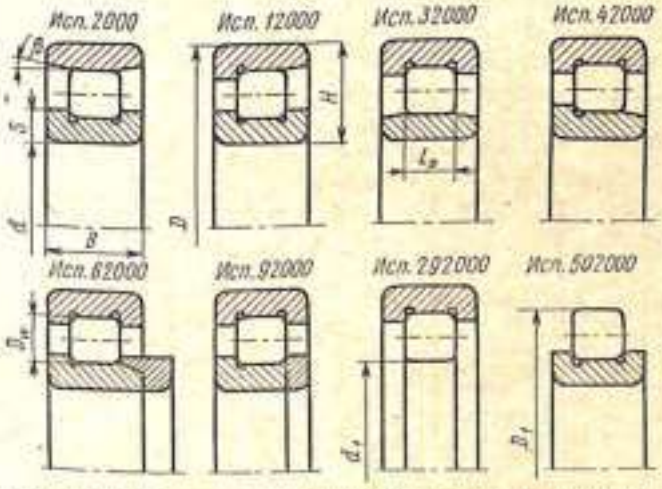


Рис. 10.3. Радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 2000

Ориентировочные соотношения, рекомендуемые при вычерчивании подшипников: $D_w = l_p = 0{,}5H$; для широких серий $l_p = 1{,}5D_w$; $S = 0{,}35H$; $H = 0{,}5(D - d)$; $\beta = 10°$

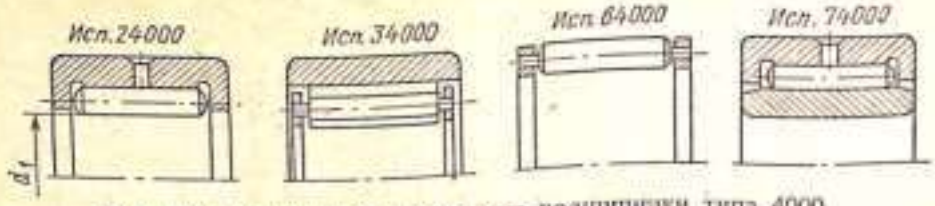


Рис. 10.4. Радиальные игольчатые подшипники типа 4000

сферические подшипники с бочкообразными роликами (рис. 10.5, *б*) отличаются от сферических шарикоподшипников повышенной нагрузочной способностью и жесткостью.

Радиально-упорные шариковые подшипники (рис. 10.6) выпускаются в пяти основных исполнениях в различных модификациях, отличающихся углом контакта α, возможностью раздельного монтажа внутреннего и наружного колец и т. д. Угол контакта у подшипников 6000 и 36000 равен 12°, у подшипников 46000, 116000 и 176000 – 26°, а у подшипников 66000 – 36°. С увеличением угла контакта в осевом направлении нагрузочная способность и жесткость возрастают, а в радиальном – уменьшаются. Подшипники с бо́льшими углами контакта имеют меньшую быстроходность из-за отрицательного влияния повышенного скольжения, вызываемого гироскопическим эффектом. У подшипников исполнения 6000 наружное и внутреннее кольца можно монтировать и демонтировать раздельно. Рассматриваемые подшипники используют для восприятия комбинированных (радиальных и осевых) или только осевых нагрузок. Каждый из подшипников (кроме 116000 и 176000) может воспринимать осевую нагрузку только одного направления. В четырехточечных подшипниках 116000 и 176000 касание шариков и колец происходит в четырех точках, и поэтому они могут воспринимать двустороннюю осевую нагрузку.

Радиально-упорные подшипники 36000, 46000 и 66000 поставляются сдвоенными в трех модификациях: 2, 3, 4, которые указываются на месте шестой цифры основного обозначения (рис. 10.7). Сдвоенные подшипники

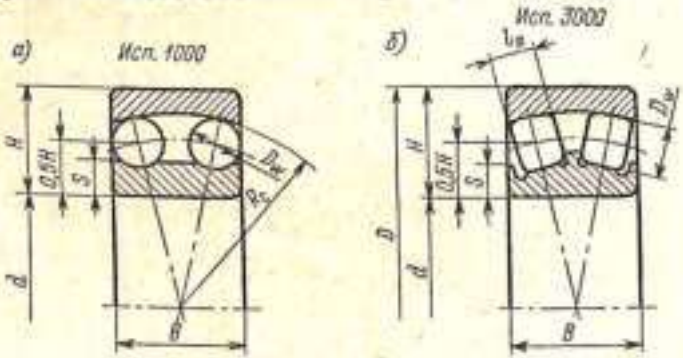


Рис. 10.5. Радиальные шариковые и роликовые двухрядные сферические подшипники типа 1000 и 3000

Ориентировочные соотношения, рекомендуемые при вычерчивании подшипников: шариковые – $D_ш = 0{,}5H$; $S = 0{,}35H$; $H = 0{,}5(D - d)$; $R_e = 0{,}45D$; роликовые – $D_ш = 0{,}5H$; $S = 0{,}3H$; $H = 0{,}5(D - d)$; $R_e = 0{,}45D$; $l_ρ = 0{,}36B$

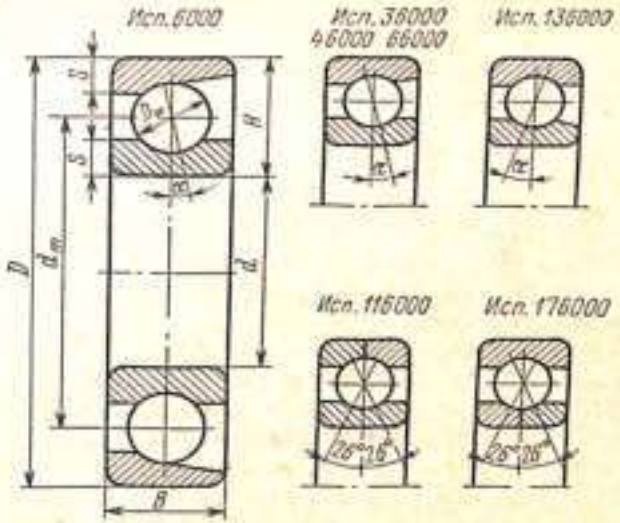


Рис. 10.6. Радиально-упорные шариковые однорядные подшипники типа 6000

Ориентировочные соотношения, рекомендуемые при вычерчивании подшипников: $D_w = 0{,}6H$; $S = 0{,}3H$; $H = 0{,}5(D - d)$

модификаций 206000 и 306000 не требуют предварительного регулирования осевой игры при сборке. В рабочем состоянии устранение исходных диаметральных и осевых зазоров в этих подшипниках осуществляют затяжкой соответствующих колец.

Радиально-упорные роликовые однорядные (конические) подшипники (рис. 10.8) имеют разъемную конструкцию, что позволяет производить раздельно монтаж и демонтаж колец. У стандартных подшипников исполнений 7000 и 67000 угол конусности $\alpha = 10 \div 17°$, а у подшипников 27000 – $\alpha = 25 \div 29°$. Повышенные радиальные нагрузки и двусторонние осевые могут воспринимать двухрядные конические роликоподшипники исполнений 97000 или 47000, а также четырехрядные – 77000.

Упорные подшипники шариковые типа 8000 и роликовые типа 9000, предназначенные для восприятия осевых нагрузок, в механических передачах находят ограниченное применение.

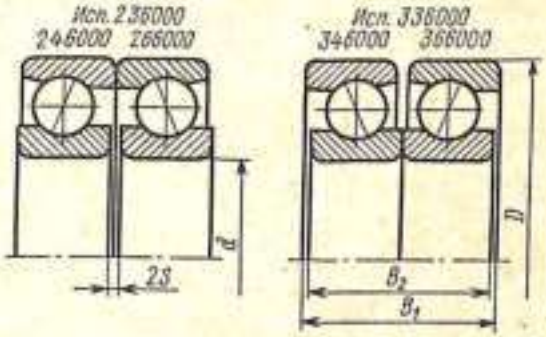


Рис. 10.7. Радиально-упорные шариковые сдвоенные подшипники

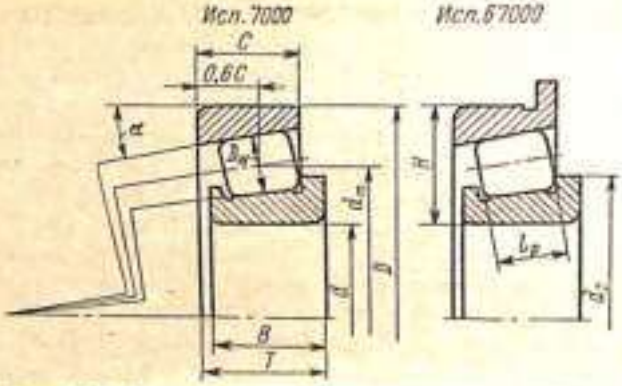


Рис. 10.8. Радиально-упорные роликовые однорядные подшипники типа 7000

Ориентировочные соотношения, рекомендуемые при вычерчивании подшипников: $D_w = 0{,}5H$; $l_E = 0{,}8C$; $d_m = 0{,}5(D + d)$; $H = 0{,}5(D - d)$; $d_2 = 0{,}48(D + d)$

§ 10.3. Расчет подшипников качения

Расчет подшипников обычно производят по критерию динамической грузоподъемности C и статической грузоподъемности C_0, а подшипников, вращающихся с частотой вращения менее 1 мин$^{-1}$, только по критерию статической грузоподъемности C_0.

Проверочный расчет на долговечность сводится к проверке неравенства

$$L \geqslant L_E, \tag{10.1}$$

где L – долговечность подшипника, млн. об.; L_E – эквивалентная долговечность, которую подшипник должен выдержать за полный срок службы, млн. об.

Величина L стандартного подшипника определяется по динамической грузоподъемности C и по приведенной расчетной нагрузке $P_{расч}$, действующей на подшипник:

$$L = (CK_{кач}/P_{расч})^{m'}, \tag{10.2}$$

где $m' = 3$ для шарикоподшипников и $m' = 3{,}33$ для роликоподшипников.

Для стандартных подшипников класса точности 0 расчетно-экспериментальные значения C даны в справочниках и каталогах по подшипникам качения (см. работы [3, 4, 44] [1]), а для подшипников, наиболее часто используемых при курсовом проектировании передач, – в приложении 4. Коэффициент $K_{кач}$ выбирают в зависимости от класса точности подшипника.

Класс точности	0	6	5
Коэффициент $K_{кач}$	1	1,05	1,1

Величину $P_{расч}$ приравнивают приведенной нагрузке P, соответствующей, как правило, максимальной из действующих нагрузок (см. рис. 2.11).

[1] Значения C и C_0 даны в указанных источниках в кгс.

Приведенную нагрузку для любой ступени нагружения можно определить по формуле

$$P = (XVF_r + YF_a) K_б K_T. \quad (10.3)$$

В формуле (10.3) F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузка на подшипник, Н. Температурный коэффициент $K_T = 1$ при рабочей температуре подшипника $\vartheta < 105\,^{\circ}C$ и $K_T = (108 + 0{,}4\vartheta)/150$ при $\vartheta = 105 \div 250\,^{\circ}C$. Коэффициент безопасности $K_б$ назначают в зависимости от условий работы опорного узла (см. работу [36], табл. 19.2). Для подшипников механических передач при курсовом проектировании обычно принимают $K_б = 1{,}3$. Коэффициент вращения $V = 1{,}2$ при вращении относительно вектора радиальной нагрузки наружного кольца. В противном случае $V = 1$. Исключение представляют шариковые сферические и упорные подшипники, для которых в любом случае $V = 1$. Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X и Y определяют в зависимости от типа подшипника и соотношения нагрузок F_r и F_a (табл. 10.1).

Для радиальных подшипников, нагруженных только радиальной силой ($F_a = 0$); $X = 1$; $Y = 0$; $P = VF_rK_бK_T$. Для радиально-упорных подшипников, а также радиальных шариковых подшипников, воспринимающих радиальную и осевую нагрузку, под действием силы F_r возникает осевая составляющая S_r. Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников $S_r = eF_r$, а для роликоподшипников $S_r = 0{,}83eF_r$. Значения e даны в табл. 10.1. Предварительные значения e для шарикоподшипников исполнения 36000 ($\alpha = 12^{\circ}$) определяются по формуле

$$e = 0{,}574\,(F_r/C_0)^{0{,}215}. \quad (10.4)$$

Для схем установки подшипников, показанных на рис. 10.9 (где S – сумма внешних осевых нагрузок, приложенных к валу), значения X, Y, F_a находят по алгоритму, представленному на рис. 10.10. При использовании алгоритма индекс 1 присваивается опоре, для которой направление вектора S_r совпадает с направлением вектора S. При расчете подшипников

Таблица 10.1

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок

Тип подшипника	Угол α,...	e	$F_a/VF_r \le e$		$F_a/VF_r > e$	
			X	Y	X	Y
Шариковый радиальный	0	$0{,}518(F_a/C_0)^{0{,}24} \ge 0{,}19$	1	0	0,56	$\frac{1-X}{e}$
Шариковый радиально-упорный	12	$0{,}631(F_a/C_0)^{0{,}175} \ge 0{,}3$	1	0	0,45	
	18 – 20	0,57	1	0	0,43	1
	24 – 26	0,68	1	0	0,41	0,87
	28 – 36	0,95	1	0	0,37	0,66
Роликовый радиально-упорный	–	$1{,}5\,\mathrm{tg}\,\alpha$	1	0	0,40	$0{,}4\,\mathrm{ctg}\,\alpha$

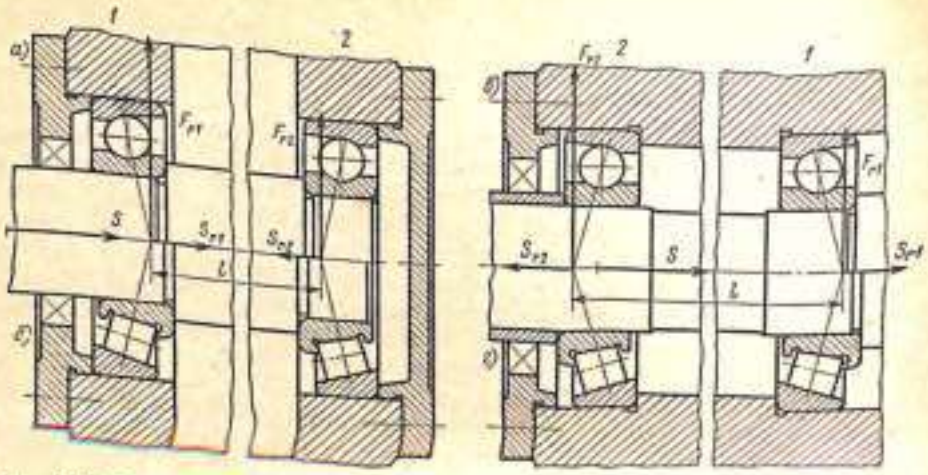


Рис. 10.9. Схемы установки радиально-упорных подшипников: *а*, *б* – схемы установки «враспор»; *в*, *г* – схемы установки «врастяжку»

радиальная нагрузка F_r и внешняя осевая нагрузка S считаются заданными в зависимости от внешних силовых факторов.

Эквивалентную долговечность подшипника за полный срок службы определяют по формуле

$$L_E = \frac{60 \cdot 10^{-6}}{n_{зам} + 1} \sum_{i=1}^{k} (P_i / P_{расч})^{m'} n_i L_{hi}. \qquad (10.5)$$

Параметры n_i, L_{hi} соответствуют частоте вращения (мин$^{-1}$) и продолжительности работы (ч) при действии приведенной нагрузки P_i (рис. 10.11), для определения которой используют зависимость (10.3). Если замена подшипников в процессе эксплуатации не предусмотрена (число замен $n_{зам} = 0$), то L_{h1}, L_{h2}, ..., L_{hk} равны продолжительности работы при указанных нагрузках за полный срок службы механизма.

Для передач с постоянным передаточным отношением при нереверсивной нагрузке, а также при реверсивной нагрузке у передач с прямозубыми колесами приведенная нагрузка P_i прямо пропорциональна значению передаваемого момента T_i, и поэтому формулу (10.5) можно представить в виде

$$L_E = \frac{60 \cdot 10^{-6}}{n_{зам} + 1} \sum_{i=1}^{k} (T_i / T_{расч})^{m'} n_i L_{hi}. \qquad (10.6)$$

При постоянных нагрузке и частоте вращения

$$L_E = 60 \cdot 10^{-6} n L_h / (n_{зам} + 1), \qquad (10.7)$$

где n – частота вращения, мин$^{-1}$; L_h – продолжительность работы подшипника за полный срок службы, ч.

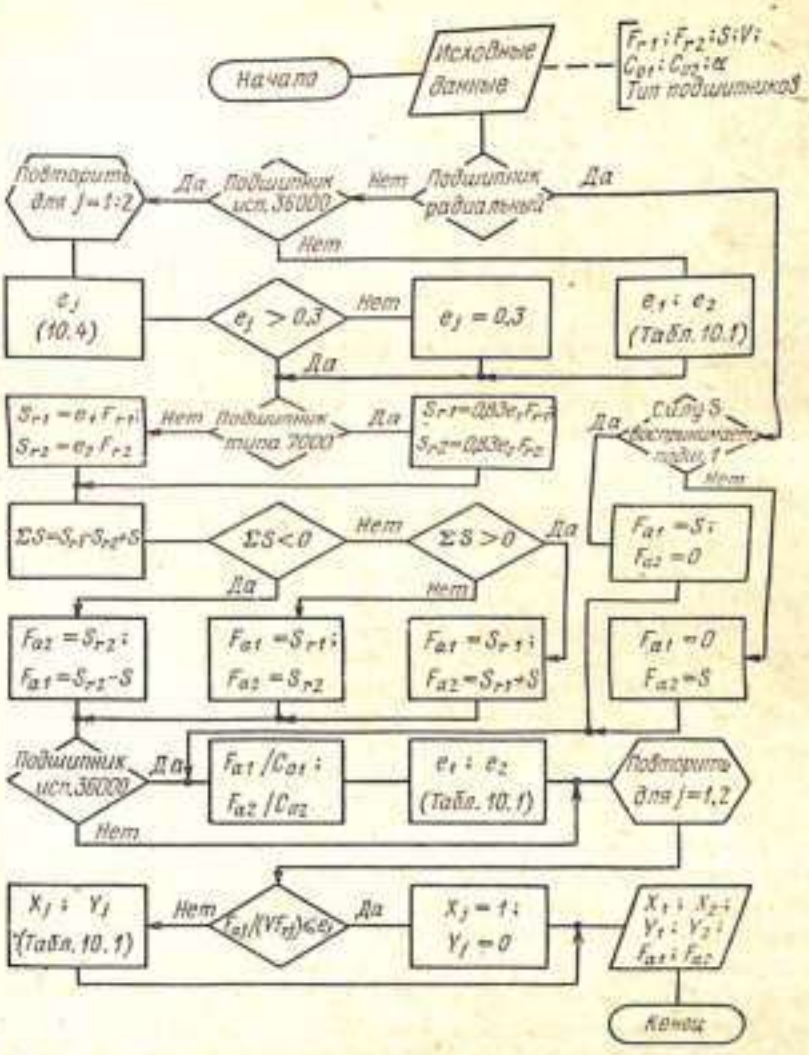


Рис. 10.10. Алгоритм определения параметров X, Y, F_a радиально-упорных и шариковых радиальных подшипников

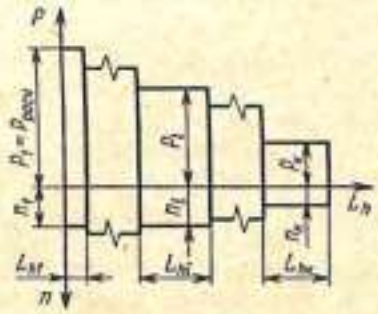


Рис. 10.11. Гистограмма нагрузок и частот вращения подшипников

В реверсивных передачах с непрямыми зубьями

$$L_E = \frac{60 \cdot 10^{-6}}{n_{\text{зам}} + 1}\left\{\left[\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{T_i}{T_{\text{расч}}}\right)^{m'} n_i L_{hi}\right]_{\mu} + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{P_{\text{расч}\,\nu}}{P_{\text{расч}\,\mu}}\right)^{m'}\left[\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{T_i}{T_{\text{расч}}}\right)^{m'} n_i L_{hi}\right]_{\nu}\right\}. \qquad (10.8)$$

Индексами μ и ν отмечены величины, относящиеся соответственно к каждому из двух направлений нагрузки.

Величина $n_{\text{зам}}$ зависит от особенностей конструкции, эксплуатации, обслуживания, требований к габаритным размерам узлов с подшипниками и др. Замена подшипников в планетарных передачах, как правило, намного более трудоемкий и ответственный процесс, чем в рядных, и поэтому для планетарных передач стремятся обеспечить $n_{\text{зам}} = 0$. При курсовом проектировании целесообразно принять $n_{\text{зам}} = 0 \div 2$.

Подбор радиальных подшипников производят по динамической грузоподъемности

$$C = L_E^{1/m'} P_{\text{расч}} / K_{\text{кач}}. \qquad (10.9)$$

Подбор радиально-упорных подшипников возможен только методом последовательных приближений. На первом шаге подшипник выбирают по значению C, найденному из выражения (10.9) в предположении, что на подшипник действует только радиальная сила F_r, с последующим проверочным расчетом, который дан выше. Итерационный процесс считается законченным при выполнении условия $L \geqslant L_E$.

Подбор встроенных подшипников сателлитов передач типа A (см. рис. 18.13) имеет ряд особенностей. При вычислении приведенной нагрузки P по формуле (10.3) учитывают, что относительно вектора радиальной нагрузки вращается наружное кольцо, и поэтому принимают $V = 1{,}2$. При определении эквивалентной долговечности подшипника в формуле (10.6) подставляют $n_i = |n_{pi} - n_{hi}|$.

Найденные из формулы (10.2) значения долговечности L подшипников соответствуют нормальным условиям смазки (консистентная смазка или разбрызгивание) при 10 %-ной вероятности появления усталостного выкрашивания (90 %-ная вероятность безотказной работы опоры). В практике конструирования встречаются опоры, которые работают как в условиях недостаточной смазки, так и при оптимальном смазочном режиме. Иногда 90 %-ная вероятность безотказной работы опоры является избыточной, а в некоторых ответственных механизмах явно недостаточной.

Учет влияния последних факторов на долговечность подшипников осуществляют коэффициентами a_1 и a_{23}, подставляемыми в правую часть формулы (10.2):

$$L_{na} = a_1 a_{23} L = a_1 a_{23} (C K_{\text{кач}} / P_{\text{расч}})^{m'}, \qquad (10.10)$$

где L_{na} – долговечность подшипника при вероятности безотказной работы $(100 - n)\,\%$ и при заданных условиях смазки.

Коэффициент долговечности a_1 при заданной вероятности безотказной работы имеет следующие значения (ГОСТ 18855–82):

Вероятность безотказной работы, %	80	85	90	95	97	98	99
a_1	2	1,5	1,0	0,62	0,44	0,33	0,21

Значения коэффициента условий работы a_{23} лежат в диапазоне от 0,1 до 5,0 и зависят от кинематической вязкости смазки, частоты вращения и диаметра подшипника. При смазке подшипника масляным туманом $a_{23} \leqslant 1$, а при расходе проточной смазки через нагруженную зону подшипника в диапазоне от 0,5 до 1,0 л/мин на 10 кН радиальной нагрузки $a_{23} \geqslant 2$. Для подшипников качения, работающих в нормальных условиях, как правило, принимают $a_{23} = 1$.

Расчет статической грузоподъемности подшипников сводится к проверке неравенства:

$$P_0 \leqslant C_0.$$

Статическая грузоподъемность C_0 равна нагрузке, вызывающей общую остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения, равной $10^{-4} D_w$ (D_w – диаметр тела качения из рис. 10.2 – 10.8). Значения C_0 даны в каталогах. Приведенную статическую нагрузку P_0 для радиальных и радиально-упорных подшипников определяют как максимальное из двух значений

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \text{и} \quad P_0 = F_r.$$

Числовые значения коэффициентов радиальной X_0 и осевой Y_0 нагрузок приведены в работе [4, стр. 136].

Расчет коэффициента потерь на трение в подшипниках качения производится по формуле

$$\psi_n = \sum_{j=1}^{n_n} T_{тр,j} n_j / (Tn)_{р.о}, \qquad (10.11)$$

где $T_{тр,j}$, n_j – момент трения и частота вращения j-го подшипника; n_n – число подшипников в опоре (редукторе); $(Tn)_{р.о}$ – произведение момента и частоты вращения рабочего органа.

Приближенное значение момента трения определяют из зависимости

$$T_{тр} = 0{,}5 f F_r d, \qquad (10.12)$$

где f – коэффициент трения в подшипнике (см. работу [4, с. 148]); d – внутренний диаметр подшипника; F_r – радиальная нагрузка на подшипник.

Ориентировочные значения коэффициентов f составляют: для радиальных шариковых однорядных подшипников – 0,0015; для радиальных с цилиндрическими роликами – 0,0011; для радиально-упорных шариковых однорядных – 0,002; для радиально-упорных роликовых – 0,0018.

Для подшипников сателлитов планетарных передач в формулу (10.11) подставляется относительное значение $n_j = |n_{sj} - n_{kj}|$ (см. с. 110).

Глава 11

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

§ 11.1. Определение внешних нагрузок, действующих на болт в групповом болтовом соединении

Общие положения приближенного определения осевой нагрузки, действующей на болт, рассмотрим на примере крепления корпуса некоторого агрегата A (например, корпуса редуктора) к основанию B (рис. 11.1, *а*) с помощью z болтов равномерно распределенных по поверхности стыка (фигуры, образованной местами соприкосновения деталей A и B). Центр тяжести этой фигуры (в данном случае составленной из четырех прямоугольников) принимаем за начало системы координат с осями x, y, z и за центр приведения сил, действующих на корпусе (рис. 11.1, *б*).

Из системы уравнений статики найдены составляющие главного момента M_x, M_y, M_z и главного вектора F_x, F_y, F_z системы внешних нагрузок. Моменты M_x и M_y являются обычно основными нагрузками, вызывающими растяжение болтов и смятие стыка. Их совместное действие вызывает максимальное усилие растяжения в болте *4* и максимальные напряжения смятия в угловой точке стыка в зоне болта *8* (рис. 11.1, *б*, *в*). Нагрузки F_x, F_y и M_z, действующие в плоскости стыка, могут восприниматься силами сцепления, возникающими в плоскости стыка от затяжки болтов, работающими на срез болтами, установленными без зазора, или специально предусмотренными для этой цели штифтами.

Считая, что предварительная затяжка одинакова для всех болтов и обеспечивает нераскрытие стыка при действии внешних нагрузок, и предполагая, что нагрузка между болтами и по поверхности стыка изменяется по линейному закону, получают наибольшую растягивающую внешнюю силу, действующую на болт,

$$F_{вн} = \frac{F_z}{z} + \frac{M_x l_{y\,max}}{\sum\limits_{i=1} l_{iy}^2} + \frac{M_y l_{x\,max}}{\sum\limits_{i=1} l_{ix}^2}. \qquad (11.1)$$

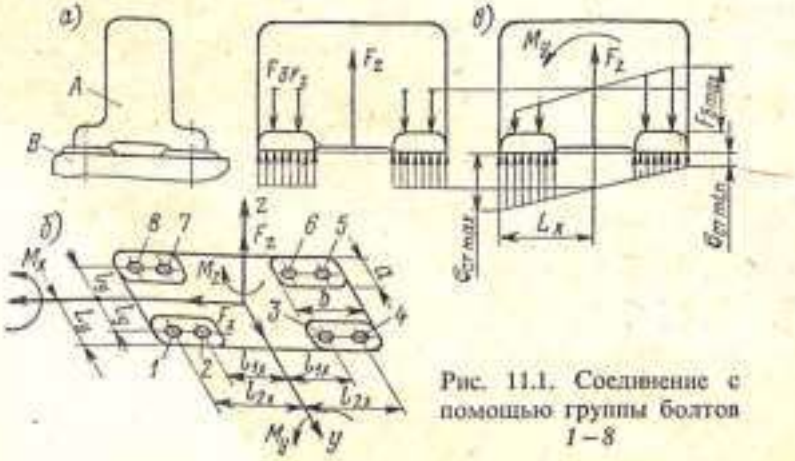


Рис. 11.1. Соединение с помощью группы болтов *1–8*

§ 11.2. Определение силы затяжки $F_{зат}$ и расчетной осевой силы $F_{б.расч}$ болта (винта) группового соединения

В расчетной практике принимают

$$F_{зат} = v(1 - \chi) F_{вн} \tag{11.2}$$

где v – коэффициент затяжки; для соединений, не требующих герметичности $v = 1{,}5 \div 2{,}0$ при $F_{вн} = \text{const}$ и $v = 2{,}5 \div 4{,}0$ при $F_{вн} \neq \text{const}$; χ – коэффициент внешней нагрузки; для проектировочного расчета и соединений из стальных и чугунных деталей рекомендуют $\chi = 0{,}2 \div 0{,}3$.

В общем случае значение χ определяют из зависимости

$$\chi = 1/(1 + \sum_{б} \lambda / \sum_{ф} \lambda), \tag{11.3}$$

где в соответствии с рис. 11.2 имеем:

$$\sum_{б} \lambda = \lambda_б + \lambda_ш; \quad \sum_{ф} \lambda = \lambda_{ф1} + \lambda_{ф2},$$

здесь $\lambda_б$, $\lambda_ш$, $\lambda_{ф1}$, $\lambda_{ф2}$ – соответственно коэффициенты податливости болта, шайбы и соединяемых фланцев.

Коэффициент податливости для болта постоянного сечения с размером l' между опорными торцами головки и гайки определяется по формуле

$$\lambda_б = (1/E_б)(4l'/\pi d^2 + 0{,}9/d);$$

для болта с переменным сечением

$$\lambda_б = (1/E_б)\left[\sum_{i=1}^{n} (l_i/A_i) + 0{,}9/d\right],$$

где $E_б$ – модуль упругости первого рода для материала болта; d – наружный диаметр резьбы болта; l_i и A_i – соответственно длина и площадь поперечного сечения i-го участка болта переменного сечения.

Значение $\sum_{ф} \lambda$ условно принимается равным коэффициенту податливости детали, имеющей форму усеченного конуса в случае соединения шпилькой или винтом (рис. 11.3, *а*) и двух усеченных конусов при соединении болтом (рис. 11.3, *б*).

Податливость одного усеченного конуса

$$\lambda_ф = \frac{1}{\pi E_ф d_0 \operatorname{tg}\alpha} \ln \frac{(a + 2l\operatorname{tg}\alpha - d_0)(a + d_0)}{(a + 2l\operatorname{tg}\alpha + d_0)(a - d_0)},$$

где a – размер, равный диаметру опорной поверхности шайбы или гайки ($a \approx 1{,}6d$); $\operatorname{tg}\alpha \approx 0{,}4 \div 0{,}5$, остальные размеры ясны из рис. 11.3.

Ориентировочные размеры фундаментных

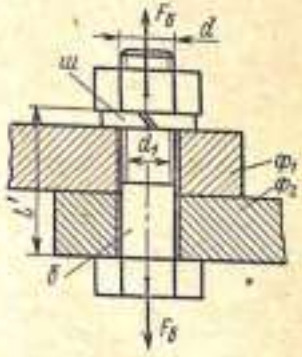


Рис. 11.2. Соединение единичным болтом, загруженным осевой силой

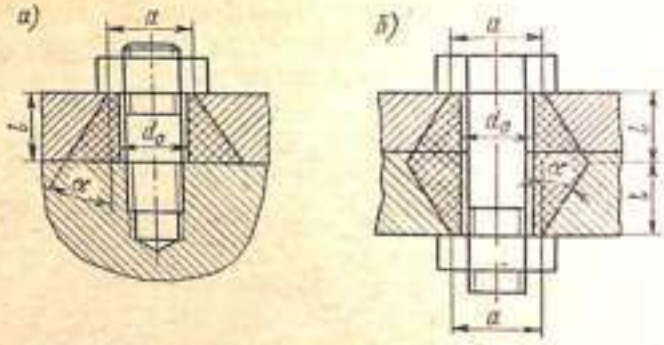


Рис. 11.3. К определению коэффициента податливости $\sum_{\Phi} \chi$

болтов и присоединительных фланцев корпуса редуктора определяют в зависимости от величины крутящего момента на тихоходном валу в соответствии с рекомендациями гл. 17.

Проверяют условие нераскрытия стыка

$$\sigma_{ст\ min} = zF_{зат}/A_{ст} - (1 - \chi)(F_z/A_{ст} + M_x L_y/J_{ст\,x} + M_y L_x/J_{ст\,y}) \geqslant [\sigma_{ст\ min}], \quad (11.4)$$

где $A_{ст}$ – площадь поверхности стыка (на рис. 11.1, *б* $A_{ст} = 4ab$); $J_{ст\,x}$ и $J_{ст\,y}$ – моменты инерции площади стыка относительно осей x и y; $[\sigma_{ст\ min}]$ – минимальное допустимое напряжение сжатия в стыке, обеспечивающее жесткость и нераскрытие его. Для металлических сопряженных поверхностей $[\sigma_{ст\ min}] = 1 \div 1{,}5$ МПа.

Если при принятом z условие (11.4) не выполняется, то $F_{зат}$ увеличивают до значения, определяемого зависимостью

$$F_{зат} = \{[\sigma_{ст\ min}] + (1 - \chi)(F_z/A_{ст} + M_x L_y/J_{ст\,x} + M_y L_x/J_{ст\,y})\} A_{ст}/z. \quad (11.5)$$

Расчетная осевая сила болта определяется из выражения

$$F_{б.\,расч} = 1{,}3F_{зат} + \chi F_{вн} \quad (11.6)$$

где коэффициентом 1,3 учитывается влияние касательных напряжений, вызванных моментом сопротивления в резьбе при затяжке соединения.

§ 11.3. Определение диаметра болта при $F_{вн}$ = const

Внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 = \sqrt{4F_{б.\,расч}/(\pi [\sigma])}, \quad (11.7)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения,

$$[\sigma] = \sigma_т/[s]; \quad (11.8)$$

$\sigma_т$ – предел текучести материала болта (табл. 11.1); $[s]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[s] = 1{,}6 \div 2{,}0$ при затяжке, контролируемой динамометрическим ключом; $[s] = 1{,}3 \div 1{,}5$ при контроле затяжки замером удлинения болта.

Таблица 11.1

Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности	$\sigma_{в\,min}$	$\sigma_{в\,max}$	σ_{-1}	$\sigma_{-1p.c}$	Марка стали	
	МПа				Болт	Гайка
3,6	300	490	200	97	Ст3; 10	Ст3
4,6	400	550	240	130	20	Ст3
5,6	500	700	300	160	30; 35	10
6,6	600	800	360	195	35; 45; 40Г	15
8,8	800	1000	640	260	35Х; 38ХА	20; 35; 45
10,9	1000	1200	900	320	40Г2; 40Х; 30ХГСА	35Х; 38ХА

Примечание. Класс прочности болтов обозначается двумя числами: первое число, умноженное на 100, определяет минимальное значение $\sigma_в$ (МПа); второе, делимое на 10, соответствует примерному значению $\sigma_{-1}/\sigma_в$.

При неконтролируемой затяжке для проектировочного расчета коэффициент $[s]$ определяют по приближенной зависимости:

$$[s] = 2200k/[900 - (70\,000 - F_{б.\,расч})^2\,10^{-7}], \qquad (11.9)$$

где $k = 1$ для болтов из нелегированных сталей и $k = 1{,}25$ для болтов из легированных сталей; если $F_{б.\,расч} > 70\,000$ Н, в формуле (11.9) принимают $F_{б.\,расч} = 70\,000$ Н.

§ 11.4. Определение диаметра болта при $F_{ви} \neq$ const

При действии внешней нагрузки, изменяющейся от $F_{ви\,min}$ до $F_{ви\,max}$ внутренний диаметр резьбы болта определяют по формуле

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{2K_\sigma\chi\,(F_{ви\,max} - F_{ви\,min})\,[s_\sigma]}{\pi\varepsilon_\sigma\sigma_{-1p.c}K_y\beta}}, \qquad (11.10)$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе; $[s_\sigma]$ – допустимый коэффициент запаса прочности; ε_σ – коэффициент влияния абсолютных размеров болта; $\sigma_{-1p.c}$ – предел выносливости материала при знакопеременном симметричном растяжении сжатии (табл. 11.1); K_y – коэффициент, учитывающий технологическое упрочнение резьбы ($K_y = 1{,}0$ при нарезанной резьбе и $K_y = 1{,}25$ при накатанной); β – коэффициент конструктивного упрочнения ($\beta = 1{,}0$, если гайка работает на сжатие, и $\beta = 1{,}35 + 1{,}6$, если тело гайки частично или по всей высоте работает на растяжение).

В формуле (11.10) рекомендуется принимать: $\chi = 0{,}25$; $[s_\sigma] = 3{,}0 \div 3{,}6$; $K_\sigma/\varepsilon_\sigma = 9$ для болтов из углеродистых сталей и $K_\sigma/\varepsilon_\sigma = 11$ для болтов из легированных сталей.

§ 11.5. Проверочный расчет болтов на прочность

Расчет болта на статическую прочность. Условие прочности

$$s = \sigma_т/\sigma \geqslant [s], \qquad (11.11)$$

где $\sigma = 4F_{б\,расч}/(\pi d_1^2)$.

Расчет болта на циклическую прочность. При изменении внешней нагрузки от $F_{\text{вн min}}$ до $F_{\text{вн max}}$ коэффициент запаса прочности s_a находится из отношения

$$s_a = \sigma_{a\,\text{lim}}/\sigma_a \geqslant [s_a], \tag{11.12}$$

где $\sigma_{a\,\text{lim}}$ – предел выносливости болта при коэффициенте асимметрии цикла изменения напряжений $R = -1$ находится из формулы

$$\sigma_{a\,\text{lim}} = \varepsilon_\sigma \sigma_{-1\text{p}} K_y \beta / K_\sigma.$$

Здесь ε_σ определяется в зависимости от диаметра болта:

d, мм	6	8	10	12	16 и более
ε_σ	1,0	0,75	0,68	0,67	0,66

Коэффициент K_σ находится из зависимости

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1),$$

где q_σ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений ($q_\sigma = 0{,}55$ для углеродистых сталей и $q_\sigma = 0{,}75$ для легированных); α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжения (для метрической резьбы по СТ СЭВ 180–75 $\alpha_\sigma \approx 10$ для плоскосрезной впадины резьбы и $\alpha_\sigma = 8$ для закругленной).

Действующая амплитуда напряжений

$$\sigma_a = 2\chi (F_{\text{вн max}} - F_{\text{вн min}})/(\pi d_1^2).$$

§ 11.6. Расчет единичного болтового соединения, загруженного силой, действующей в плоскости стыка

Нагрузки, действующие в плоскости стыка, обычно воспринимаются работающими на срез болтами (болты установлены в отверстия скрепленных деталей без зазора) или специально предусмотренными для этой цели штифтами. В этом случае стержень болта (рис. 11.4) или штифта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

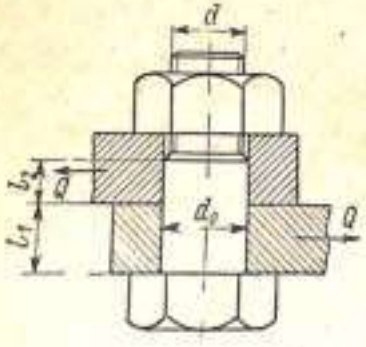


Рис. 11.4. Единичное болтовое соединение, загруженное силой, действующей в плоскости стыка

Условие прочности на срез

$$\tau = 4Q/(\pi d_0^2) \leqslant [\tau]. \tag{11.13}$$

Условие прочности на смятие

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{\text{см}1} &= 4Q/(\pi l_1 d_0) \leqslant [\sigma_{\text{см}}]_1; \\ \sigma_{\text{см}2} &= 4Q/(\pi l_2 d_0) \leqslant [\sigma_{\text{см}}]_2. \end{aligned}\right\} \tag{11.14}$$

Примечание. С ростом отношения $l_{1\,(2)}/d_0$ увеличивается неравномерность распределения напряжений смятия по высоте стержня болта (штифта). Поэтому, если в конструкции принято $l_{1\,(2)} > d_0$, то в формуле (11.14) следует подставлять $l_{1\,(2)} = d_0$.

Допускаемые напряжения: $[\tau] = 0{,}4\sigma_\text{т}$ при постоянной нагрузке и $[\tau] = (0{,}2 \div 0{,}25)\,\sigma_\text{т}$ при переменной нагрузке; $[\sigma_{\text{см}}] \simeq 0{,}8\sigma_\text{т}$ для стали

и $[\sigma_{см}] \approx 0{,}8\sigma_{в.р}$ для чугуна, где $\sigma_{в.р}$ – предел прочности чугуна на растяжение.

Найденные по формулам (11.14) напряжения сравнивают с допускаемыми напряжениями для менее прочного материала деталей соединения (болта или фланца).

§ 11.7. Порядок выполнения расчета группового болтового соединения

Расчет ведут в следующей последовательности.

1. Определяют значение и направление внешних силовых факторов, действующих на корпус.

2. Определяют центр тяжести опорной поверхности стыка, который принимают за начало системы координат с осями x, y, z (см. рис. 11.1) и за центр приведения сил и моментов, действующих на корпус.

3. Из зависимости (11.1) определяют внешнюю осевую силу, действующую на наиболее загруженный болт.

4. Из формулы (11.2) определяют силу затяжки болта.

5. По формуле (11.4) проверяют условие нераскрытия стыка. Если условие (11.4) не удовлетворяется, то из выражения (11.5) находят новое значение $F_{зат}$.

6. В соответствии с формулой (11.6) находят расчетную осевую силу болта.

7. Из зависимостей (11.7) – (11.9) определяют внутренний диаметр d_1 (см. рис. 11.2) резьбы болта, определяемый статической прочностью.

8. Из выражения (11.10) находят внутренний диаметр d_1 резьбы болта из расчета на циклическую прочность.

9. Из двух значений d_1, найденных по формулам (11.7) и (11.10), принимают больший и по табл. 11.2 находят диаметр болта d. Если принятое значение d окажется существенно меньше, чем значение, найденное по рекомендациям гл. 17, то размеры фланцев корпуса необходимо изменить в соответствии с новым значением d и произвести проверку по (11.4).

10. В соответствии с зависимостью (11.3) уточняют χ и по формулам (11.11) и (11.12) выполняют проверочные расчеты на статическую и циклическую прочность.

11. Определяют силы в плоскости стыка, действующие на каждый болт соединения от нагрузок F_x, F_y и M_z.

Таблица 11.2

Основные размеры (мм) метрической резьбы

d	d_2	d_1	P	d	d_2	d_1	P
M6	5,350	4,918	1,0	M(18)	16,376	15,294	2,5
M8	7,188	6,647	1,25	M20	18,376	17,294	2,5
M10	9,026	8,376	1,5	M(22)	20,376	19,294	2,5
M12	10,863	10,106	1,75	M24	22,051	20,752	3,0
M(14)	12,701	11,835	2,0	M(27)	25,051	23,752	3,0
M16	14,701	13,835	2,0	M30	27,727	26,211	3,5

Сила, действующая на i-й болт соединения,

$$\bar{Q}_i = \bar{Q}_{iF_x} + \bar{Q}_{iF_y} + \bar{Q}_{iM_z}, \qquad (11.15)$$

где

$$Q_{iF_x} = \frac{F_x}{z}; \quad Q_{iF_y} = \frac{F_y}{z}; \quad Q_{iM_z} = M_z \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \Big/ \sum_{i=1}^{z} (x_i^2 + y_i^2).$$

Допускается суммирование по формуле (11.15) производить графически.

12. Проверяют условие отсутствия неупругого сдвига деталей

$$Q_{i\,max} \leqslant F_{sr} f_{cl} / K_{cu} \qquad (11.16)$$

где $Q_{i\,max}$ – максимальное значение Q_i, найденное из (11.15); f_{cl} – коэффициент трения ($f = 0{,}15 \div 0{,}2$ для стали по стали или чугуну); K_{cu} – коэффициент запаса сцепления ($K_{cu} = 1{,}3 \div 1{,}5$ при статической нагрузке и $K_{cu} = 1{,}8 \div 2{,}0$ при переменной).

13. Если условие (11.16) не выполняется, то устанавливают несколько болтов без зазора или штифтов, прочность которых проверяют по (11.13) и (11.14).

Глава 12

УКАЗАНИЯ К ВЫБОРУ ТИПОВ ПЕРЕДАЧ И ПРОВЕДЕНИЮ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

§ 12.1. Общие сведения

Механический привод с заданным режимом работы, характеризуемым зависимостями $T = f(t)$ и $n(t)$ нагрузки и частоты вращения от времени, и общего передаточного отношения i_{o6} может быть осуществлен с использованием различных типов рассмотренных выше передач и их сочетаний. Многовариантность решений и различие их по таким важнейшим показателям, как масса, габаритные размеры, КПД, технологичность, виброактивность и др., являются причиной актуальности рекомендаций, способствующих получению оптимальных решений.

Приведем краткие сравнительные данные некоторых наиболее распространенных типов передач.

Из всех видов механических передач наибольшее распространение получили *передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами*. Привод, составленный из этих передач, имеет минимальную массу, габаритные размеры (рис. 12.1) и потери на трение. Обычно коэффициент потерь одноступенчатой цилиндрической передачи $\psi = 0{,}01 \div 0{,}02$ (см. § 2.1), но при высоких скоростях и точности и обеспечении минимальных потерь на размешивание и разбрызгивание масла может достигать и меньших значений. Наибольшее распространение получили одно-, двух- и трехступенчатые цилиндрические передачи (см. рис. 1.3), но при необходимости исполь-

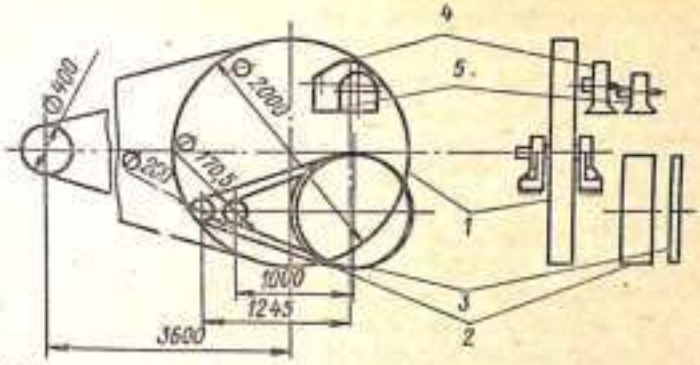


Рис. 12.1. Габаритные размеры различных типов передач с передаваемой мощностью 50 кВт при $u = 5$ и частоте вращения тихоходного вала 200 об/мин:
1 – плоскоременная передача; *2* – клиноременная передача; *3* – передача с трехрядной цепью ПРУ; *4* – редуктор одноступенчатый цилиндрический; *5* – планетарный редуктор

зуют передачи с существенно большим числом ступеней и общее передаточное отношение i_{05} практически не ограничено.

Сведения о КПД цилиндрических передач приведены в § 2.1. Ориентировочные значения коэффициента потерь ψ различных типов механических передач даны на рис. 12.2. Кривыми ЦЗП представлены значения коэффициента потерь ψ передач, составленных из цилиндрических передач (эти кривые относятся и к передачам, составленным из механизмов А). Отдельные участки этих кривых отмечены арабскими цифрами *1* – *6*.

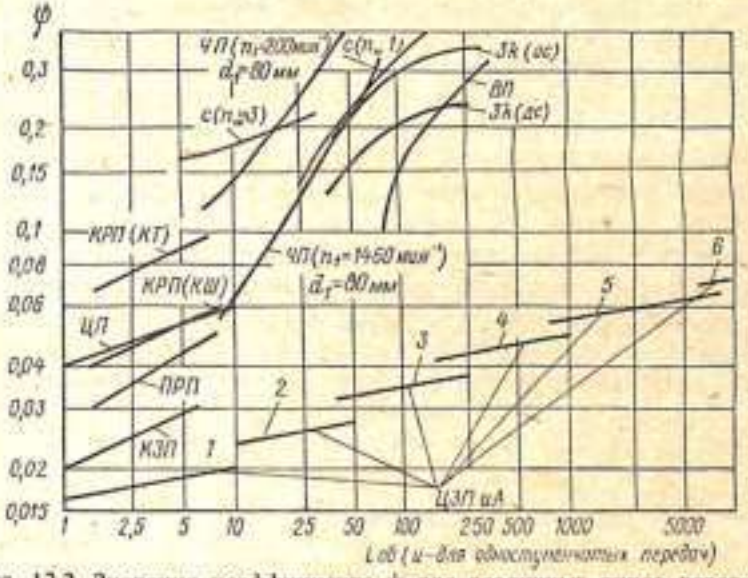


Рис. 12.2. Значения коэффициента ψ для различных типов передач:
ЦЗП и *А* – привод, составленный из одно- и многоступенчатых цилиндрических зубчатых передач или из планетарных передач *А*; *КЗП* – коническая зубчатая передача; *ПРП* – плоскоременная передача; *КРП* (КШ) – клиноременная передача (корд-шнур); *КРП* (КТ) – клиноременная передача (корд-ткань); *ЦП* – цепная передача; *ЧП* – червячная передача; *ВП* – волновая передача; *С* – механизм *С* с одним ($n_в = 1$) и тремя сателлитами ($n_в = 3$, см. рис. 6.1); *3k* – механизм *3k* с двухвенцовым (*ДС*, см. рис. 6.2, *а*) и с одновенцовым сателлитом (*ОС*, см. рис. 6.2, *б*)

соответствующими числу ступеней. Так, при $i_{\min} = 100$ и $i_{\max} = 10\,000$ имеем соответственно три и шесть ступеней.

Цилиндрические передачи используются при мощностях, начиная от очень малых, характерных для приборов, и кончая измеряемыми многими тысячами киловатт. Практически для передач, составленных из цилиндрических зубчатых колес, ограничений по мощности нет. Исключением являются ограничения, связанные с возможностями транспортировки.

Передачи с коническими зубчатыми колесами применяются при пересекающихся осях зубчатых колес. Межосевой угол Σ может изменяться в широком диапазоне значений ($10^\circ < \Sigma < 180^\circ$), но наибольшее распространение получили передачи с $\Sigma = 90^\circ$. По сравнению с цилиндрическими конические передачи имеют большую массу и габаритные размеры, сложнее в изготовлении, а также при монтаже из-за необходимости точной фиксации осевого положения зубчатых колес; коэффициент ψ этих передач больше, чем в цилиндрических приблизительно в 1,5 раза (см. табл. 2.1 и рис. 12.2). Однако конические передачи широко используются, поскольку по условиям компоновки очень часто возникает необходимость в передаче движения между валами с пересекающимися осями. Из рис. 12.3 ясно, что при необходимости иметь минимальное значение размера L_ϕ предпочтителен вариант с коническими зубчатыми колесами.

Червячные передачи по сравнению с зубчатыми характеризуются меньшей интенсивностью шума и виброактивностью, большей плавностью работы, возможностью получения в одной сцепляющейся паре передаточного числа u до 80, а в отдельных случаях и существенно бо́льших значений [36, 53]. Передача движения между скрещивающимися валами в отдельных случаях является существенным достоинством червячных передач, обеспечивающим более рациональную компоновку механизмов. Однако при выборе типа привода надо учитывать, что по сравнению с зубчатыми червячные передачи имеют следующие недостатки: повышенную стоимость; большие в три—четыре раза потери на трение (см. рис. 12.2, где значение ψ одноступенчатой червячной передачи представлено кривыми *ЧП*), а следовательно, и бо́льшие эксплуатационные расходы; необходимость применения дорогостоящих бронз. В связи с этим червячные передачи применяют при ограниченной мощности (обычно не более 50 кВт), но, как правило, при существенно меньшей в тех случаях, когда предъявляются повышенные требования к плавности и бесшумности привода. Червячные передачи незаменимы там, где требуется высокая

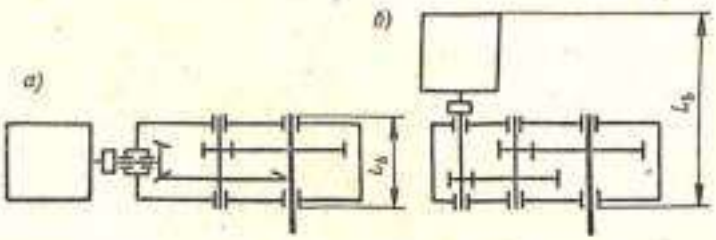


Рис. 12.3. Компоновочные схемы передач: *а* – коническо-цилиндрическая; *б* – цилиндрическая

кинематическая точность, например в приводах делительных устройств металлорежущих станков, в механизмах наведения телескопов и др.

При выборе типа передачи необходимо учитывать, что масса и габаритные размеры червячной передачи больше, чем у заменяющей ее передачи, составленной из зубчатых пар цилиндрических или конической в сочетании с цилиндрическими (в том числе и планетарными) при высоких значениях $H_{акт}$.

Большое распространение получили передачи с гибкой связью. Плоскоременные, клиноременные и зубчатоременные передачи используются в основном там, где необходимо обеспечить плавность и бесшумность работы, минимальную виброактивность. В отдельных случаях успешно реализуется достоинство этих передач, заключающееся в возможности передавать энергию на значительные расстояния при простейшей структурной схеме привода (два шкива и гибкая связь), при отсутствии возможности обеспечить достаточно точное взаимное расположение агрегатов, которым принадлежат ведущий и ведомый валы передачи.

Существенными недостатками ременных передач по сравнению с зубчатыми являются следующие: значительно бóльшие габаритные размеры (а нередко и масса), что наглядно представлено на рис. 12.1; бóльшие потери на трение (см. рис. 12.2) и низкая долговечность ремней (1000 – 5000 ч).

Наличие проскальзывания ремня относительно шкивов, являющееся в отдельных случаях полезным свойством (предохранение от перегрузок), в свою очередь накладывает ограничения на область применения ременных передач (за исключением зубчатоременных).

Размеры цепных передач и потери на трение в них обычно значительно меньше, чем в ременных, однако по этим показателям, а также по плавности работы и виброактивности, они существенно уступают зубчатым передачам (см. рис. 12.1 и 12.2). В связи с этим применение цепных передач оправдано, как правило, только при значительных межосевых расстояниях, при которых замена их зубчатыми передачами связана с усложнением привода, увеличением числа деталей и не дает преимуществ в отношении потерь на трение (рис. 12.4 и 12.2).

Для решения вопроса о выборе типа привода весьма существенным является определение стоимости энергии, затрачиваемой на преодоление

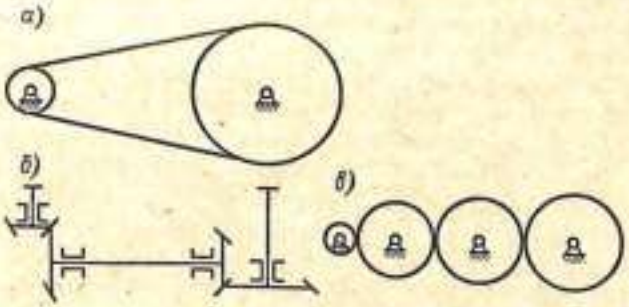


Рис. 12.4. Кинематические схемы передач: *а* – гибкой связью; *б* – с коническими зубчатыми колесами; *в* – с цилиндрическими зубчатыми колесами

сил трения в передачах. Разность стоимости энергии D (руб.), затрачиваемой на преодоление сил трения в рассматриваемой передаче (с коэффициентом потерь ψ) и в предназначенной для тех же условий передаче с цилиндрическими зубчатыми колесами (коэффициент потерь ψ_0), определяется по формуле

$$D = P(\psi - \psi_0) t_h e,$$

где P – передаваемая мощность, кВт; t_h – продолжительность работы за весь срок службы, ч; e – стоимость 1 кВт · ч электроэнергии, руб.

Если, например, при $P = 50$ кВт, $t_h = 32\,000$ ч, $e = 0{,}04$ руб. клиноременную передачу заменить передачей с цилиндрическими зубчатыми колесами, то при $\psi - \psi_0 = 0{,}04 - 0{,}02 = 0{,}02$ получим $D = 1280$ руб. Это значение D существенно превышает стоимость цилиндрического редуктора. К этому надо добавить, что долговечность ремней обычно не превышает 5 000 ч и затраты на ремни за указанное время превышают стоимость цилиндрического редуктора, заменяющего ременную передачу.

Приведенные сведения о сравнительных коэффициентах потерь некоторых типов передач необходимо учитывать при выборе типов передач. При рассмотрении этого вопроса важное значение имеет еще и параметр

$$\varphi = \Sigma P_i t_{hi} / (P_{дв} t_{hk}),$$

где P_i – мощность, передаваемая за время t_{hi}; $P_{дв}$ – номинальная мощность двигателя; t_{hk} – календарное время службы передачи, включая простои.

Естественно, что с увеличением φ и передаваемой мощности следует назначать меньшие ψ привода. При очень малых значениях φ, характерных, например, для редко используемых грузоподъемных машин, валоповоротных устройств, редко включаемых механизмов управления и т. д., допустимо применение передач с повышенными значениями ψ, если при этом упрощается конструкция и снижается масса привода. Но если предъявляются высокие требования к бесшумности и плавности работы, к получению минимально возможной виброактивности, то и при значительных величинах φ могут быть использованы передачи с повышенными значениями коэффициента потерь (передачи червячные, волновые, ременные и др.). Однако и при этих требованиях надо стремиться к изысканию типа привода, обеспечивающего по возможности меньшие потери на трение. Для этого при больших значениях $i_{об}$ следует применить передачу с минимальной виброактивностью только для быстроходной ступени, которая обычно и является основным источником шума и вибраций. Остальные ступени (с пониженной частотой вращения) выполняются с цилиндрическими зубчатыми колесами. Такой пример показан на рис. 12.5. Здесь надо отметить, что при малом отношении $T_{рем}/T_{тих}$ ($T_{рем}$ – момент ведомого вала ременной передачи, $T_{тих}$ – момент тихоходного вала редуктора) размер ременной передачи может оказаться не превышающим размеры корпуса редуктора (что и имеет место в варианте, приведенном на рис. 12.5, *а*). При этом общая компоновка агрегата получается даже более благоприятной по сравнению с имеющей место при замене ременной передачи зубчатой парой (рис. 12.5, *б*). С целью снижения коэффициента потерь привода целесообразно также одноступ-

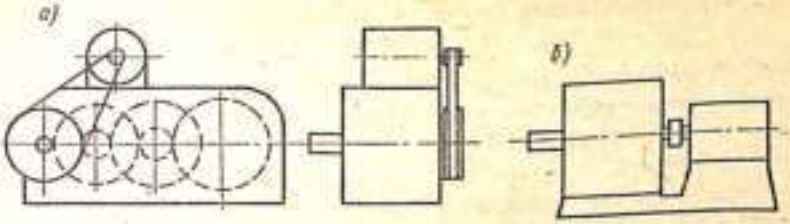


Рис. 12.5. Редуктор с быстроходной ступенью, осуществленной ременной (*а*) и зубчатой (*б*) передачами

пенчатую червячную передачу заменить двухступенчатой червячно-цилиндрической (см. рис. 1.5, *д* и рис. 20.17) с возможно бо́льшим углом подъема винтовой линии червяка.

Среди мероприятий, направленных на снижение массы, габаритных размеров, стоимости и повышение надежности механического привода, особого внимания заслуживает использование мотор-редукторов, представляющих собой агрегат, состоящий, например, из зубчатого рядного или планетарного редуктора (рис. 12.6, *а*) и электродвигателя. При этом корпус редуктора скрепляется с корпусом фланцевого электродвигателя (рис. 12.6, *а*, 20.9, 20.11 и др.). Масса и габаритные размеры мотор-редуктора значительно меньше, чем предназначенной для той же цели установки, составленной из редуктора *1*, электродвигателя *2*, соединительных муфт *3* и *4*, рамы *5* (сравните размер *L* на рис. 12.6, *а* и *б*). Наибольшей компактностью отличаются установки с так называемыми навесными мотор-редукторами (рис. 12.6, *в*). В этом случае тихоходный вал выполняется полым для размещения редуктора на выходном валу приводимого в движение агрегата *6*. При этом отсутствуют не только соединительные муфты как самостоятельные сборочные единицы, но и нет опорной рамы. Реактивный момент от корпуса редуктора передается на корпус агрегата *6*.

Наиболее характерные диапазоны передаточных отношений различных типов передач указаны в посвященных им главах (см. также в предметном указателе «передаточные отношения ...»). Ориентировочные значения передаточных отношений одноступенчатых и многоступенчатых передач были приведены на рис. 12.2.

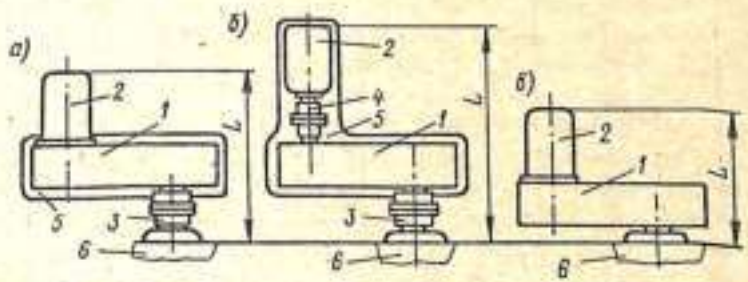


Рис. 12.6. Компоновочные схемы различных типов механических приводов

§ 12.2. Приближенные расчеты зубьев цилиндрических передач на контактную прочность

Для облегчения поиска наиболее рациональных вариантов передач используют упрощенные математические модели с осредненными значениями ряда коэффициентов. При этом упрощения не должны сколь-либо существенно влиять на конечные результаты сравнений различных вариантов передач. Для приближенных расчетов использованы предусмотренные в ГОСТ 21354–75* комплексный коэффициент контактных напряжений K_0 и допускаемое значение коэффициента контактных напряжений $[C_H] = ([\sigma_H]/Z_M)^2$. При этом имеем следующие зависимости для проверочного и проектировочного расчетов:

$$K_0 = 2 \cdot 10^3 T_{H1} (u \pm 1)/(b_w d_{w1}^2 u) \leq [K_0]; \tag{12.1}$$

$$d_{w1} = 10 \sqrt[3]{2T_{H1} (u \pm 1)/(\psi_{bd} u [K_0])}, \tag{12.2}$$

где

$$[K_0] = [C_H]/(K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} Z_H^2 Z_\varepsilon^2). \tag{12.3}$$

При $\beta = 0$ в (12.3) имеем

$$[C_H] = [C_H]_{прим}, \tag{12.4}$$

где $[C_H]_{прим}$ приравнивается меньшему из двух значений соответственно для шестерни и колеса ($j = 1, 2$),

$$[C_H]_j = [C_{Hb}]_j K_{HL_j}^2, \tag{12.5}$$

$[C_{Hb}]_j$ находится из табл. 12.1;

$$K_{HLj}^2 = \sqrt[3]{N_{HOj}/N_{HEj}}. \tag{12.6}$$

Таблица 12.1

Значения $[C_H]$ для передач со стальными шестерней и колесом

Твердость рабочих поверхностей НВ	Термообработка: нормализация или улучшение	Твердость рабочих поверхностей HRC	Термическая и термохимическая обработка		
			Цементация или нитроцементация	Поверхностная закалка	Объемная закалка
230	3,16	40	–	7,32	6,85
240	3,40	42	–	7,90	7,46
250	3,66	44	–	8,50	8,09
260	3,92	46	–	9,12	8,75
270	4,19	48	–	9,76	9,44
280	4,47	50	–	10,43	10,16
290	4,75	52	–	11,11	–
300	5,05	54	14,59	11,82	–
310	5,36	56	15,69	12,55	–
320	5,67	58	16,83	–	–
330	6,00	60	18,01	–	–
340	6,33	62	19,23	–	–

Примечание. Значения $[C_{Hb}]$ получены по формуле (14.64) из работы [36]. Для азотированных зубчатых колес $[C_{Hb}] = 10{,}5$ МПа.

При постоянной частоте вращения

$$N_{HEj} = 60 n_j \gamma_{wj} t_{hE}, \tag{12.7}$$

γ_{wj} см в § 2.3,

$$t_{hE} = \sum_{1}^{k} (T_{1i}/T_{H1})^3 t_{hi}. \tag{12.8}$$

Величины, входящие в (12.8), пояснены на стр. 32 и рис. 2.11.

При $\beta \neq 0$

$$[C_H] = [C_H]_{кос}. \tag{12.9}$$

При $H_{акт1} > 350$ НВ и $H_{акт2} > 350$ НВ величина $[C_H]_{кос}$ приравнивается меньшему из двух значений из формулы (12.5). При $H_{акт}$ одного или обоих сцепляющихся зубчатых колес $\leqslant 350$ НВ и $x_1 = x_2 = 0$

$$[C_H]_{кос} = 0{,}5\,([C_{H1}] + [C_{H2}]), \tag{12.10}$$

где $[C_{H1}]$ и $[C_{H2}]$ определяют по формуле (12.5). Величина $[C_H]_{кос}$ из (12.10) не должна превышать более чем на 40 % меньшее из двух значений $[C_{H1}]$ и $[C_{H2}]$.

В приближенных расчетах принимают $K_{H\beta} = 1{,}15$. Далее при $\beta = 0$ и $\beta \neq 0$ принято соответственно $K_{H\alpha} = 1{,}14$; $K_{H\alpha} = 1$; $Z_H^2 Z_\varepsilon^2 = 2{,}5$ и $K_{H\alpha} = 1{,}09$; $K_{H\alpha} = 1{,}1$; $Z_H^2 Z_\varepsilon^2 = 1{,}8$. При этих данных из (12.3) имеем.

при $\beta = 0$

$$[K_0] = [K_0]_{прям} = 0{,}31\,[C_H]_{прям}; \tag{12.11}$$

при $\beta \neq 0$

$$[K_0] = [K_0]_{кос} = 0{,}40\,[C_H]_{кос}. \tag{12.12}$$

Коэффициенты $[C_H]$ и $[K_0]$ связаны прямо пропорциональной зависимостью с допускаемой нагрузкой и близкой к обратно пропорциональной – с массой зубчатой пары (стр. 212). Это обстоятельство существенно упрощает сравнение несущей способности при различных параметрах передач и поиск вариантов с наиболее благоприятными массо-габаритными показателями.

При заданных d_{w1}, b_w и u, т. е. при известных габаритных размерах зубчатой пары и, следовательно, в известной степени – массы ее, коэффициент $[K_0]$ содержит полную информацию о несущей способности, поскольку в него входят все параметры, влияющие на этот показатель. В связи с этим для сравнения несущей способности зубчатых пар при различных материалах, режимах работы, геометрии зацепления (при варьировании величин β, z, x_1, x_2), точности и других показателей достаточно сопоставить соответствующие значения $[K_0]$. Накопленные сведения о значениях $[K_0]$ в различных машинах (так, в передачах на винт самолета или вертолета $[K_0] \approx 4{,}5 \div 5{,}4$ МПа; в судовых турбозубчатых передачах с термоулучшенными зубчатыми колесами $[K_0] \approx 0{,}6 \div 0{,}8$ МПа; при той же термообработке в передачах углеразмольных и цементных мельниц $[K_0] \approx 0{,}8$ МПа и т. д.) позволяют с незначительной затратой времени найти размеры сравниваемых вариантов передач.

Воспользуемся коэффициентами K_0 для сравнения несущей способности косозубых и прямозубых передач. Отношение несущей способности косозубых и прямозубых цилиндрических передач [см. формулу (12.3)]

$$\varphi_{кос/прям} = [K_0]_{кос}/[K_0]_{прям} = \frac{\{[C_H]/K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}Z_H^2Z_{\varepsilon\,кос}^2\}_{кос}}{\{[C_H]/K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}Z_H^2Z_{\varepsilon\,прям}^2\}_{прям}}. \quad (12.13)$$

При принятых выше усредненных значениях ряда коэффициентов из выражений (12.11) и (12.12) получим

$$\varphi_{кос/прям} = 1{,}29\,[C_H]_{кос}/[C_H]_{прям}. \quad (12.14)$$

Если $H_{вст1}$ и $H_{вст2}$ превышают 350 НВ, то $\varphi_{кос/прям} \approx 1{,}29$. Если же $H_{вст2} < 350$ НВ, то с ростом значения $H_{вст1} - H_{вст2}$ увеличивается отношение $\varphi_{кос/прям}$ [см. формулы (12.13) и (12.14)]. В связи с этим в ряде случаев (например, при затруднениях, связанных с получением колес с большим значением $H_{вст2}$ при достаточно высокой точности) применение *косозубых передач по сравнению с прямозубыми* позволяет существенно *увеличить* несущую способность, например, до 80 %.

§ 12.3. Зависимости для расчета передач *A* и 3К с прямыми зубьями

Передача *A*. Проверочный и проектировочный расчеты передач *A* (см. рис. 6.1) из условия контактной прочности зацепления $a-g$ выполняют с помощью следующих зависимостей, полученных из (12.1):

$$K_{0a} = \frac{2\cdot 10^3 T_{Ha}(p+1)}{(b_w)_a (d_w)_a^2 (p-1)\, n_w} \leqslant [K_{0a}]; \quad (12.15)$$

$$(d_w)_{aH} = 10\sqrt[3]{\frac{2T_{Ha}(p+1)}{(\psi_{bd})_a n_w (p-1)[K_{0a}]}}; \quad (12.16)$$

$$(b_w)_{aH} = \frac{2\cdot 10^3 T_{Ha}(p+1)}{(d_w)_a^2 n_w (p-1)[K_{0a}]}, \quad (12.17)$$

где $(b_w)_a$ – ширина зубчатого венца в зацеплении $a-g$; T_{Ha} – расчетный момент центрального колеса a; $(d_w)_a$ – начальный диаметр центрального колеса a; $[K_{0a}]$ – комплексный коэффициент контактных напряжений для зацепления $a-g$; $(\psi_{bd})_a$ – см. гл. 6 (обычно принимают $(\psi_{bd})_a \approx 0{,}6 \div 0{,}7$, но не более $0{,}18p$).

В приближенных расчетах при выборе типов передач предполагается, что твердости активных поверхностей зубьев в паре $a-g$ одинаковы, что является наиболее характерным вариантом для передач *A*, поскольку центральные колеса и сателлиты, как правило, цементованные и закаленные либо азотированные.

Для планетарных передач в формуле (12.3) принимают $K_{Hv} = 1{,}09$; $K_{H\alpha} = 1$; $Z_H^2 Z_\varepsilon^2 = 2{,}5$ и вместо $K_{H\beta}$ подставляют $K_{H\Sigma}$ (см. стр. 30), принимаемый равным 1,3. Учитывая зависимость (12.5), получим

$$[K_{0a}] = 0{,}283\,[C_{Hb}]_a K_{HL\,a}^2. \quad (12.18)$$

В расчетах для сравнения размеров передач принимаем $H_{вст.a} = 58$ HRC.

При этом $[C_{Hb}] = 16{,}83$ (см. табл. 12.1) и

$$[K_{0a}] = 4{,}763 K^2_{HLm} \tag{12.19}$$

где

$$K^2_{HLm} = \sqrt[3]{N_{H0a}/N_{HEa}}; \tag{12.20}$$

$$N_{HEa} = 60\, pn_{max}\, n_w t_{hE}. \tag{12.21}$$

Частота вращения тихоходного основного звена $n_{max} = n_h$ при $n_b = 0$ и $n_{max} = n_b$ при $n_h = 0$, тогда

$$t_{hE} = \sum_{i=1}^{k} (T_{a.i(i)}/T_{a.\,расч})^3\, t_{h(i)}, \tag{12.22}$$

где $T_{a.i}$ – момент, действующий на какие-либо из основных звеньев (см. рис. 6.15); $T_{a.\,расч}$ – максимальный из длительно действующих моментов (на рис. 6.15 имеем $T_{a.\,расч} = T_{a.1(1)}$).

Из условия прочности зубьев на изгиб диаметр $(d)_{aF}$ центрального колеса a определяется по формуле

$$(d)_{aF} \geqslant 10 \sqrt[3]{\frac{2T_{Fa} z_a K_{F1} K_{F\Sigma} \theta_F}{(\psi_{bd})_a\, n_w}}, \tag{12.23}$$

где θ_F принимается равным большему из двух значений:

$$\theta_g = (Y_F K_{F\alpha}/[\sigma_F])_g;\ \theta_b = (Y_F K_{F\alpha}/[\sigma_F])_b$$

соответственно для сателлита g и центрального колеса a.

Приняв $K_{F1} = 1{,}16$, $K_{F\Sigma} = 1{,}3$, из (12.23) получим

$$(d)_{aF} \geqslant 14{,}4 \sqrt[3]{\frac{T_{Fa} z_a \theta_F}{(\psi_{bd})_a\, n_w}}. \tag{12.24}$$

Для сателлитов и центрального колеса, выполненных из легированных сталей, подвергнутых цементации или нитроцементации, принимаем $[\sigma_F]_a = 380$ МПа. Для колеса b, подвергнутого термическому улучшению или нормализации (если $H_{зат} \geqslant 280$ НВ), принимаем $[\sigma_F]_b = 290$ МПа и $[\sigma_F]_b = 190$ МПа соответственно для нереверсивной и симметричной реверсивной нагрузок. Если колесо b из азотированной легированной стали, то $[\sigma_F]_b = 300$ МПа при реверсивной и нереверсивной нагрузке.

Если зубчатые колеса a и g из легированных сталей цементованные или нитроцементованные (см. табл. 2.6), то в формуле (12.24) $\theta_F = \theta_{Fg} = 7{,}9 \cdot 10^{-3}$. При колесе b, подвергнутом термическому улучшению, $\theta_F = \theta_{Fb} \approx 9{,}9 \cdot 10^{-3}$ при нереверсивной нагрузке и $\theta_F = \theta_{Fb} \approx 12 \cdot 10^{-3}$ при реверсивной симметричной нагрузке.

Перейдем к определению диаметра $(d_w)_{aLE}$ центрального колеса a из условия обеспечения требуемого эквивалентного числа миллионов оборотов роликоподшипников сателлитов при числе замен их за полный срок службы, равном $n_{зам}$, вычисляемого по формуле

$$L_E = L'_E/(n_{зам} + 1).$$

Из выражения (6.37) при $K_{нерн} = 1{,}1$; $K_{\delta} = 1{,}3$; $n_{п} = 2$; $K_{кол} = 1{,}1$; $\Omega = 1{,}1$ имеем

$$(d_w)_{оп.к} = 22{,}5 \sqrt[3]{\frac{T_{эрасч} (L_E)^{0.3}}{n_w (p-1)^2 K_D \vartheta_n}}, \qquad (12.25)$$

где коэффициенты K_D и ϑ_n берутся из табл. 6.12 и 6.13.

Величина $n_{зам}$ указывается в задании на курсовой проект. Обычно $n_{зам} = 0 \div 4$. Величина L_E при $n_b = 0$ (или $n_b = 0$) определяется по формуле (6.36). При постоянной частоте вращения (что характерно для заданий на курсовое проектирование)

$$L_E = 120 \cdot 10^{-6} p (n_{max} t_{hE})/(p-1), \qquad (12.26)$$

где $n_{max} = n_h$ при $n_b = 0$ и $n_{max} = n_b$ при $n_h = 0$.

Из формул (12.25) и (12.26) следует, что при заданных n_w, K_D, ϑ_n и p диаметр $(d_w)_{оп.к}$ увеличивается с ростом $n_{max} t_{hE}$ и с уменьшением $n_{зам}$ и p. Особенно велико влияние снижений p при значениях этого параметра меньших 4 – 4,5. При малых p и больших $n_{max} t_{hE}$ обычно $(d_w)_{оп.к} > (d_w)_{оп}$. Начиная с некоторого значения величины $n_{max} t_{hE}/(p-1)^2$ планетарная передача по массо-габаритным показателям может уступать рядной передаче. Это имеет особо важное значение при выборе схем передач.

Если число ступеней привода $n_{ст} > 1$, то при распределении общего передаточного отношения $i_{общ}$ между отдельными ступенями следует выдержать условие

$$(d_w)_{оп} \geqslant (d_w)_{оп.к}. \qquad (12.27)$$

Из выражений (12.16) и (12.25) находим зависимость для определения p, при котором удовлетворено условие (12.27). При $N_{Hlim} \geqslant N_{H0}$ (т. е. при $K_{HLe}^2 = 1$) имеем

$$p \geqslant \sqrt[3]{\frac{0{,}41 (n_{max} t_{hE})^{0.3} (\psi_{bd})_s [K_{0e}]}{K_D \vartheta_n (n_{зам}+1)^{0.3}}} + 1. \qquad (12.28)$$

Выяснение вопроса об определении p, удовлетворяющего условию (12.27) при различных режимах работы и конструктивных решениях, может служить темой исследования при выполнении курсового проекта.

Передачи 3k (см. рис. 6.2). Размеры этих передач из условия контактной прочности зубьев определяются по формулам:

$$(d_w)_{eH} \geqslant 10 \sqrt[3]{\frac{2 T_{He} u_e (u_e - 1)}{(\psi_{bd})_f n_w [K_{0e}]}}; \qquad (12.29)$$

$$(b_w)_{bH} \geqslant \frac{2 \cdot 10^3 T_{Hb} (u_b - 1)}{(d_w)_b^2 n_w [K_{0b}]}. \qquad (12.30)$$

Зависимость между моментами T_{Hb} и T_{He} дана в табл. 6.3. Величины $u_e = z_e/z_f$ и $u_b = z_b/z_g$ находят по числам зубьев, приведенным в табл. 6.7 и выбранным в зависимости от заданной (или установленной при выборе типа передачи) величины i_{we}^b. Значения $(\psi_{bd})_f$ даны в табл. 6.11.

В упрощенных расчетах полагают, что сателлит и колеса e и b из сталей, подвергнутых термическому улучшению с $H_{ист} \approx 280 \div 320$ НВ. Далее принимают [см. формулу (12.18) и табл. 12.1]:

$$[K_{0e}] = [K_{0b}] = 0{,}283\,[C_{Hb}]\,K^2_{HL}; \tag{12.31}$$

$$K^2_{HL} = \sqrt[3]{N_{H0}/N_{HE}}; \tag{12.32}$$

$$N_{HE} = 60\,(n_g - n_h)\,kt_{hE}. \tag{12.33}$$

Здесь $n_g - n_h$ находят из табл. 6.1; коэффициент $k = n_w z_f / z_e$. Если $n_w z_f / z_e < 1$, то принимают $k = 1$. Величину t_{hE} определяют по формуле (12.22).

Из условия прочности зубьев на изгиб размеры $(d)_{Fe}$ и $(b_w)_{Fb}$ определяют по формулам:

$$(d)_{Fe} \geqslant 14{,}4 \sqrt[3]{\frac{T_{Fe} u_e^2 \theta_F z_f}{(\psi_{bd})_f n_w}}; \tag{12.34}$$

$$(b_w)_{Fb} \geqslant \frac{3T_{Fb} z_g \theta_F}{(d)_g^2 u_b n_w}. \tag{12.35}$$

Значения θ_F даны на стр. 209.

§ 12.4. Определение массы зубчатых колес цилиндрических передач на стадии выбора схемы

В зависимости от схемы и кинематических параметров несущая способность зубчатой передачи может ограничиваться контактной прочностью зубьев, прочностью их на изгиб и работоспособностью подшипников. В большинстве случаев при нагрузке, лимитируемой контактной прочностью активных поверхностей, варьируя число зубьев, удается обеспечить необходимую прочность на изгиб зубьев. Однако в некоторых типах планетарных передач из-за ограничений, связанных с подбором чисел зубьев, несущая способность лимитируется не контактной, а прочностью на изгиб зубьев. Это, в частности, относится к передачам $3k$ (начиная с некоторого значения i^b_{ac}, зависящего от отношения $[\sigma_H]/[\sigma_F]$, реверсивности нагрузки и других факторов) и к передачам C с внутренними зацеплениями при u, близком к единице.

Расчеты зубчатых передач, как правило, базируются на предположении существования длительного предела выносливости. Что же касается подшипников качения, то в действующих рекомендациях их несущая способность непрерывно снижается с ростом числа циклов перемен напряжений при постоянном показателе степени m_H уравнения кривой выносливости. Поэтому, начиная с некоторого значения числа циклов перемен напряжений, допускаемая нагрузка в зубчатых передачах остается постоянной, а у подшипников качения продолжает падать. В связи с этим несущая способность некоторых типов передач может лимитироваться работоспособностью подшипников. Это, в частности, наблюдается в тех случаях (характерных, например, для передач A), когда размеры

полости для размещения подшипников сателлитов определены из условия контактной выносливости зубьев.

Возможность ограничения несущей способности передач работоспособностью подшипников возрастает с увеличением продолжительности работы и частоты вращения подшипников. В связи с этим на выбор типов передач во многих случаях существенное влияние оказывает параметр $n_{тих} t_{hE}$, где $n_{тих}$ – частота вращения тихоходного вала проектируемой передачи; t_{hE} – эквивалентное время работы за полный срок службы [36].

Зависимости для определения массы шестерни и колеса. Объем цилиндрического зубчатого колеса $V = 0{,}25\pi b_w d_w^2 K_1$, где K_1 – коэффициент заполнения, равный отношению объема зубчатого колеса к объему цилиндра с диаметром d_w и высотой b_w. Ориентировочно для шестерни можно принять $K_{11} = 1 \div 2$; для колеса с внешними зубьями $K_{12} = 0{,}6 \div 1$ (см. также [25]); для колеса с внутренними зубьями $K_{12} \approx 0{,}3 \div 0{,}35$ [43].

Масса шестерни и колеса

$$(G_m)_{1ст} = 0{,}25\pi b_w (d_{w1}^2 K_{11} + d_{w2}^2 K_{12})\,\rho_m = \\ = 0{,}25\pi b_w d_{w1}^2 (K_{11} + u^2 K_{12})\,\rho_m, \qquad (12.36)$$

Подставив в формулу (12.36) значение $b_w d_{w1}^2$ из выражения (12.1), приняв для стали плотность $\rho_m = 7{,}8 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^3 и заметив, что $T_{H1} = T_{H2}/u$, получим значение массы $(G_{mH}/_{1ст})$ (кг) шестерни и колеса из условия обеспечения контактной прочности активных поверхностей зубьев

$$(G_{mH})_{1ст} = 12{,}2 \cdot 10^{-3} T_{H2} (\chi_H)_{1ст}, \qquad (12.37)$$

где $(\chi_H)_{1ст}$ для одноступенчатой рядной передачи,

$$(\chi_H)_{1ст} = (u \pm 1)(K_{11} + u^2 K_{12})/(u^2 [K_0]). \qquad (12.38)$$

Подставив в формулу (12.36) значение $b_w d_1^2$ из выражения (2.74), получим значение массы $(G_{mF})_{1ст}$ (кг) шестерни и колеса из условия обеспечения прочности на изгиб зубьев (кг)

$$(G_{mF})_{1ст} = 12{,}2 \cdot 10^{-3} T_{F2} (\chi_F)_{1ст}, \qquad (12.39)$$

где для одноступенчатой рядной передачи

$$(\chi_F)_{1ст} = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} (Y_F/[\sigma_F])\, z_1 (K_{11} + u^2 K_{12})/u. \qquad (12.40)$$

В формулу (12.40) вместо $(Y_F/[\sigma_F])$ подставляется меньшее из двух значений $Y_{F1}/[\sigma_{F1}]$ или $Y_{F2}/[\sigma_{F2}]$. При $\beta = 0$ имеем $K_{F\alpha} = 1$ при $n_{ст} > 7$ и $K_{F\alpha} = 0{,}75$ при $n_{ст} \leqslant 7$ (см. стр. 40).

Зависимости для определения суммарной массы цилиндрических зубчатых колес рядной однопоточной передачи и указания к разбивке $i_{об}$ между ступенями. Тихоходной ступени присваивается обозначение I, последующим соответственно II, III, ..., n (рис. 12.7). Передаточные числа этих ступеней (z_2/z_1) обозначают u_I, u_{II}, ..., u_n. Общее передаточное отношение $i_{об} = u_I u_{II} \ldots u_n$.

Момент на колесе v-й ступени $T_{Hv} = T_{Hтих}/(u_I u_{II} \ldots u_{v-1})$.

Масса шестерни и колеса v-й ступени [см. формулы (12.37) и (12.38)]

$$(G_{mH})_v = 12{,}2 \cdot 10^{-3} T_{Hтих} (\chi_H)_v/(u_I u_{II} \ldots u_{v-1}), \qquad (12.41)$$

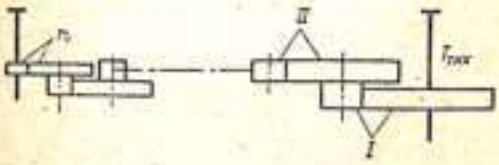


Рис. 12.7. Схема передачи, составленной из n ступеней

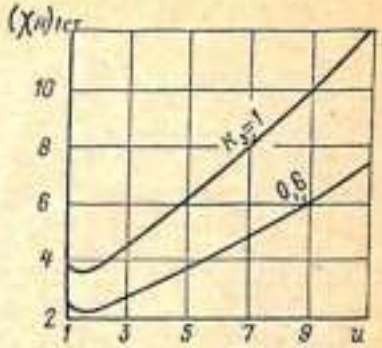


Рис. 12.8. Значения $(\chi_H)_{1ст}$ одноступенчатой цилиндрической передачи при $[K_0]=1$

где

$$(\chi_H)_v = (u_v \pm 1)(K_{\gamma 1v} + u_v^2 K_{\gamma 2v})/(u_v^2 [K_{0v}]). \qquad (12.42)$$

При $v=1$ имеем $(G_{mH})_v = (G_{mH})_{1ст}$ [см. выражение (12.37)].

Суммарная масса зубчатых колес n-ступенчатой передачи

$$\sum_1^n (G_{mH})_v = 12{,}2 \cdot 10^3 T_{H\,max} (\chi_H)_{\Sigma ст}, \qquad (12.43)$$

где

$$(\chi_H)_{\Sigma ст} = \sum_1^n [\chi_{Hv}/(u_I u_{II} \ldots u_{v-1})]. \qquad (12.44)$$

Для двухступенчатой цилиндрической передачи с внешними зацеплениями при $K_{\gamma 1v} = K_{\gamma 2v} = 1$ из формулы (12.42) и (12.44) имеем

$$(\chi_H)_{2ст} = \frac{1}{[K_{0I}]} \left\{ \frac{(u_I + 1)(1 + u_I^2)}{u_I^2} + \frac{(u_{II} + 1)(1 + u_{II}^2)[K_{0I}]}{u_I u_{II}^2 [K_{0II}]} \right\}. \qquad (12.45)$$

На основании выражения (12.38) на рис. 12.8 даны значения $(\chi_H)_{1ст}$ в зависимости от $i_{об} = u$ при $K_{\gamma 1} = K_{\gamma 2} = 1$, $K_{\gamma 1} = K_{\gamma 2} \approx 0{,}6$ и $[K_0] = 1$. На рис. 12.9 и 12.10 даны полученные по формуле (12.44) значения $(\chi_H)_{2ст}$ и $(\chi_H)_{3ст}$ в зависимости от u_I для различных значений $i_{об} = u_I u_{II}$ (рис. 12.9) и $i_{об} = u_I u_{II} u_{III}$ (рис. 12.10) при отношениях

$$[K_{0I}]/[K_{0II}] = [K_{0I}]/[K_{0III}] = 1.$$

В графике, приведенном на рис. 12.10, величина u_{II} промежуточной ступени II принята равной величине $u_{I(2ст)}$ ступени I двухступенчатого редуктора (см. рис. 12.9) с $i_{об(2ст)} = i_{об(3ст)}/u_{II(3ст)}$ при минимальном значении $(\chi_H)_{2ст}$.

Величина (χ_H) прямо пропорциональна суммарной массе зубчатых колес $\sum_1^n (G_{mH})_v$ и поэтому сопоставление (χ_H) различных типов передач позволяет получить представление об их сравнительных массах, что так важно при выборе типа передачи.

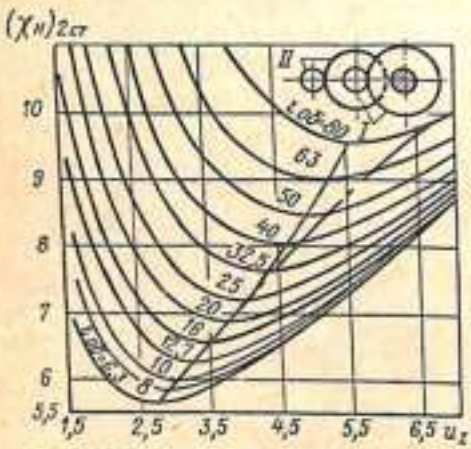


Рис. 12.9. Значения $(\chi_H)_{2ст}$ двухступенчатой цилиндрической передачи в зависимости от $i_{об}$ при $K_{з1} = K_{з2} = 1$ и $[K_{01}] = [K_{011}] = 1$

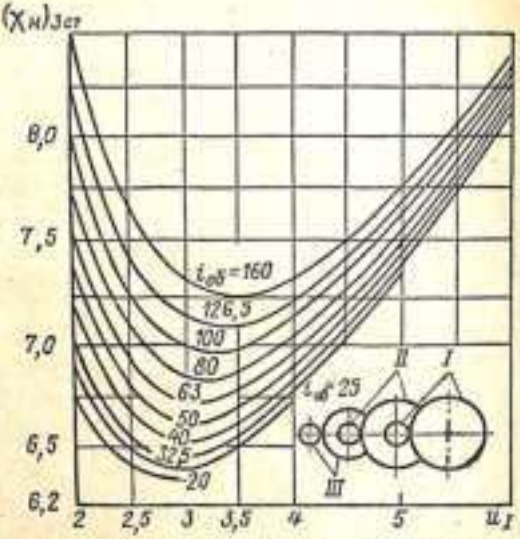


Рис. 12.10. Значения $(\chi_H)_{3ст}$ трехступенчатой цилиндрической передачи при $K_{з1} = K_{з2} = K_{з3} = 1$ и $[K_{01}] = [K_{011}] = [K_{011}]$

В зависимости от $i_{об}$ редукторы выполняют одно- и многоступенчатыми. В одной паре шестерня – колесо можно осуществить передаточное число u, достигающее нескольких десятков, но это целесообразно только в специальных случаях. Обычно в одноступенчатых редукторах назначают $u \leqslant 7 \div 8$. При бо́льших u габаритные размеры и масса одноступенчатого редуктора больше, чем двухступенчатого. Об этом, в частности, свидетельствует сравнение размеров передач, показанных на рис. 12.11, с $i_{об} = 10$.

Из рис. 12.8 и 12.9 находим, что при $i_{об} = 10$ $(\chi_H)_{1ст}/(\chi_H)_{2ст} = 11/6 = 1{,}3$. Преимущества, связанные с увеличением числа ступеней по мере роста $i_{об}$, можно обнаружить также и из графика, приведенного на рис. 12.12, на котором нанесены значения (χ_H), соответствующие разбивкам $i_{об}$ среди ступеней редуктора, обеспечивающим минимальное значение $\sum_1^n G_{mH\,(n\,ст)}$.

Из рис. 12.9 и 12.10 следует, что в зоне минимальной величины (χ_H) в значительном диапазоне изменения u_I величина $d(\chi_H)/du_I$ очень мала. Следовательно, без ощутимой потери в массе $\sum_1^n G_{mH\,(n\,ст)}$ можно варьировать величины u_I и u_{II} при заданном $i_{об}$ в достаточно широком диапазоне с целью удовлетворения тем или иным конструктивным требованиям.

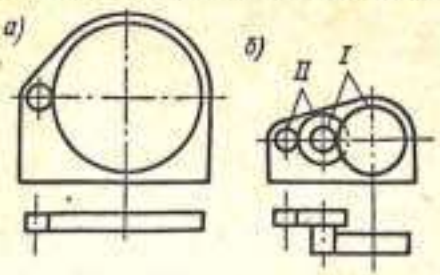


Рис. 12.11. Редукторы: *а* – одноступенчатый; *б* – двухступенчатый

Примечания: 1. Для коническо-цилиндрических передач (рис. 1.4) значения u_I, найденные из рис. 12.9, рекомендуется увеличивать на 20 – 25 %. 2. Если $i_{об} > 25$,

то величину u_i из рис. 12.9 рекомендуется назначать, руководствуясь кривой, показанной штрихпунктирной линией. При этом обычно не требуется внесение коррективов, связанных с возможным пересечением цилиндра вершин колеса быстроходной ступени с тихоходным валом.

Значительную часть $\sum_{1}^{n}(G_{mH})_v$, как следует из выражений (12.43)–(12.45), составляет масса тихоходной ступени *1*. В связи с этим для тихоходной ступени следует назначать, по возможности, наибольшее значение $[K_{0i}]$.

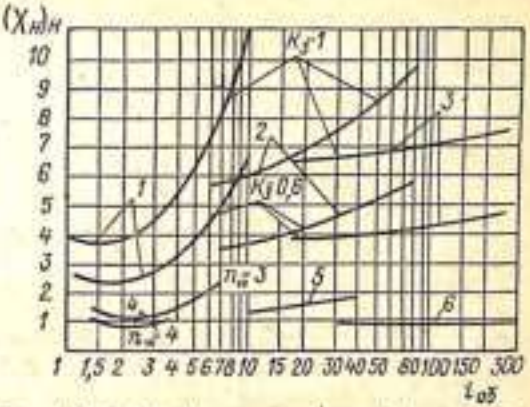


Рис. 12.12. График зависимостей (χ_H) от $i_{об}$ для различных вариантов передач при $[K_0]=1$: *1*, *2*, *3* – одно-, двух- и трехступенчатая цилиндрические передачи; *4* – передача *A* (см. рис. 6.1); *5* – передача $A^{b_1}_{b_1a_1}A^{b_2}_{b_2a_2}$; *6* – передача *3k*

Если в многоступенчатой передаче (см. рис. 12.7) с внешними зацеплениями $u_1 = u_{II} = \ldots = u_n = u$; $[K_{0i}] = [K_{0II}] = \ldots = [K_{0n}] = [K_0]$ и во всех ступенях одинаковые значения K_{y1} и K_{y2}, то из формул (12.42) и (12.44) имеем

$$(\chi_H)_{oc} = \frac{(u+1)(K_{y1}+u^2K_{y2})}{u^2[K_0]}\left(1+\frac{1}{u}+\frac{1}{u^2}+\ldots+\frac{1}{u^{n-1}}\right) = \frac{(u+1)(K_{y1}+u^2K_{y2})}{u^2[K_0]}\,\frac{u}{u-1}\left(1-\frac{1}{u^n}\right). \qquad (12.46)$$

Из выражений (12.43) и (12.46) находим

$$\sum_{1}^{n}(G_{mH})_v = \frac{12{,}2T_{H\,\text{тих}}}{10^3[K_0]}\,\frac{(u+1)(K_{y1}+u^2K_{y2})}{u^2}\,\frac{u}{u-1}\times \times\left(1-\frac{1}{u^n}\right) = G_{mH\,\text{тих}}\,\frac{u}{u-1}\left(1-\frac{1}{u^n}\right), \qquad (12.47)$$

где $G_{mH\,\text{тих}}$ – масса шестерни и колеса тихоходной ступени.

Из формулы (12.47) следует, что при неограниченно большом n величина $\Sigma(G_{mH})_v$ превышает $G_{mH\,\text{тих}}$ не более чем на $u/(u-1)\,100\,\%$. Так при $u=5$ это превышение составляет около 25 %.

Примечание. При $n = 4 \div \infty$ $K_{y1} = K_{y2} = 1$ минимальное значение $(\chi_H)_{oc} \approx 6{,}67/[K_0]$ имеется при $u \approx 2{,}9$. При $u = 4$ в том же интервале значений n имеем минимальное значение $(\chi_H)_{oc} \approx 7{,}06/[K_0]$, т. е. только на 5 % больше, чем при $u = 2{,}9$.

Зависимости для определения суммарной массы зубчатых колес многопоточных рядных передач. Использование многопоточных передач позволяет значительно снизить суммарную массу зубчатых колес.

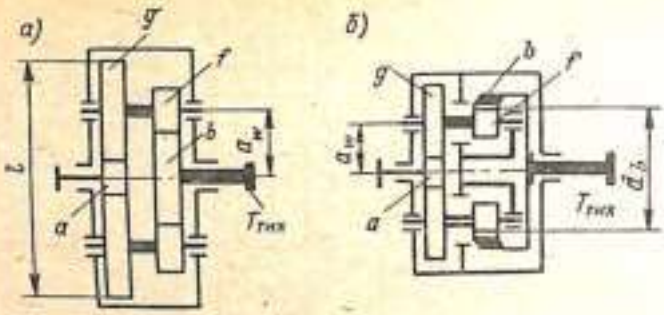


Рис. 12.13. Многопоточные рядные передачи

На рис. 12.13, *а* показана многопоточная передача с внешними зацеплениями (см. также рис. 20.5), а на рис. 12.13, *б* – многопоточная передача с одним из центральных колес с внутренними зубьями. На основании формул (12.42) и (12.44) для этих передач находим

$$(\chi_H)_{ab} = \frac{\Omega}{n_w [K_{ab}]} \left[\frac{(u_b \pm 1)\, n_w K_{3f} + u_b^2 K_{3b}}{u_b^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{(u_b + 1)(K_{3a} + u_a^2 n_w K_{3g})}{u_b u_a^2} \frac{[K_{0b}]}{[K_{0a}]} \right], \qquad (12.48)$$

где Ω – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между отдельными потоками; n_w – число потоков; $u_a = z_g/z_a$; $u_b = z_b/z_f$; индексами a и b отмечены коэффициенты $[K_0]$, относящиеся к зацеплениям $a - g$ и $b - f$; верхний и нижний знаки относятся соответственно к передачам, показанным на рис. 12.13, *а* и *б*.

Суммарная масса (кг) зубчатых колес рассмотренных передач [см. формулу (12.43)]

$$\sum G_{wH\,(ab)} = 12{,}2 \cdot 10^{-3} T_{H\,max} (\chi_H)_{ab}. \qquad (12.49)$$

На рис. 12.14 даны значения $(\chi_H)_{ab}$ при равных единице значениях K_{3a}, K_{3b}, K_{3g}, K_{3f}, Ω, $[K_{0a}]/[K_{0b}]$. Сравнивая величины $(\chi_H)_{ab}$ и $(\chi_H)_{2cr}$ (см. рис. 12.9), обнаруживаем, что минимальное значение $(\chi_H)_{2cr}$ однопоточной передачи примерно на 60 % и 100 % больше, чем $(\chi_H)_{ab}$ соответственно у двух- и трехпоточной.

Зависимости для определения суммарной массы зубчатых колес передач *A*. Объем зубчатых колес передачи *A*

$$V_A = 0{,}25\pi b_w [(d_w)_a^2 K_{3a} + (d_w)_b^2 K_{3b} + n_w (d_w)_g^2 K_{3g}] =$$

$$= 0{,}25\pi b_w (d_w)_a^2 [K_{3a} + p^2 K_{3b} + 0{,}25 n_w (p-1)^2 K_{3g}]. \qquad (12.50)$$

При сравнении различных типов передач принимают $K_{3a} = K_{3g} \approx 1$; $K_{3b} \approx 0{,}3 \div 0{,}35$. Заметив, что $T_{Ha} = T_{Hb}/(p-1)$, из выражений (12.15) и (12.50) находим зависимость для суммарной массы зубчатых колес

$$(G_{wH})_A = 12{,}2 \cdot 10^{-3} T_{Hb} (\chi_H)_A, \qquad (12.51)$$

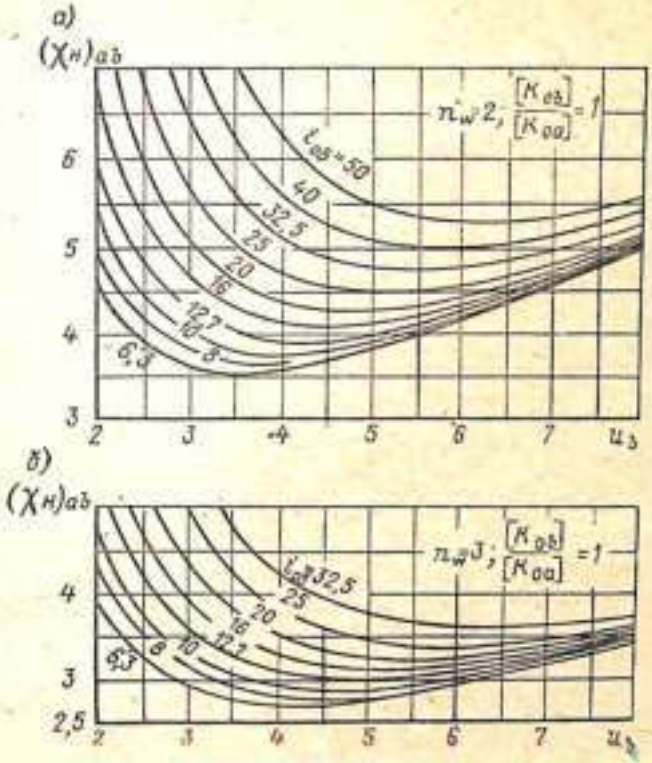


Рис. 12.14. Значения $(\chi_H)_A$ многопоточных передач (см. рис. 12.13)

где

$$(\chi_H)_A = \frac{K_{1a} + p^2 K_{1b} + 0{,}25 n_w (p-1)^2 K_{1g}}{(p-1)\, n_w [K_{0a}]} \qquad (12.52)$$

Аналогично на основании (12.23) имеем

$$(G_{mF})_A = 12{,}2 \cdot 10^{-3} T_{Fb} (\chi_F)_A, \qquad (12.53)$$

где

$$(\chi_F)_A = \frac{[K_{1a} + p^2 K_{1b} + 0{,}25 n_w (p-1)^2 K_{1g}]\, z_a \theta_F}{(p+1)\, n_w} \qquad (12.54)$$

Значения θ_F см. на стр. 209.

Сравнение габаритных размеров различных типов передач. С помощью приведенных выше зависимостей для определения размеров элементов передач зацеплением (см. гл. 2–8 и 12), указаний к эскизной компоновке (см. гл. 14) и использованием образцов выполненных конструкций можно получить основные габаритные размеры различных типов передач.

На рис. 12.15 и 12.16 показаны габаритные размеры различных типов передач. Из анализа данных их рисунков следует, что габаритные размеры передач с высокими твердостями активных поверхностей зубьев намного

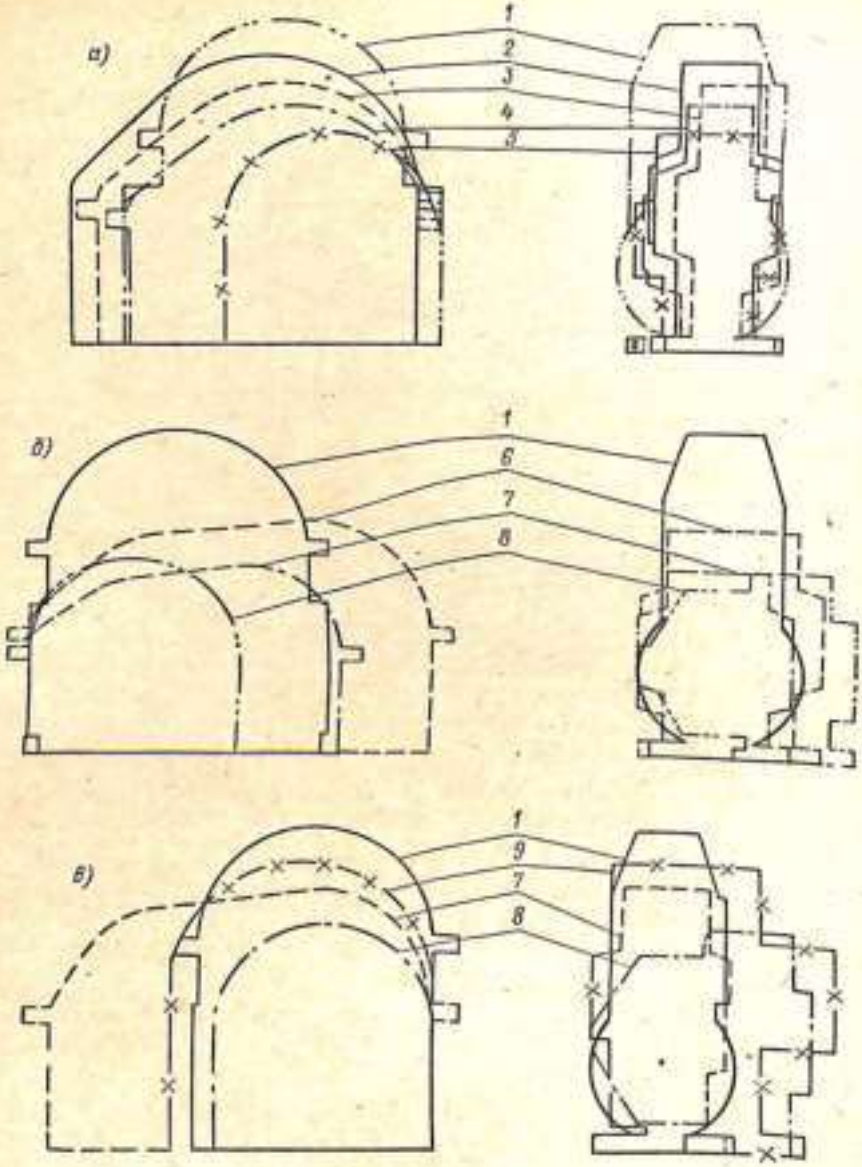


Рис. 12.15. Совмещенные габаритные размеры передач различных типов: *а* – при $i_{об} = 7$; $P = 40$ кВт; $t_{\Delta E} = 20\,000$ ч; *б* – при $i_{об} = 22$; $P = 20$ кВт; $t_{\Delta E} = 8000$ ч; *в* – при $i_{об} = 50$; $P = 10$ кВт; $t_{\Delta E} = 1000$ ч; *1* – червячный редуктор с колесами из оловянистой бронзы; *2, 4* – одноступенчатый цилиндрический редуктор с косозубыми колесами ($\beta \neq 0$) при $H_{акт} \approx 300$ НВ и $H_{акт} \approx 58$ HRC; *3* – одноступенчатый цилиндрический редуктор с прямозубыми колесами ($\beta = 0$) при $H_{акт} \approx$ ≈ 58 HRC; *5, 8* – планетарные редукторы, выполненные по схемам A^k_{3a} и при $H_{акт} \approx 58$ HRC; *6, 7* – двухступенчатый цилиндрический редуктор ($\beta \neq 0$) при $H_{акт} < 350$ НВ и $H_{акт} \approx 58$ HRC; *9* – планетарный редуктор, выполненный по схеме 3k при $H_{акт} \approx 300$ НВ

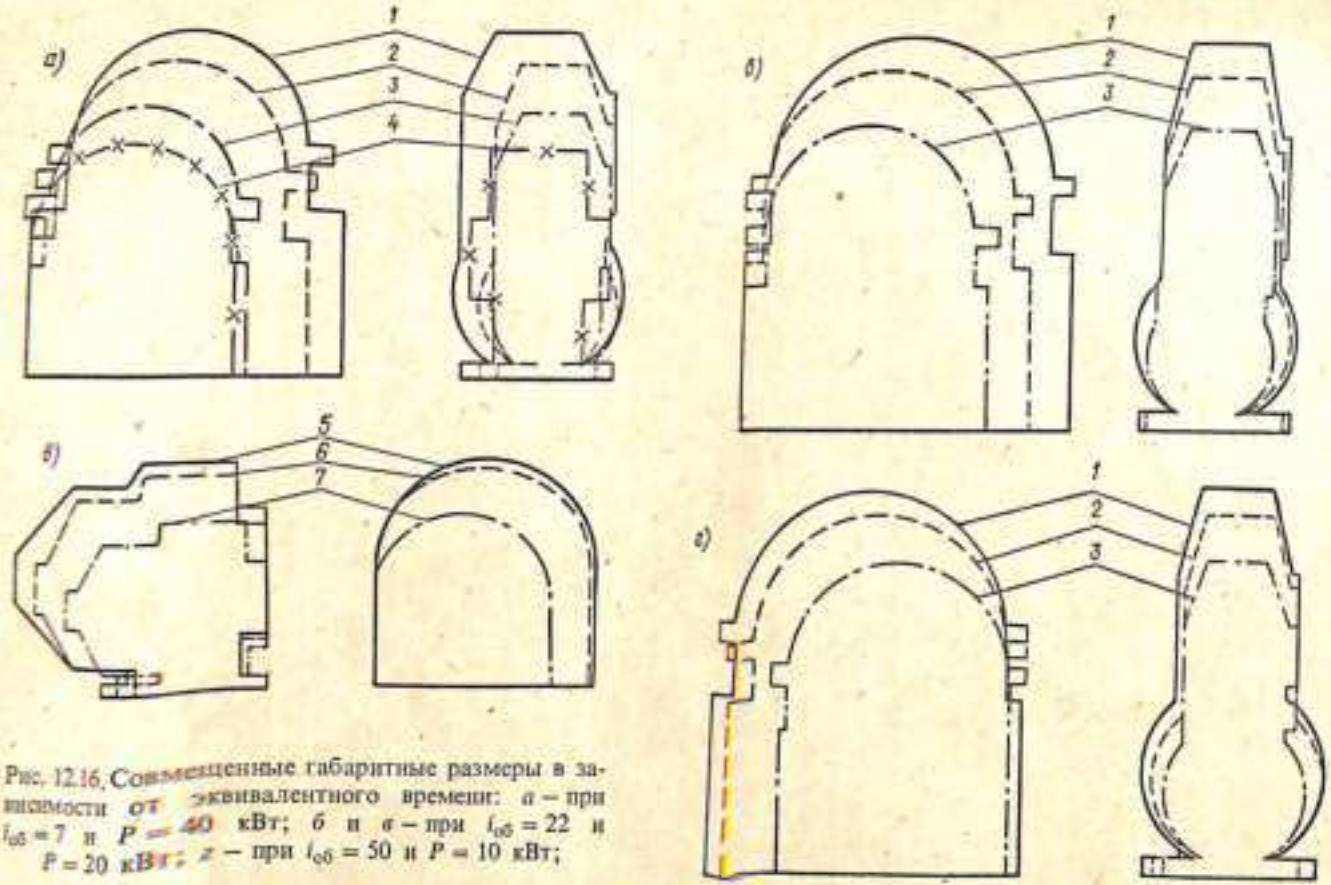


Рис. 12.16. Совмещенные габаритные размеры в зависимости от эквивалентного времени: *а* – при $t_{об} = 7$ и $P = 40$ кВт; *б* и *в* – при $t_{об} = 22$ и $P = 20$ кВт; *г* – при $t_{об} = 50$ и $P = 10$ кВт;

1, 2, 3 – червячные редукторы с колесами из оловянистой бронзы, рассчитанные по эквивалентному времени t_{hE} соответственно 20 000, 8000 и 1000 ч; *4* – планетарные редукторы, выполненные по схеме A^{b}_{*} с $H_{акт} \approx 58$ HRC при $t_{hE} = 1000 \div 20\,000$ ч; *5, 6, 7* – планетарные редукторы, выполненные по схеме $A^{b_1}_{k_1 a_1} A^{b_2}_{k_2 a_2}$ с $H_{акт} \approx 58$ HRC, рассчитанные по t_{hE} соответственно 20 000, 8000 и 1000 ч

меньше, чем у передач с $H_{акт} < 350$ НВ. Из рис. 12.15 и 12.16 следует также, что из представленных вариантов наименьшие габаритные размеры у планетарных передач. Габаритные размеры у червячных передач больше, чем у зубчатых с высокими значениями $H_{акт}$.

§ 12.5. Элементы исследований при выполнении курсового проекта

Приводимые ниже темы неравноценны по сложности и трудоемкости. Наиболее сложные могут быть выданы взамен типового задания. Менее сложные и трудоемкие выдают в качестве элементов исследования при выполнении типового задания. Дополнительную затрату времени на исследование руководитель компенсирует сложностью и объемом отдельных этапов проекта.

В учебной практике получили распространение задания, в которых в качестве элементов исследования выполняются сравнения массо-габаритных показателей и КПД передач различных типов и выбирается вариант, удовлетворяющий заданным требованиям. Настоящее пособие содержит необходимые для этих сравнений сведения, охватывающие основные типы механических передач, включая многопоточные рядовые и планетарные.

Элементы научных исследований содержат задания, в которых студенты *самостоятельно* выбирают схему привода в соответствии с исходными требованиями, относящимися к КПД, габаритным размерам, взаимному расположению осей рабочего органа и двигателя, виброактивности и др.

Темами НИР студентов могут служить выводы формул для определения основных размеров многопоточных и в том числе планетарных передач, базирующихся на критериях изгибной и контактной выносливости зубьев и работоспособности подшипников. Такие формулы имеются в настоящей главе и некоторых опубликованных работах. Однако выводы зависимостей не даны и охватывают они далеко не все передачи.

Некоторые вопросы, рассмотренные в настоящей главе, намеренно представлены в незавершенном виде с целью использования их в качестве тем для проведения исследований в процессе курсового проектирования, а также при выполнении расчетно-графических работ по курсу «Детали машин».

Важным условием для развития творчества и самостоятельности является обращение при курсовом проектировании к результатам новейших исследований, в том числе и зарубежным, а также к методам расчета и конструирования, обычно не используемым в учебном процессе. Изучение этого вопроса может служить основой формирования многочисленных тем студенческих НИР. Ниже даны отдельные конкретные темы исследований.

Исследование влияния твердости активных поверхностей зубьев $H_{акт}$ на габаритные размеры и массу зубчатых передач. Снижение массы зубчатых пар с увеличением $H_{акт}$ отмечено в гл. 2 и более подробно в источниках [36, 43].

При курсовом проектировании могут быть выполнены сравнения массы и габаритных размеров передач при различных значениях $H_{акт}$. Наиболее показательным является сравнение передач с $H_{акт} \leqslant 350$ НВ и $H_{акт} \geqslant 56$ HRC. Результат сравнений зависит от величин n_{max}/n_{HE}, $n_{зам}$, ψ_{bd} и др. С увели-

чением $n_{\text{ст}} t_{hE}$ и снижением $n_{\text{зам}}$ увеличиваются размеры и масса опорных узлов с подшипниками качения.

В методах расчета зубчатых передач предполагается существование длительного предела контактной выносливости, тогда как подбор подшипников качения базируют на кривых выносливости, не имеющих горизонтального участка. Поэтому с увеличением $n_{\text{ст}} t_{hE}$ и снижением $n_{\text{зам}}$ растет величина отношения массы опорных узлов с подшипниками качения к массе зубчатых пар. Это обстоятельство существенно влияет на конечные результаты сравнения передач с различными значениями $H_{\text{акт}}$. С уменьшением $n_{\text{зам}}$ и увеличением ψ_{bd} и $n_{\text{ст}} t_{hE}$ растет удельный вес в общей массе редуктора массы опорных узлов с подшипниками качения. Помимо этого с увеличением ψ_{bd} растет величина $K_{H\beta}$, что, в свою очередь, оказывает влияние на массу передачи.

Таким образом, конечные результаты рассматриваемых сравнений являются сложной функцией ряда взаимосвязанных переменных и при этом неизбежен большой объем вычислительных работ (в частности, с использованием сложных аналитических зависимостей для определения массы корпусных деталей, базирующихся на эмпирических соотношениях размеров их элементов).

Разбивка $i_{об}$ между ступенями многоступенчатой передачи. В § 12.4 даны рекомендации к разбивке $i_{об}$ для двух- и трехступенчатых передач с цилиндрическими зубчатыми колесами и одинаковыми для всех ступеней значениями $[K_0]$. Эти данные как ориентировочные могут быть использованы и при неравных значениях коэффициентов $[K_0]$, но при этом величина $\sum_1^n (G_{mh})_v$ будет отклоняться от минимального значения. Из анализа зависимости (12.45), можно, например, обнаружить, что при $[K_{01}] > [K_{0\text{II}}]$ значение u_1 будет больше, чем при $[K_{01}] = [K_{0\text{II}}]$.

Из формул (12.3) – (12.7) следует, что величина $[K_0]$ зависит от частот вращения зубчатых колес, которые, в свою очередь, являются функциями неизвестных при разбивке $i_{об}$ значений i_1, i_{II}, ... В связи с этим при разбивке $i_{об}$ применяют итерационные методы. Минимизация величины $\sum_1^n (G_{mh})_v$ еще не обеспечивает получение оптимального по массе и габаритным размером варианта передачи в целом, поскольку при этом, в частности, не учитывается влияние массы валов, подшипников и предназначенных для них деталей и элементов корпуса.

Решение этого вопроса с упрощениями, предусмотренными преподавателем, может служить темой исследования при курсовом проектировании. Целесообразны, например, сравнения массо-габаритных показателей двух- и трехступенчатой передач с заданным $i_{об}$. Приняв $i_{об} \approx 50$, получим $(\chi_H)_{2\text{ст}} \approx 8{,}5 > (\chi_H)_{3\text{ст}} \approx 6{,}6$. Далее предстоит выяснить отношение масс упомянутых вариантов редукторов и сравнить его с величиной $(\chi_H)_{2\text{ст}} / (\chi_H)_{3\text{ст}}$.

Разбивку $i_{об}$ в приводе, составленном из передач A по условию минимизации величины $\sum_1^n (G_{mh})_v$, можно выполнить с использованием зависимостей (12.51) и (12.52) и данных справочника [42]. Однако несущая способность передач A не всегда определяется контактной прочностью зубьев. Во многих случаях она лимитируется работоспособностью под-

шипников при заданных ограничениях величины $n_{\text{сат}}$. В связи с этим поиск рациональных способов разбивки $i_{об}$ с учетом отмеченных факторов является актуальной темой исследования.

Выбор типов передач для различных ступеней многоступенчатой передачи. В практике проектирования используются приводы, составленные из передач различных типов. Так, находят широкое применение коническо-цилиндрические, цилиндро-червячные, червячно-цилиндрические передачи и т. д. От выбора типа передач для различных ступеней в большой степени зависят масса, размеры и КПД привода.

Масса зубчатых колес тихоходной ступени обычно превышает суммарную массу остальных ступеней многоступенчатой передачи [см., например, формулу (12.47)]. В связи с этим для обеспечения минимальных массо-габаритных показателей привода для тихоходной ступени следует выбирать передачу, повышенная несущая способность которой заложена как в самой схеме (например, используется эффект многопоточности), так и в выборе материалов и термообработки.

Многовариантность решений при разбивке $i_{об}$ между передачами различных типов является причиной того, что затронутая тема представляет значительный интерес для исследований при курсовом проектировании.

Исследование передачи А. Несущая способность передачи A в зависимости от спектра нагружения, твердости активных поверхностей зубьев, значений параметров p, $(\psi_{bd})_a$ и $n_{\text{max}}t_{hE}$ может лимитироваться контактной или изгибной выносливостью зубьев и работоспособностью подшипников. С увеличением $n_{\text{max}}t_{hE}$ и $(\psi_{bd})_a$ и снижением p растет величина отношения φ несущих способностей, лимитируемых контактной выносливостью зубьев и работоспособностью подшипников. На величину φ влияет тип подшипников сателлитов, число их, способ установки (внутри сателлита или в щеках водила). Отказ от наружных колец и варьирование толщины обода сателлита и зазора в подшипниках может оказать значительное влияние на величину φ [42].

В рассматриваемом исследовании вносятся количественные оценки влияния перечисленных факторов, разрабатываются конструкции опор сателлитов и сравниваются их различные варианты. При этом можно применить и нестандартные многорядные подшипники. Параллельно выполняется сравнение размеров и массы передачи A и рядной передачи. Выявляется область значений $n_{\text{max}}t_{hE}$, n_{max} и p, в которой по массо-габаритным показателям передача A уступает рядной передаче.

Из условия контактной выносливости зубьев при заданном передаточном отношении и сравнительно невысоких значениях ω_h вариант A^b_{ba} имеет меньшие массу и габаритные размеры, чем вариант A^a_{ba} [43]. Но если допускаемая нагрузка лимитируется работоспособностью подшипников сателлитов, то преимущества может иметь вариант A^b_{ba}. Это обстоятельство также может служить темой исследований.

Исследование передач 3k. По аналогии с передачами A [см. формулы (12.51)–(12.54)] предлагается найти зависимости для определения масс $(G_{mH})_{3k}$ и $(G_{mF})_{3k}$ зубчатых колес из условия прочности зубьев по напряжениям изгиба и контактным (см. [42, 43]), выявить значения i^b_{ac}, при превышении которых $(G_{mH})_{3k} < (G_{mF})_{3k}$, сравнить габаритные размеры и

суммарные массы зубчатых колес передачи $3k$ и редуктора, составленного из передач A при различных значениях $i_{об}$ и $n_{max}t_{hE}$.

Сравнение несущей способности различных вариантов зацеплений цилиндрических передач. На стр. 208 дано сравнение несущей способности косозубых и прямозубых передач из условия контактной выносливости, исходя из упрощенных зависимостей. Дальнейшим развитием этого вопроса является сравнение передач с $\beta \neq 0$ и $\beta = 0$ с учетом влияния на несущую способность косозубых передач переменности приведенной кривизны в зоне зацепления [43, 49]. При этом удается оценить влияние значений коэффициентов x_1 и x_2. Варьирование при данном u величин z_1, x_1 и x_2 позволяет синтезировать зацепление с повышенной несущей способностью.

Существенное повышение несущей способности передач с $\beta \neq 0$ достигается переходом от малоотличающихся и невысоких значений $H_{акт1}$ и $H_{акт2}$ (например, $H_{акт} \leqslant 340$ HB) к варианту с высоким перепадом твердостей (например, $H_{акт1} \geqslant 50$ HRC, $H_{акт2} = 270 \div 320$ HB). При постановке исследования, связанного с этим вопросом, можно сравнить массу и габаритные размеры косозубых передач для следующих трех вариантов сочетания: 1) $H_{акт1} \approx 320$ HB, $H_{акт2} \approx 280$ HB; 2) $H_{акт1} > 50$ HRC, $H_{акт2} \approx 280$ HB; 3) $H_{акт1} = H_{акт2} \geqslant 50$ HRC. При этом принимают значительную величину t_{hE} (не менее 15—20 тыс. ч) и варьируют число замен $n_{зам}$ подшипников качения, начиная с $n_{зам} = 0$. С уменьшением t_{hE} снижается влияние размеров опорных узлов с подшипниками качения на габаритные размеры и массу редуктора в целом. Эти исследования выполняются с использованием метода расчета, приведенного в гл. 2, и уточненного метода по ГОСТ 21354—75* (см. также [42, 49]).

Распределение нагрузки между отдельными парами зубьев зависит от точности передачи и степени загруженности. При благоприятном распределении нагрузки среди одновременно работающих зубьев эффективно зацепление с $\varepsilon_\gamma \geqslant 2$. Для этого используют исходный контур с увеличенным против предусмотренного в СТ СЭВ 308—76 коэффициентом высоты головки $h_a^* = 1$. Приняв $h_a^* = 1{,}3$ (при $\alpha = 20°$), можно существенно увеличить несущую способность, лимитируемую как контактной прочностью, так и прочностью зубьев на изгиб [43].

Темой исследования может служить сравнение массо-габаритных показателей передач, соответствующих контурам с $h_a^* > 1$ и $h_a^* = 1$ при различных точности, значениях $H_{акт}$, K_{HL} и величине передаваемой нагрузки. По мере снижения точности падают преимущества передач с $h_a^* > 1$. В случае тихоходных передач при точности, не обеспечивающей благоприятное распределение нагрузки среди одновременно работающих пар зубьев, представляют практический интерес исследования, связанные с получением больших значений α_{tw} ($\alpha_{tw} \gg 20°$) при использовании исходного контура по СТ СЭВ 308—76.

В работах [12, 13] показано, что в передачах, соответствующих стандартным и нестандартным исходным контурам, не полностью используются возможности эвольвентного зацепления в отношении несущей способности. Автором работы [12] предложен метод, позволивший выявить ранее неизвестные ресурсы этого зацепления. (Оказалось возможным, например, получить прямозубую передачу с $\varepsilon_\gamma > 2$ при $\alpha_{tw} \approx 24°$, что обеспечивает повышение несущей способности приблизительно на 70%

по сравнению с передачей, соответствующей стандартному исходному контуру по СТ СЭВ 308 – 76.) В исследовании, посвященном этому вопросу, рассчитываются параметры зацепления и выясняется несущая способность (с использованием, например, метода, приведенного на стр. 66 в работе [43]). Затем выполняется сравнение несущих способностей полученной передачи и передачи с теми же значениями z_1, u и m, но соответствующей стандартному исходному контуру.

Несущая способность передач с зацеплением Новикова (см. гл. 3) из условия выносливости активных поверхностей зубьев в среднем приблизительно в два раза больше, чем у передач с эвольвентным зацеплением (см. рис. 1.6 в работе [43]). Накоплен большой опыт применения передач Новикова при $H_{экт} \leqslant 340$ НВ. Однако данные, относящиеся к этим передачам с $H_{экт} > 350$ НВ, весьма ограничены. Базируясь на методе, приведенном в гл. 3, рекомендуют исследования, связанные со сравнением масс-габаритных характеристик передач с зацеплением Новикова и эвольвентных для следующих сочетаний $H_{экт}$:

1) при $H_{экт} = 280 \div 320$ НВ;

2) в передаче Новикова при $H_{экт} = 280 \div 320$ НВ, а в эвольвентной передаче при $H_{экт} \approx 58$ HRC. В рассматриваемом случае результаты сравнений зависят от параметра $n_{тих}t_{hE}$ и характера спектра нагружения. Варьирование значений этих параметров является необходимым условием данного исследования.

Темой исследования может служить также сравнение многопоточной передачи (см. рис. 12.13, *б*) с эвольвентными зацеплениями с такой же передачей, но имеющей внешнее зацепление Новикова (см. рис. 1.29 в работе [43]).

Сравнение габаритных размеров и массы передач A и B (см. рис. 6.1). В мощных приводах находят применение передачи *A* с $p \approx 10$. При этом диаметральные габаритные размеры передачи *A* существенно больше, чем у передачи *B* (см. рис. 6.1, а также рис. 158 в работе [38]). Темой исследования может явиться сравнение суммарных масс зубчатых колес передач *A* и *B* и их габаритных размеров.

Сравнение габаритных размеров, массы и КПД червячных передач и заменяющих их зубчатых передач. При этих сравнениях варьируют величины $i_{об}$, $n_{тих}t_{hE}$, $H_{экт}$. Червячную передачу сравнивают с передачами коническо-цилиндрической, коническо-планетарной (см. рис. 20.15) и *3k*.

Сравнение масс-габаритных показателей редукторов, предназначенных для очень больших нагрузок. При больших моментах на тихоходном валу (например, $T_{тих} > 0{,}5 \cdot 10^6$ Н·м) размеры зубчатых колес рядных передач получаются настолько большими, что во многих случаях не представляется возможным изготовить их с высокими значениями $H_{экт}$. В результате применяют зубчатые пары с $H_{экт1} = 260 \div 320$ НВ и $H_{экт2} = 200 \div 260$ НВ.

Переход от рядной передачи к планетарной обеспечивает существенное снижение габаритных размеров, благодаря использованию эффекта многопоточности и внутреннего зацепления. Отмеченные резервы к снижению размеров зубчатых колес являются причиной возможности перехода к более качественным материалам и использованию термообработок, обеспечивающих высокие значения $H_{экт}$. Это обстоятельство, в свою очередь, способствует существенному снижению массы и габаритных размеров привода.

В результате реализации указанных возможностей удается резко снизить массу и габаритные размеры привода. Оценка этого эффекта является темой исследований, в которых сравнивают габаритные размеры и массу одноточной передачи с указанными значениями $H_{акт}$ со следующими заменяющими ее вариантами передач привода:

1. $A^{b1}_{k1a1}A^{b2}_{k2a2}$ или $A^{b1}_{k1a1}A^{b2}_{b2a2}A^{b3}_{k3a3}$ с цементованными и закаленными зубчатыми колесами a и g.

2. Двухпоточная передача (см. рис. 12.13) с цементованными и закаленными зубчатыми колесами.

В обоих сравнениях принять $i_{об} = 20 \div 50$, $T_{тах} = (0{,}3 \div 2)\,10^6$ Н·м; $t_{kE} = 20\,000$ ч; $n_{дат} = 0 \div 2$.

Выбор частоты вращения двигателя. С увеличением $n_{дв}$ обычно снижаются масса и габаритные размеры двигателя, но возрастает (в связи с увеличением $i_{об}$) на некоторую величину (которую обозначим ΔG_m) масса механической передачи. Величина ΔG_m зависит от твердости активных поверхностей зубьев, значения $i_{об}$, типа передачи и режима работы. Значения ΔG_m уменьшаются с увеличением $H_{акт}$ и $i_{об}$ и уменьшением $n_{тах}t_{kE}$. Из анализа формулы (12.47) и исходных предпосылок к ней следует, что при больших $i_{об}$ (например, при $i_{об} > 80$) отношение величины ΔG_m к массе передачи очень мало и быстро снижается с дальнейшим увеличением $i_{об}$.

Расчет коэффициента $K_{H\beta}$. Для определения величины $K_{H\beta}$ широко используют предназначенные для проектировочного расчета графики (см. рис. 2.15) или таблицы, в которых из многочисленных влияющих факторов учитывают только параметр ψ_{bd} и схему передачи. Однако эти данные широко используют и при курсовом и даже весьма часто при реальном проектировании ответственных передач как окончательные, т. е. и в проверочном расчете. Для курсового проекта это закономерно, поскольку расчет с учетом деформации, люфтов и погрешностей трудоемок, выходит за рамки учебного проекта и может быть применен только в качестве НИР студентов.

При $\psi_{bd} \leqslant 1{,}2$ (характерных для передач с $H_{акт} > 55$ HRC) величину $K^0_{H\beta}$ определяют по формуле (2.61). При этом наиболее сложной и трудоемкой частью работы является определение угла между проекциями осей шестерни и колеса на плоскость зацепления. С этой целью составляют схему алгоритмов и программу на ЭВМ (см. приложение 3).

Расчет $K^0_{H\beta}$ при $\psi_{bd} > 1{,}2$ значительно сложнее, поскольку при этом уже надо учитывать деформации кручения и изгиба тела шестерни [37], [38].

Темой НИР может служить расчет продольной модификации для уменьшения неравномерности удельных нагрузок по ширине зубчатых венцов. При этом в случае постоянной нагрузки можно снизить $K^0_{H\beta}$ (см., например, с. 302 в работе [38]) и существенно увеличить несущую способность передачи.

Исследование существенно усложняется при непостоянной нагрузке, так как в этом случае при наличии профильной модификации $K^0_{H\beta} \neq \neq \text{const}$ и надо выполнить поиск оптимального варианта.

Научные работы студентов, связанные с уточнением оценок несущей способности зубчатых передач. По мере совершенствования методов расчета зубчатых передач непрерывно растет число учитываемых факторов,

влияющих на конечные результаты. Расчеты усложняются и использование их в учебном процессе без соответствующих корректив становится затруднительным. В связи с этим в курсе «Детали машин» и руководствах к курсовым проектам используют упрощенные расчеты.

Приведем краткие сведения о некоторых упрощениях, принятых в настоящем пособии. При этом даются рекомендации, которые могут быть использованы для проведения исследований в процессе выполнения курсового проекта.

1. В ГОСТ 21354–75* за расчетную не рекомендуется принимать нагрузку, которой соответствует число циклов перемен напряжений, меньшее $0{,}03N_{HE}$, а при определении величин N_{HE} учитывается только та часть циклограммы нагружения, которой соответствует число циклов $N_i \leqslant 2{,}4N_{H0}$. Для упрощения расчетов эти особенности методики по ГОСТ 21354–75* не учитываются при курсовом проектировании. Однако в ряде случаев это может вызвать довольно существенные отклонения от действительных результатов. Выявление циклограмм нагружения, при которых эти отклонения значительны, может служить темой исследования при курсовом проектировании.

2. *Известно, что с увеличением* абсолютной величины суммы скоростей контактирующих точек относительно зоны контакта увеличиваются толщина масляной пленки, разделяющей сопряженные поверхности, и несущая способность, лимитируемая сопротивлением развитию усталостного выкрашивания. Для учета отмеченных особенностей допускаемое контактное напряжение увеличивают умножением на коэффициент $Z_v = kv^{\delta}$, где Z_v – коэффициент, значение которого выбирается таким, чтобы при $v = 5$ м·с$^{-1}$ получить $Z_v = 1$. По данным исследований [52] и некоторым зарубежным источникам, степень $\delta \approx 0{,}2$; в ГОСТ 21354–75* приняты более осторожные значения ($\delta_{HB} = 0{,}1$ при $H_{акт} \leqslant 350$ НВ и $\delta = 0{,}05$ при $H_{акт} \geqslant 350$ НВ). Это связано с недостаточными данными из опыта эксплуатации передач при резко изменяющихся по величине нагрузках и частых пусках и остановках. Таким образом, данный вопрос еще подлежит дальнейшим исследованиям и уточнениям. Темами НИР в данном случае могут служить: 1) сравнение несущей способности передач при различных значениях δ (например, равных 0,1 и 0,2); 2) вывод зависимости для N_{HE} с учетом изменения скорости v. Вторая тема связана с тем, что в ГОСТ 21354–75* и в базирующихся на нем методах нет указаний к расчетам величины N_{HE} с учетом изменения величины v при различных нагрузках. Полученные зависимости следует проиллюстрировать примерами передач с одинаковыми максимальными скоростями v_{max}, но существенно отличающимися значениями v при расчетной нагрузке.

3. Для упрощения расчетов в настоящем пособии коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между двумя парами зубьев прямозубой передачи, дан только с учетом точности изготовления и для зубчатых пар с $x_1 = x_2 = 0$. В уточненном расчете $K_{F\alpha}$ приравнивается большему из двух значений λ и ϑ (см. с. 25 в ГОСТ 21354–75* и с. 106 в справочнике [42], где $K_{F\alpha} = Y_\varepsilon$) и зависит не только от точности, но и от геометрических параметров зацепления и от нагрузки F_n/b_w, приходящейся на единицу ширины зубчатого венца. В свою очередь, при использованной несущей способности передачи, F_n/b_w зависит от материалов

шестерни и колеса, характера спектра нагружения, значений величин d_{w1}, u, H_{act} и др.

Исследование влияния точности и перечисленных параметров на несущую способность, лимитируемую прочностью зубьев на изгиб может служить темой НИР студентов.

4. С ростом x уменьшается коэффициент формы зуба Y_F и, следовательно, снижается напряжение у основания зуба. Однако, из этого еще не следует, что во всех случаях несущая способность, лимитируемая прочностью зубьев на изгиб, у передач с $x_1 > 0$ и $x_2 > 0$ выше, чем у передач с $x_1 = x_2 = 0$.

Темой НИР является сравнение нагрузочной способности из условия прочности зубьев на изгиб передач с $x_1 = x_2 = 0$ (или $x_1 = x_2 = 0$). При этом в соответствии с рекомендацией в ГОСТ 16532–70 принимают $x_1 = x_2 = 0{,}5$. Однако можно назначать и существенно бо́льшие значения x, доводя их, например, до 0,8 и допуская при этом $\varepsilon_\gamma = 1 + 1{,}1$. В указанных сравнениях варьируют величины d_{w1}, u, t_{bE}, механические характеристики материалов шестерни и колеса и параметры точности.

5. При снижении нагрузки увеличивается $K_{F\alpha}$. Это обстоятельство может служить темой исследования с целью внесения коррективов в расчет величины N_{FE}.

Глава 13

МУФТЫ

§ 13.1. Общие сведения

Для соединения отдельных узлов и механизмов в единую кинематическую цепь используются муфты, различные типы которых могут также обеспечивать компенсацию смещений соединяемых валов (осевых, радиальных, угловых и комбинированных), улучшение динамических характеристик привода, ограничение передаваемого момента, включение отдельных частей привода и пр.

Наиболее распространенные муфты стандартизованы или нормализованы. Выбор муфт производится в зависимости от диаметра вала и передаваемого крутящего момента

$$T_{\text{расч}} = kT_{\text{дл}} \leqslant T_{\text{табл}}, \qquad (13.1)$$

где $T_{\text{дл}}$ – наибольший длительно действующий момент; $T_{\text{табл}}$ – табличное значение передаваемого крутящего момента; k – коэффициент, учитывающий режим работы, $k = k_1 k_2$; k_1 – коэффициент безопасности, принимаемый равным 1, если поломка муфты не вызывает аварии машины; 1,2 – если поломка муфты ведет к аварии машины; 1,5 – если поломка муфты может привести к человеческим жертвам; k_2 – коэффициент, учитывающий условия работы муфты, $k_2 = 1$ – при спокойной работе равномерно нагруженных механизмов, $k_2 \leqslant 1{,}5$ при тяжелых условиях работы с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов.

Из большого числа разнообразных муфт ниже приводятся лишь широко применяемые в механических приводах, рассматриваемых в настоящем пособии.

§ 13.2. Соединительные компенсирующие муфты

Из различных типов компенсирующих муфт наибольшее распространение получили *зубчатые муфты*. Достоинствами этих муфт, обеспечивающими их большое распространение, являются высокая нагрузочная способность и компактность, технологичность и возможность использования в широком диапазоне угловых скоростей и передаваемых моментов.

Зубчатая муфта (рис. 13.1, *а*) состоит из двух втулок *1* с внешними зубьями и скрепленных болтами двух обойм *2* с внутренними зубьями. Для зубчатых муфт используют эвольвентное зацепление с профильным углом $\alpha_u = 20°$ и коэффициентом высоты $h_a^* = 0{,}8$. Центрирование обоймы относительно втулки выполняют, как правило, по наружному диаметру d_n, при этом поверхность заготовки по $d_в$ рекомендуется обрабатывать по сфере (иногда центрирование производят по боковым граням, в основном при малых скоростях в малоответственных передачах). Зубья втулки выполняют с линейчатыми (рис. 13.1, *б*) или криволинейными образующими (рис. 13.1, *в*). Перекос бочкообразных зубьев (с криволинейными образующими) не приводит к нежелательному кромочному нагружению зубьев.

Для снижения потерь на трение и увеличения долговечности зубчатых муфт используются масла повышенной вязкости, часто с противозадирными присадками.

ГОСТ 5006–55* для изготовления втулок и обойм предусматривает материалы с невысокими механическими характеристиками (сталь 40, 45Л). Большей несущей способностью при тех же размерах обладают муфты

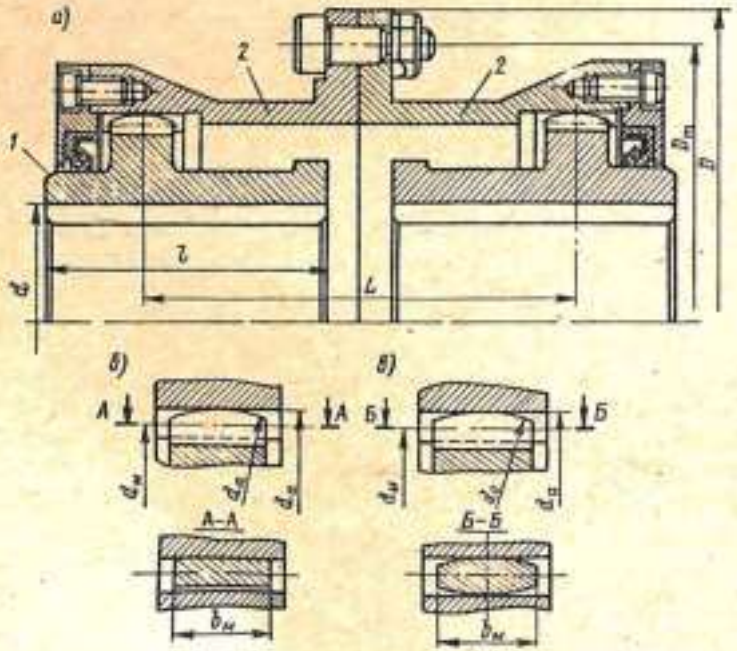


Рис. 13.1. Зубчатая муфта

по ОСТ 92-8764–76 «Муфты соединительные зубчатые», где используются термически улучшенные стали 40Х и 38ХМ по ГОСТ 4543–71. Дальнейшее повышение несущей способности может быть достигнуто за счет применения поверхностного упрочнения зубьев цементацией или азотированием.

Соединение втулок с валом осуществляется посадкой с гарантированным натягом и шпонкой или шлицами. Осевую фиксацию втулок рекомендуется выполнять торцовыми шайбами (см. рис. 15.1).

Зубчатые муфты допускают угловые смещения валов в одном сочленении $\gamma_{max} = 30'$ и радиальные смещения $\Delta_{max} = \gamma_{max} L$, где L – расстояние между зубчатыми сочленениями муфты (рис. 13.1).

Выбор основных параметров зубчатого сочленения (модуль $m_м$, число зубьев $z_м$, ширина зуба $b_м$) производится по табл. 13.1. Остальные размеры муфты устанавливаются конструктивно из условия обеспечения минимального диаметрального размера. При этом длина зубчатой втулки ориентировочно определяется из соотношения $l/d = 1{,}2 \div 1{,}3$; диаметры $D_м$ и D (рис. 13.1) устанавливаются из расчета болтов, поставленных без зазора.

При работе муфты в условиях смещений соединяемых валов возникает неуравновешенная радиальная сила $F_r \approx (0{,}2 \div 0{,}4) F_t$ и момент $M_м \approx \approx (0{,}1 \div 0{,}15) T$, нагружающие вал ($F_t = 2T/d_м$ – окружная сила на расчетном диаметре муфты) [36].

Для обеспечения радиальной подвижности основных плавающих звеньев планетарных передач, с целью компенсации погрешностей изготовления используются зубчатые соединительные муфты, представленные на рис. 16.9; 16.12; 20.10; 20.12. Геометрические параметры зубчатого сочленения соединительных муфт центральных колес с внешними зубьями (рис. 16.9) могут выбираться аналогично параметрам зубчатых муфт по ГОСТ 5006–55. Муфты плавающих центральных колес с внутренними зубьями (см. рис. 16.12) или водила (см. рис. 20.10; 20.12), нарезанные непосредственно на этих деталях, имеют нестандартные параметры: профильный угол $\alpha_м = 20 \div 30'$, коэффициент высоты зуба $h_м^* = 1 \div 0{,}5$.

При проектировании нестандартных муфт расчетный диаметр зубчатого венца (мм) может быть найден по эмпирической формуле

$$d_м \geqslant \sqrt[3]{\frac{T}{k_м q_м}}, \qquad (13.2)$$

Таблица 13.1

Основные параметры зубчатых соединительных муфт по ОСТ 92-8764–76

d, мм	T, Н·м	$m_м$, мм	$z_м$	$b_м$, мм	d, мм	T, Н·м	$m_м$, мм	$z_м$	$b_м$, мм
25–32	500	2	26	12	70–92	16 000	3	48	25
28–38	1000	2	30	12	85–102	25 000	3	56	25
32–48	1600	2,5	30	12	95–112	31 500	4	48	30
45–60	4000	2,5	38	15	110–125	50 000	4	56	35
55–72	8000	3,0	40	20					

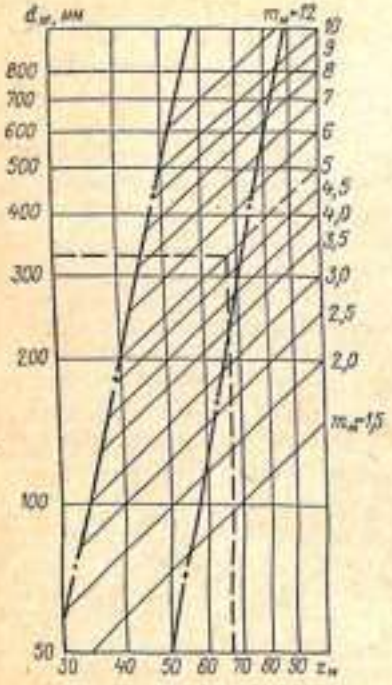


Рис. 13.2. Ориентировочная зависимость для выбора модуля $m_м$, диаметра $d_м$ и числа зубьев $z_м$ зубчатых соединительных муфт планетарных передач (рекомендуемые значения лежат в области, выделенной штрих-пунктирными линиями)

где T – крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·м; $q_м = b_м/d_м$ – отношение рабочей ширины зубчатого венца к расчетному диаметру (рекомендуется $q_м = 0{,}2 \div 0{,}25$); $k_м$ – коэффициент, зависящий от твердости активных поверхностей зубьев муфты; при 40 – 50 HRC и 58 – 62 HRC соответственно $k_м \leqslant 6$ и $k_м \leqslant 12$.

Значение модуля муфты $m_м$, выбирается из графика, приведенного на рис. 13.2. Выбор расчетного диаметра $d_м$ и модуля $m_м$ зубчатых сочленений, нарезанных непосредственно на плавающих звеньях (см. рис. 16.9, *а*; рис. 16.12, *б*, *в*, *г*), рассмотрен в п. 16.4.

С целью предупреждения недопустимой интенсивности изнашивания выполняют проверочный расчет по условному давлению

$$p = \frac{Tk_h k_{нр}}{b_м d_м^2} \leqslant [p], \qquad (13.3)$$

где $k_h = 1{,}11$ и $k_h = 1{,}0$ соответственно при коэффициентах высоты зуба $h_a^* = 0{,}8$ и $h_a^* = 1{,}0$; $k_{нр}$ – коэффициент неравномерности удельной нагрузки, равный 1,1 и 1,3 для муфт, нарезанных на жестких деталях или на тонкостенном ободе центральных колес соответственно.

Допускаемое давление ($[p]$, МПа) в зависимости от вида термообработки зубьев:

Термическое улучшение (280 – 320 НВ)	3,6 – 4,6
Закалка (40 – 50 HRC)	5,3 – 6,7
Термохимическая обработка (58 – 62 HRC)	10 – 12

§ 13.3. Упругие муфты

За счет использования в конструкции упругих элементов данные муфты обладают способностью амортизировать толчки и удары, демпфировать колебания, разгружать отдельные элементы привода от периодически изменяющихся возмущающих моментов, действующих на вращающиеся массы привода и др.

Упругие муфты выполняют также компенсирующие функции, допуская некоторые радиальные и угловые смещения валов.

Ниже рассмотрены упругие муфты с неметаллическими упругими элементами, наиболее широко применяемые в механическом приводе.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 13.3) передает усилие через резиновые фасонные втулки *3*, взаимодействующие с поверхностями отверстий одной из полумуфт *4* и стальными пальцами *2*, установленными в другой полумуфте *1*.

Муфта допускает радиальные смещения валов 0,2 – 0,5 мм, осевые – 1 – 5 мм и угловые до 1° в зависимости от типоразмера.

Основные размеры элементов муфты могут быть приняты в соответствии с ГОСТ 21424 – 75 (табл. 13.2). Данный ГОСТ предусматривает два типа муфт: тип I – с цилиндрическим отверстием на концы валов по ГОСТ 12080 – 66 и тип II – с коническим отверстием на концы валов по ГОСТ 12081 – 72 и два исполнения: на длинные концы валов (исполнение 1) и на короткие концы валов (исполнение 2).

Размеры пальцев ($d_п$ и $l_п$) и их количество n определяются из расчета на изгиб, при условии обеспечения непревышения давления на поверхности резиновой втулки допускаемого значения, равного $p = 2$ МПа. Ниже приводятся рекомендации выбора этих величин (мм) по ОСТ 92-8737 – 76 (рис. 13.3).

D	100	120	140	170	190	220
$D_п$	65	80	100	120	140	170
$d_п$	10	14	14	18	24	24
$l_п$	19	33	33	42	52	52
n	8	10	10	10	8	10

Допускается закрепление полумуфт на валах с помощью шпоночного и зубчатого (шлицевого) соединения, а также установка на коническом валу. При работе муфты в условиях смещений валов возникает радиальное усилие, нагружающее вал, принимаемое условно равным $F_r = (0{,}1 \div 0{,}3) F_t$, где F_t – окружное усилие, действующее на пальцы муфты.

Упругая муфта с торообразным элементом (рис. 13.4) обладает хорошими компенсирующими свойствами и высокой демпфирующей способностью. Муфта допускает радиальные смещения валов 2 – 6 мм, осевые –

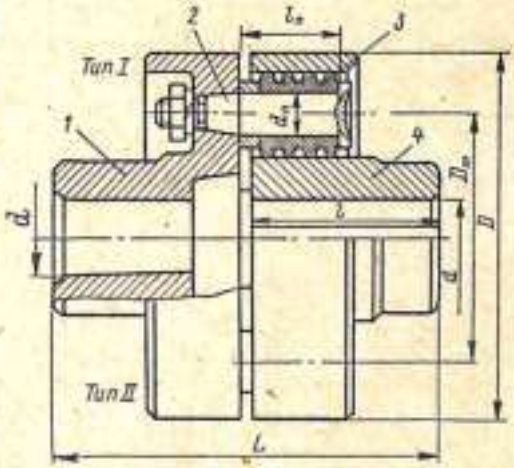


Рис. 13.3. Упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП)

Таблица 13.2

Основные размеры упругой втулочно-пальцевой муфты по ГОСТ 21424–75

d		T, Н·м	n, мин$^{-1}$	D, мм	L, мм не более		l, мм не более		Маховый момент GD^2, Н·м^2
1 ряд	2 ряд		не более		Тип I	Тип II	Тип I	Тип II	
20, 22	24	63	5700	100	104	104	50	38	0,06
25, 28	30	125	4600	120	125	125	60	44	0,3
32, 36, 40, 45	35, 38, 42	250	3800	140	165	165	80	60	0,6
40, 45	42	500	3600	170	225	225	110	85	1,72
45, 50, 56	48, 55	710	3000	190	226	226	110	85	2,7
50, 56	55	1000	2850	220	286	286	110	85	5,2
63	60, 65, 70						140	107	5,2

до 4–6 мм и угловые до 2°. Недостатком муфты является большой диаметральный размер и появление значительных осевых нагрузок на опоры, вызываемых центробежными силами, действующими на упругий элемент. Полумуфты *1* и *5* соединены резиновой оболочкой *2* (часто армированной кордом) с помощью нажимных колец *3*, состоящих из двух частей, соединенных кольцом *6* и винтами *4*.

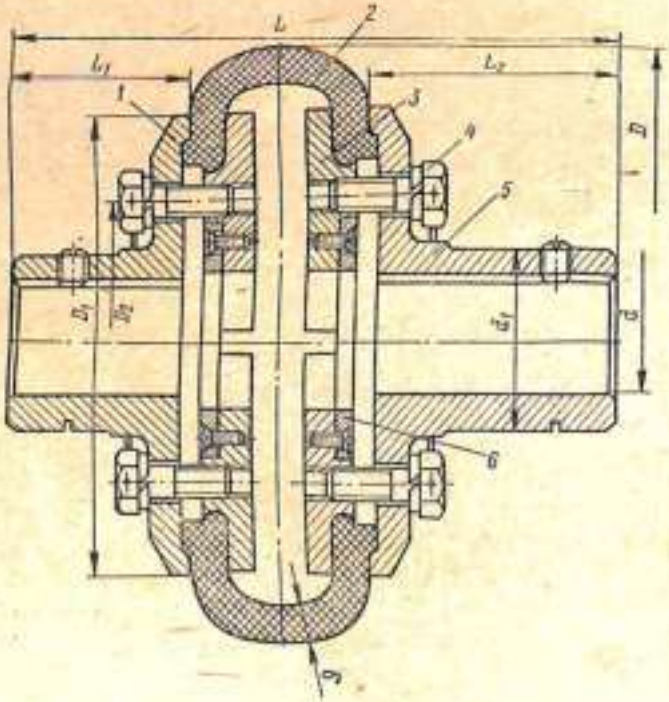


Рис. 13.4. Упругая муфта с торообразной оболочкой по нормали МН 5809–65

Таблица 13.3

Основные параметры (мм) упругой муфты с торообразной оболочкой по нормали МН 5809–65 (рис. 13.4)

d		T, Н·м	n, мин$^{-1}$, наибольший	D	d_1	D_1	D_2	L	L_1	L_2	δ	GD^2, Н·м^2
1 ряд	2 ряд											
20; 22	–	37,5	4000	125	38	100	60	126	38	52	8	0,07
25; 28	30	75	3300	160	48	128	80	152	44,5	62,5	10	0,30
32; 36	35; 38	180	2000	200	60	155	95	203	60,5	82,5	12,5	0,89
40; 45	42; 48	375	2000	250	90	195	130	268	85	113	14	3,24
50; 55	–	750	1500	320	110	260	180	282	87	115	17	9,67

Основные размеры муфты в соответствии с нормалью МН 5809–65 приведены в табл. 13.3.

§ 13.4. Сцепные управляемые муфты

Сцепные управляемые муфты предназначены для соединения или разъединения валов, а также валов и установленных на них деталей, на ходу или в неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Эти муфты широко используют при частых пусках и остановках, при необходимости изменения режима работы с минимальной затратой времени, что характерно, например, для различных коробок скоростей.

Передача момента осуществляется либо зацеплением (сцепные кулачковые и зубчатые муфты), либо силами трения (фрикционные сцепные муфты).

Сцепные кулачковые и зубчатые муфты имеют значительно меньшие габаритные размеры и массу, чем фрикционные. Необходимым условием нормальной работы сцепных муфт является высокая точность установки соосности соединяемых деталей.

Ниже приводятся данные о зубчатых сцепных муфтах, включаемых в неподвижном состоянии, имеющих широкое распространение благодаря более простой технологии изготовления обычными инструментами и методами, используемыми при производстве зубчатых колес.

Зубчатая сцепная муфта (рис. 13.5) состоит из двух полумуфт, имеющих на цилиндрических поверхностях наружные и внутренние эвольвентные зубья с исходным контуром по ГОСТ 13755–68. Параметры зацепления соответствуют степени точности 8А по ГОСТ 1643–81.

Для облегчения включения торцы зубьев закругляют. Основные параметры зубчатых сцепных муфт по ОСТ 90-0991–75 приведены в табл. 13.4.

Выход из строя муфт происходит по причине износа сопряженных поверхностей зубьев. Для повышения несущей способности муфты изготовляют из стали 40Х (ГОСТ 4543–71) с закалкой т. в. ч. до 48–54 HRC или из стали 20Х с цементацией и закалкой до твердости 56–62 HRC.

Основными элементами механизма включения муфты являются вилка и сухари, располагающиеся в пазах полумуфт. Для уменьшения трения сухари изготовляют из бронзы (БрАЖ-9-4, ГОСТ 18175–72).

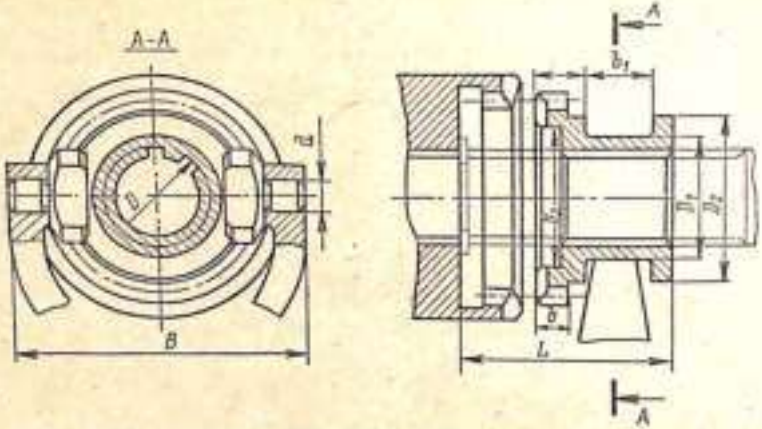


Рис. 13.5. Сцепная зубчатая односторонняя муфта по ОСТ 90-0991—75

Таблица 13.4

Основные параметры (мм) зубчатой сцепной муфты ($m = 2{,}0$) по ОСТ 90-0991—75 (рис. 13.5)

D	T, Н·м	L	Число зубьев z	D_1	D_2	D_3	b	b_1	d
25	400	51	26	32	45	38	8	18	9
28	500	55	28	35	50	42	9	18	
32	630	59	30	40	54	45	9	18	
34	800	62	32	42	58	50	10	18	
38	1250	68	34	48	62	54	12	18	
42	2000	78	38	52	70	62	15	22	10
48	3150	87	42	60	78	68	18	22	
54	4000	91	46	68	86	76	18	22	
60	5000	98	50	75	94	82	20	27	

§ 13.5. Самодействующие муфты

Самодействующие муфты выполняют функции предохранения элементов привода от случайных перегрузок (предохранительные муфты), обеспечивают передачу момента только в одном направлении (обгонные муфты), включают и выключают привод (или его отдельные части) при заданной скорости (центробежные муфты). Включение и выключение самодействующих муфт происходит автоматически. Здесь рассматриваются лишь некоторые типы предохранительных муфт, остальные виды самодействующих муфт рассмотрены в работах [18, 45].

Основными требованиями, предъявляемыми к предохранительным муфтам, являются надежность и безотказность действия, точность срабатывания и быстродействие. При быстронарастающих перегрузках (особенно при ударных нагрузках) предохранительную муфту целесообразно устанавливать по возможности ближе к источнику перегрузок для снижения инерционных нагрузок от вращающихся масс привода. При плавном нарастании перегрузки установка муфты с целью снижения ее массы и габаритных размеров, производится на быстроходном валу.

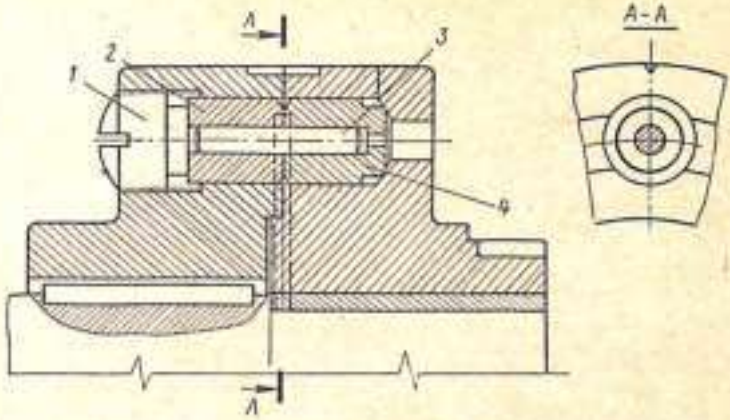


Рис. 13.6. Предохранительная муфта с разрушающимся элементом

Предохранительные муфты с разрушающимся элементом (рис. 13.6) отличаются простой конструкцией и имеют довольно широкое применение. Разрушающимся элементом являются цилиндрические штифты, имеющие гладкую поверхность или снабженные специальной выточкой.

Муфты не обеспечивают высокую точность срабатывания из-за неодинаковой прочности материала; при использовании нескольких штифтов имеет место неравномерность их нагружения. После срабатывания необходима замена разрушающихся элементов. Штифт *3* (рис. 13.6) устанавливается в стальные закаленные втулки *2*, *4* и запирается резьбовой пробкой *1*. Для удаления штифта и втулок используются специальные отверстия во втулке и полумуфте. На торцах полумуфт имеются канавки, которые предохраняют от задиров штифтами после срабатывания.

Разрушающийся элемент может быть использован не только в соединительной муфте, но и непосредственно в узлах, например в соединении вала с зубчатым колесом или звездочкой. Основные размеры разрушающихся элементов в соответствии с нормалью станкостроения приведены в табл. 13.5. Штифты обычно изготовляют из сталей 40, 45 с термообработкой до твердости 45 – 55 HRC. Втулки изготовляют из стали 40Х (50 – 60 HRC).

Расчетный момент, разрушающий штифт из условия среза,

$$T_p = (z/K_{нр})(\pi d^2/4) R\tau_в, \qquad (13.4)$$

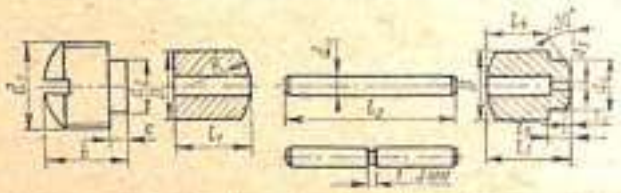
где z – число штифтов; $K_{нр}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между штифтами: при $z = 1$ $K_{нр} = 1$; при $z = 2 \div 3$ $K_{нр} = 1{,}2 \div 1{,}3$; d – диаметр штифта; R – радиус расположения штифтов; $\tau_в$ – предел прочности при срезе, $\tau_в = c\sigma_в$, для гладких штифтов $c = 0{,}7 \div 0{,}8$, для штифтов с проточкой $c = 0{,}9 \div 1$; $\sigma_в$ – предел прочности материала штифта.

В табл. 13.5 приведены также значения усилий среза $F = T_p/Rz$ для различных диаметров штифтов.

Большое распространение в механических приводах имеют фрикционные предохранительные муфты, действие которых основано на относитель-

Таблица 13.5

Основные размеры (мм) разрушающихся элементов



Усилие среза F, Н	d_m	D	d_1	d_2	d_3	d_4	b	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	R	c
70	1,5	10	M16	8	1	8	11,5	12	18	12	10	3	1	5	3
130	2				1										
290	3	15	M20	12	2	12	14	18	30	18	15	4	1,5	8	4
530	4				3										
825	5				4										
1200	6	25	M30	22	5	22	24,5	28	45	28	24	5	2	12	6
2100	8				6										
3300	10				8										

ном проскальзывании фрикционных дисков при превышении действующего момента – момента, на который отрегулирована муфта.

На рис. 13.7 представлена конструкция фрикционной предохранительной муфты, выполненной совместно с упругой втулочно-пальцевой. Основными элементами являются корпус *1*, имеющий внутренние эвольвентные зубья, соединенный с наружными дисками *2*, между которыми расположены внутренние диски *3*, соединенные с помощью шлицов с валом *4*. Давление на фрикционных дисках создается нажимными устройствами *5*, состоящими из набора тарельчатых пружин, расположенных в крышке корпуса *6*. При перегрузке привода и срабатывании муфты корпус *1* вращается относительно вала в подшипниках скольжения *7*.

Для уменьшения габаритных размеров привода целесообразно встраивать муфту в ступицы зубчатых (рис. 13.8) и червячных колес.

В качестве нажимных устройств применяются тарированные цилиндрические и тарельчатые пружины независимого (см. рис. 13.7) или централизованного действия (рис. 13.8). В последнем случае обеспечивается более равномерное распределение давления на поверхностях трения.

Нажимное устройство на рис. 13.8 состоит из нажимного диска *1* и нажимной гайки *2*, между которыми размещаются тарированные пружины *5*, сжатые до необходимого усилия тремя болтами *4* и гайками *3*. Устройство собирается вне муфты, после чего вворачивается в корпус до соприкосновения нажимного диска с комплектом фрикционных дисков. В таком положении болты освобождаются, в результате чего нажимной

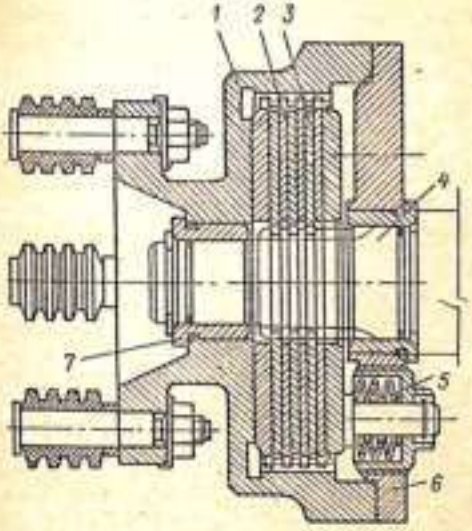


Рис. 13.7. Конструкция фрикционной предохранительной муфты совместно с упругой втулочно-пальцевой

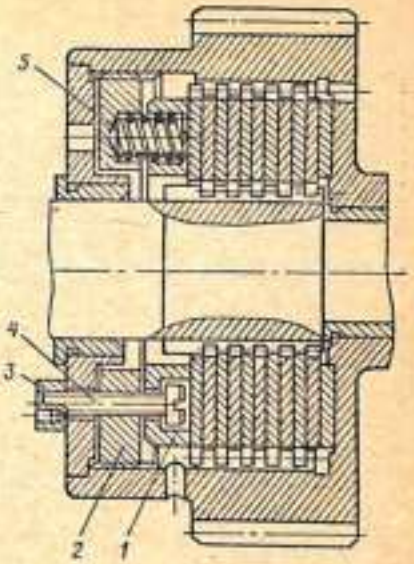


Рис. 13.8. Конструкция фрикционной предохранительной муфты, встроенной в ступицу зубчатого колеса

диск становится не связанным с нажимной гайкой, и все давление пружин передается на фрикционные диски.

Для обеспечения минимальных диаметральных размеров муфты и более эффективной приработки фрикционных дисков принимают следующее соотношение наружного и внутреннего диаметров поверхности трения: $D_0/d_{вн} = 1{,}4 \div 1{,}7$.

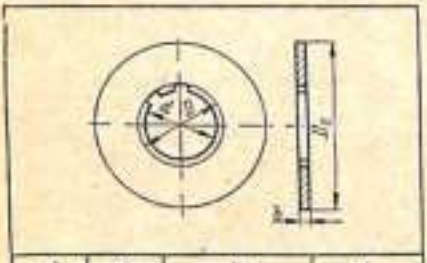
При проектировании в качестве исходного может быть принят диаметр вала, по величине которого в соответствии с данными табл. 13.6 и 13.7 могут быть установлены размеры фрикционных дисков.

Надежность и точность срабатывания фрикционных предохранительных муфт определяется в основном свойствами материалов фрикционных дисков, которые должны обладать высоким и стабильным коэффициентом трения (как при срабатывании, так и в процессе буксования), высокими износостойкостью и теплостойкостью. Эти требования особенно важны для муфт, устанавливаемых на быстроходных валах привода.

Наиболее рационально использование дисков со спеченными металлокерамическими покрытиями, работающих как со смазкой, так и всухую, обеспечивающих надежную защиту привода при сравнительно длительных периодах непрерывного буксования (20–60 с). При этом наружный диск обычно выполняется с металлокерамическим покрытием, а внутренний – из стали 40Х для дисков, работающих в масле, и из стали 2Х13 – для сухого трения. В малоответственных приводах, работающих при сравнительно низких частотах вращения ($n < 800$ мин$^{-1}$) могут быть использованы другие фрикционные материалы (табл. 13.8). На поверхностях трения наружных дисков имеются радиальные канавки, обеспечивающие

Таблица 13.6

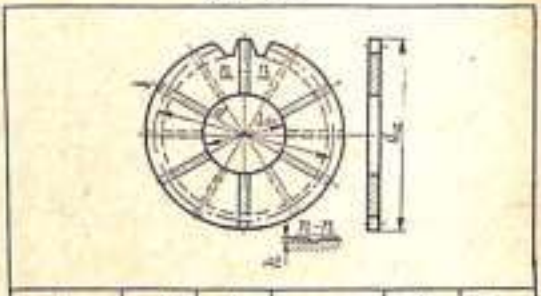
Основные размеры (мм) внутренних дисков фрикционных предохранительных муфт



d	D	D_0	b
32	38	70	2
36 42 46 52 62 72	42 48* 54 60 72 82	100; 120; 150	3; 4
92 102 112	102 112 125	(220); 250	5

Таблица 13.7

Основные размеры (мм) наружных дисков фрикционных предохранительных муфт ($n = 2,5$)



$d_{вн}$	d	$d_н$	z, шт.	b	h
40	75	80	30	2,5	0,5
44 50 56 62	105	110	42	3	
75 85	125	130	50		
105	155		62	4	1,0
115 130	185	190	74		

Таблица 13.8

Характеристики фрикционных материалов, используемых в предохранительных муфтах

Материал фрикционной пары	Наличие смазки	Допускаемое давление $[p]$, МПа	$f_{ст}$ при срабатывании после приработки (минимальное значение)	$f_{ск}$ при скольжении после приработки (среднее значение)	Допускаемая температура в контакте $[\vartheta]$ °С
Сталь – металлокерамика	Есть	2,5 – 3,0	0,15	0,08	*
	Нет	1,0 – 1,5	0,25	0,18	600
Сталь – ретинакс	Нет	1,0 – 1,5	0,35	0,25	600 – 800
Сталь – бронза	Есть	0,4 – 0,5	0,1	0,05	*
Сталь – сталь	Есть	0,4 – 0,6	0,12	0,06	*

Примечание. При скорости скольжения $v > 2,5$ м/с, измеряемой по среднему диаметру, давление $[p]$ рекомендуется понижать при $v \approx 5$ м/с – на 15%, при $v \approx 10$ м/с – на 20%; при $v \approx 15$ м/с – на 35%.

* Определяется температурой вспышки масла

лучшие условия смазки и сбор продуктов изнашивания для сухих муфт. Для обеспечения стабильности срабатывания фрикционных предохранительных муфт диски следует предварительно прирабатывать.

Число поверхностей трения, необходимое для передачи заданного момента,

$$z = \frac{8T_{пр}}{\pi (D_0^2 - d_{вн}^2) D_m p f_{ст}}, \tag{13.5}$$

где $T_{пр} = 1{,}25T_{ном}$ – предельная величина момента, при котором заканчивается срабатывание муфты; $T_{ном}$ – номинальное значение передаваемого крутящего момента; D_0, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры поверхности трения; $D_m = (D_0 + d_{вн})/2$ – средний диаметр поверхности трения.

Число дисков муфты $n = z + 1$. Значения давления $p \leqslant [p]$ и коэффициента трения $f_{ст}$ в зависимости от материала дисков выбираются по табл. 13.8.

Необходимое усилие пружины

$$F_{пр} = \frac{0{,}785p (D_0^2 - d_{вн}^2)}{m}, \tag{13.6}$$

где m – число пружин, принимаемое конструктивно.

Часть вторая

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Глава 14

ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРОВ

§ 14.1. Компоновка одно-, двух- и трехступенчатых редукторов с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами. Компоновка червячных редукторов

Различные схемы редукторов с неподвижными осями зубчатых колес *рассмотрены в гл. 1.*

Корпуса цилиндрических редукторов обычно имеют разъем в плоскости осей валов. В этом случае каждый вал с сопрягаемыми деталями (зубчатыми колесами, подшипниками и т. п.) собирают отдельно и в таком виде устанавливают в корпус. Плоскость разъема обычно горизонтальная. Для уменьшения объема незаполненного в редукторе пространства, а также для улучшения условий смазывания всех ступеней многоступенчатого редуктора окунанием плоскость разъема может располагаться под углом к основанию (см. рис. 1.3, *д*), но при этом усложняется обработка корпуса.

Находят применение редукторы, оси зубчатых колес которых располагаются в вертикальной плоскости (см. рис. 1.3, *з*). Корпуса таких редукторов имеют один вертикальный или два взаимно перпендикулярных разъема. В последнем случае усложняется конструкция корпуса, но зато исключаются протечки масла из масляной ванны за счет разгерметизации разъема.

Для обеспечения большей компактности редуктора во многих случаях шестерню быстроходной ступени целесообразно сместить из плоскости разъема (см. рис. 1.3, *г* и с. 14), а опоры ее разместить симметрично относительно зубчатого венца (см. рис. 1.3, *в*).

В соосных редукторах (см. рис. 1.3, *ж*) для уменьшения габаритного размера в направлении осей целесообразно устанавливать опоры быстроходного и тихоходного валов в соответствии с конструкцией, показанной на рис. 20.4.

Корпуса конических и коническо-цилиндрических редукторов обычно имеют разъемы по осям зубчатых колес (рис. 1.4 и 20.6). При проектировании таких редукторов необходимо предусматривать возможность регулировки взаимного положения зубчатых колес конической пары. Регулировка осуществляется путем осевых перемещений зубчатых колес с по-

мощью колец или прокладок (см. гл. 18). Удобство монтажа и регулировки взаимного положения конических зубчатых колес существенно повышается при установке опор шестерни в специальный стакан (см. рис. 20.7).

В червячных редукторах разъем корпуса обычно делают по оси червячного колеса. Червяк, имеющий диаметральный габаритный размер меньший, чем подшипники его вала, устанавливают в корпус через отверстия под эти подшипники (см. рис. 20.16). В червячных редукторах небольших размеров ($a_w \leqslant 200$ мм) разъем корпуса не предусматривается, а установка червячного колеса с валом и подшипниками в сборе осуществляется через окно в боковой стенке корпуса. Для червячных редукторов с вертикальным расположением тихоходного вала такую конструкцию корпуса применяют и при существенно бо́льших значениях a_w (см. рис. 20.16). Встречаются конструкции корпусов червячных редукторов с окнами в обеих стенках.

Для устранения защемления подшипников червяка из-за тепловых деформаций деталей передачи с одной стороны его устанавливают два радиально-упорных подшипника, с другой – радиальный подшипник, свободно перемещающийся вдоль оси червяка (см. рис. 20.17). Такая конструкция применяется в редукторах с расстоянием между подшипниками червяка $L > 350$ мм для длительно работающих передач и $L > 500$ мм для передач, работающих с частыми остановками. В противном случае червяк устанавливают на два радиально-упорных подшипника (см. рис. 20.16).

Для обеспечения правильного взаимного положения червяка и червячного колеса предусматривают возможность осевых перемещений последнего за счет регулировочных прокладок (см. рис. 20.17).

Двухступенчатые червячные редукторы могут выполняться с двумя разъемами (один по оси колеса тихоходной ступени, другой по осям колеса быстроходной и червяка тихоходной ступени) или с одним разъемом (по оси колеса тихоходной ступени). В последнем случае в корпусе предусматривают цилиндрическое окно, через которое монтируется промежуточный вал в сборе с червячным колесом быстроходной и червяком тихоходной ступеней и подшипниками. Возможны и другие конструктивные исполнения корпусов двухступенчатых червячных редукторов. Например, встречаются передачи, у которых быстроходная и тихоходная ступени оформлены в виде отдельных агрегатов, соединенных в один редуктор.

В червячно-цилиндрических редукторах корпус имеет разъем по осям зубчатых колес.

Рассмотрим **последовательность конструирования элементов механической передачи.**

После определения основных размеров зубчатых и червячных передач редуктора вычерчиваются габаритные размеры червяков ($d_1 \times b_1$), зубчатых $d_w \times b$ и червячных колес ($d_{a w2} \times b_2$). Для этих целей целесообразно воспользоваться миллиметровой бумагой при масштабе чертежа 1 : 1. Величины зазоров (мм) между зубчатыми (червячными) колесами и внутренними поверхностями стенок корпуса и между торцовыми поверхностями колес смежных ступеней с учетом возможных погрешностей изготовления (рис. 14.1) таковы:

$$c_1 \approx \sqrt[3]{L} + (2 \div 3);\ c_0 \geqslant 6m;\ c_2 \approx (1 \div 2)\,m.$$

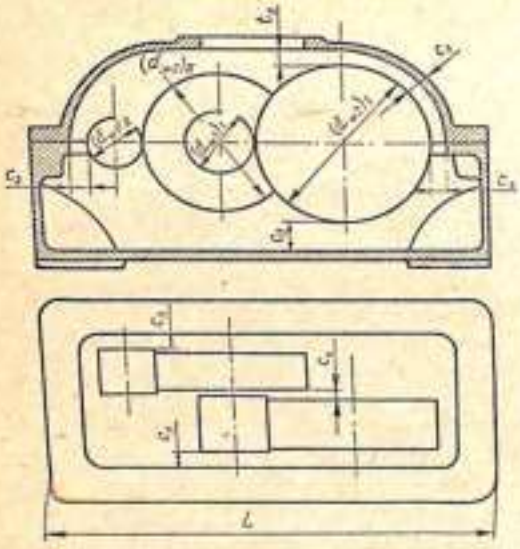


Рис. 14.1. Зазоры между вращающимися деталями и стенками корпуса редуктора

При конструировании следует обращать внимание на возможность изготовления деталей наиболее производительным способом, на собираемость конструкции, на обеспечение смазкой всех трущихся сопряжений и в то же время на устранение застойных зон смазки и т. п.

Последовательность эскизной компоновки проследим на примерах некоторых схем редукторов.

Цилиндрические редукторы. На чертеже показывают положение осей зубчатых колес и упрощенно изображают их по размерам b и d_w (рис. 14.2). Для удобства монтажа ширина шестерни обычно назначается на $(1 \div 2)\,m$ больше расчетной ширины, т. е. $b_1 = b_w + (1 \div 2)\,m$. На расстоянии $l_1 = (0{,}1 \div 0{,}15)\,a_{wII}$ от боковых поверхностей шестерен проводят штрихпунктирные линии nn, проходящие через середину ширины подшипников качения валов зубчатых колес. Межосевые расстояния a_{wI} и a_{wII} двухступенчатых редукторов сопоставимы, поэтому на первом этапе эскизного проекта можно полагать, что эти линии проходят через середину подшипников всех трех валов. В передачах с тремя и большим числом ступеней расстояние l_1 для быстроходных и тихоходных ступеней могут отличаться.

После определения положения опор приступают к проектированию валов.

Быстроходные валы конструируют в следующей последовательности (рис. 14.3, *а*). По формуле (9.1) определяют ориентировочный диаметр входного участка вала $d_к$, который согласуется с диаметром вала электродвигателя $d_э$. При этом должно выдерживаться соотношение $d_к \approx (0{,}8 \div 1{,}2)\,d_э$. Размеры участков валов, которые не определяются сопрягаемыми деталями, округляются до ближайших значений из ряда нормальных диаметров и длин в машиностроении [3].

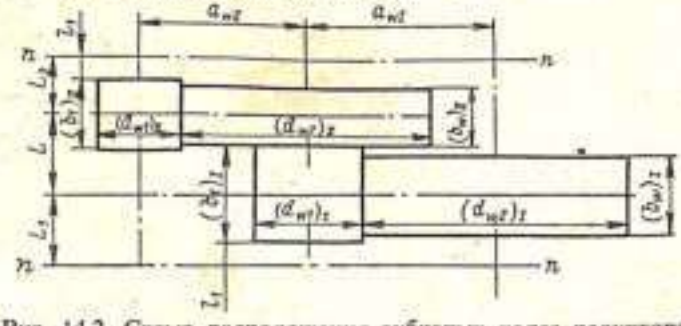


Рис. 14.2. Схема расположения зубчатых колес редуктора

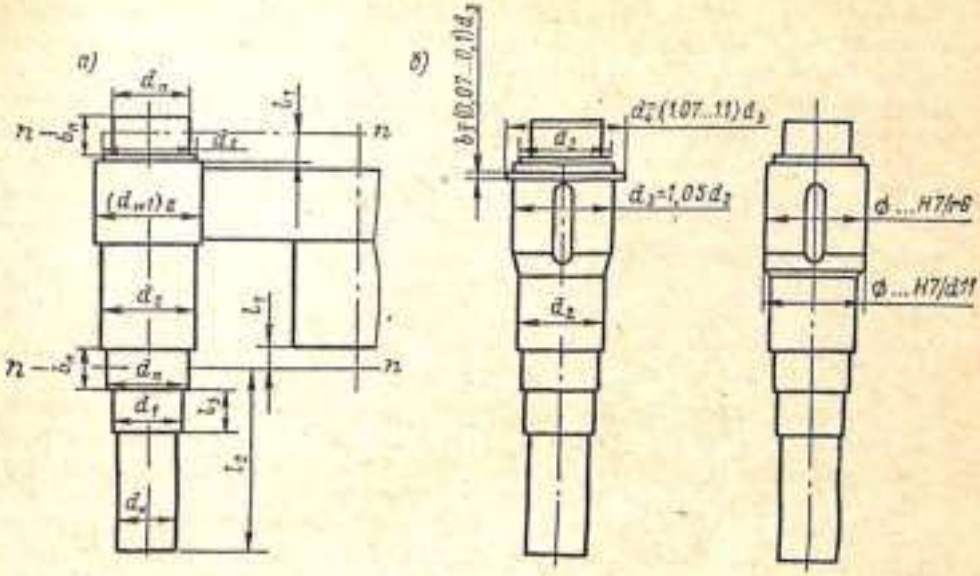


Рис. 14.3. Компоновка быстроходного вала цилиндрического редуктора

На чертеже за пределами одной из линий m, определяющей положение подшипников, показывают входной участок вала, длина которого $l_2 \approx (3 \div 3{,}5)\,d_к$. Затем изображают участок вала d_1, диаметр которого увязывается с уплотнительными устройствами [4, 44]. Во многих случаях размер d_1 принимают равным $d_п$ или $d_к$. Участок вала $d_п$ является посадочным под подшипник и должен соответствовать размерам внутренних колец подшипников. С целью унификации на обе шейки вала обычно устанавливают подшипники одного типоразмера, несмотря на то что требуемая работоспособность для них различна. Длину шеек $d_п$ назначают равной ширине устанавливаемого подшипника $b_п$. При эскизной компоновке можно ориентироваться на подшипники средней серии радиальные, если передача прямозубая, или радиально-упорные, если передача косозубая. Прямая m, определяющая положение подшипников, делит шейку $b_п$ пополам. Размеры $d_п$ и $b_п$ подшипников приводятся в [4, 44]. Длина участка вала диаметром d_1 под уплотнение принимается равной $l_3 \approx \approx (0{,}4 \div 0{,}7)\,d_1$.

Фиксация подшипников на валу обеспечивается буртиками (заплечиками), размеры которых зависят от типа подшипников и назначаются в соответствии с данными [4, 44]. Диаметр участка вала $d_2 = d_п + 2h$, где h – высота заплечика [4, 44].

Если диаметр впадин зубьев шестерни

$$d_{f1} \geqslant d_2 + (7 \div 9)\,m, \qquad (14.1)$$

то с целью экономии высоколегированной стали (назначение которой обусловлено обеспечиванием высокой несущей способности зубьев) шестерню выполняют насадной.

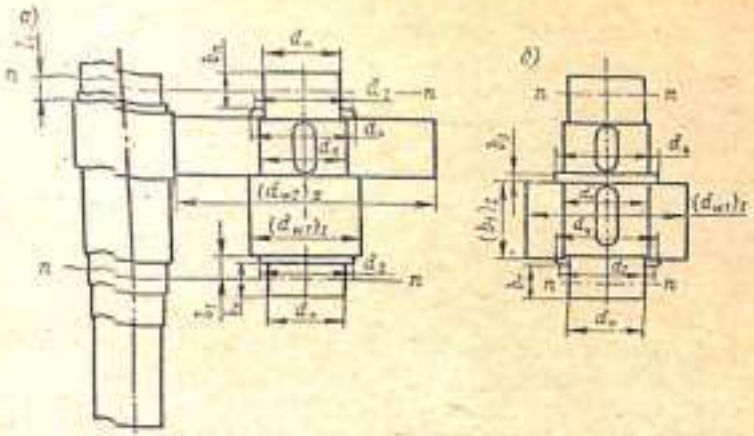


Рис. 14.4. Компоновка промежуточного вала цилиндрического редуктора



Рис. 14.5. Компоновка тихоходного вала цилиндрического редуктора

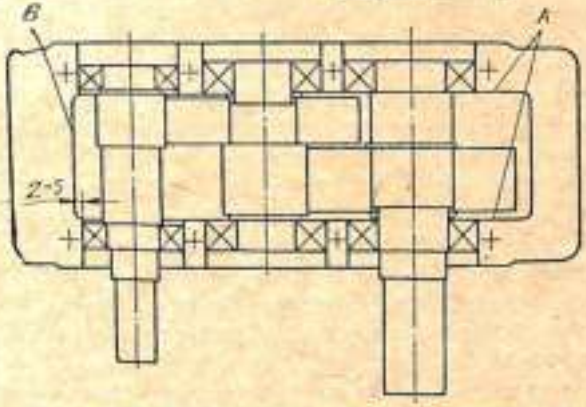


Рис. 14.6. Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора

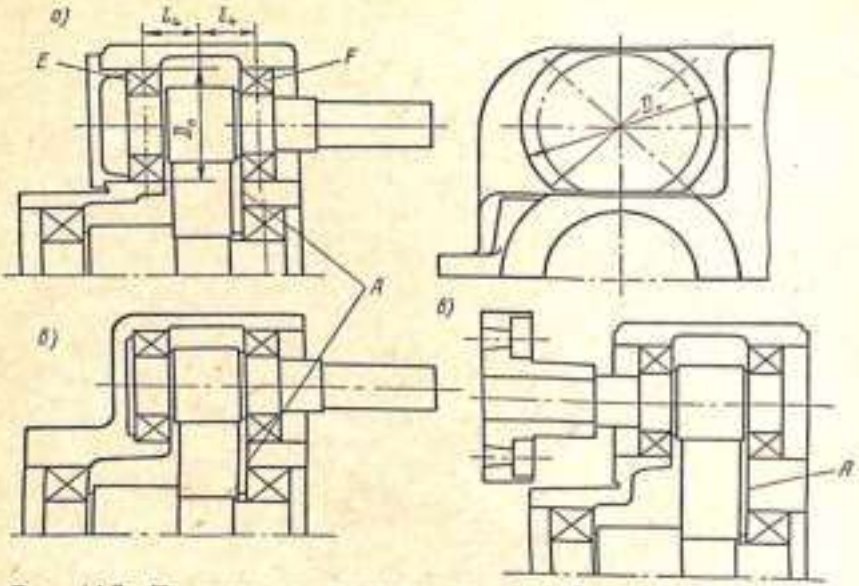


Рис. 14.7. Примеры компоновки шестерни быстроходной ступени, вынесенной из плоскости разъема корпуса

крышки в образующейся полости корпуса. Диаметр крышки $D_к \approx (1{,}5 \div 1{,}7)\,D_п$, где $D_п$ – диаметр внешнего кольца подшипника. Допускается установка крышек с местными вырезами или лысками (рис. 14.7, *а*). *Если накладная крышка подшипника E* не может быть установлена, то *предусматривают* глухую расточку в стенке корпуса под подшипник (рис. 14.7, *б*), однако при этом усложняется выполнение расточки. В полости корпуса редуктора, образующейся за счет приближения опоры к шестерне, может быть установлена муфта, связывающая валы электродвигателя и редуктора (рис. 14.7, *в*).

Перечисленные рекомендации могут быть использованы при проектировании рядных редукторов с цилиндрическими колесами, выполненных и по другим схемам.

Коническо-цилиндрические редукторы. На миллиметровой бумаге в масштабе 1 : 1 показывают контуры зубчатых колес и положение их осей (рис. 14.8). Как и в цилиндрических редукторах $(b_1)_1 = (b_w)_1 + (1 \div 2)\,m$. Колесо конической передачи находится на расстоянии $g = (1{,}5 \div 2{,}5)\,m_{te}$ от шестерни цилиндрической, где m_{te} – внешний окружной модуль конической пары. На расстоянии $l_1 = (0{,}1 \div 0{,}15)\,a_{w1}$ от боковой поверхности цилиндрической шестерни показывают линию mn, проходящую через середину ширины подшипников промежуточного и тихоходного валов. Положение других подшипников этих валов определяется расстоянием L_2, откладываемым от оси конической шестерни вниз.

Определение положения подшипников конической шестерни производят следующим образом. Для уменьшения неравномерности распределения удельных нагрузок по ширине зубчатого венца при консольном расположении шестерни один из подшипников должен быть расположен воз-

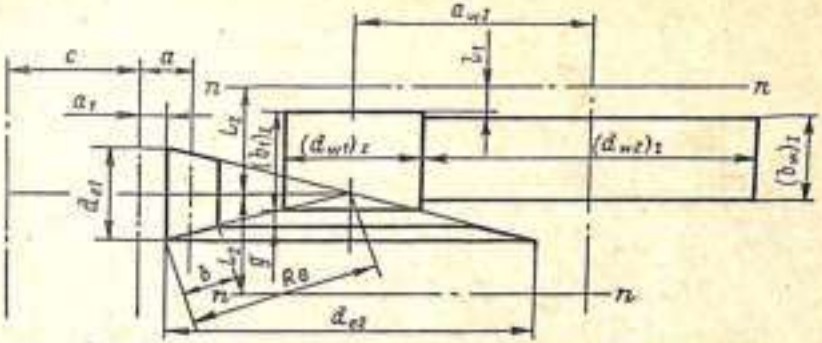


Рис. 14.8. Схема расположения зубчатых колес коническо-цилиндрического редуктора

можно ближе к этой шестерне. Если диаметр d_{e1} конической шестерни больше, чем $d_2 = d_n + 2h$, т. е. суммы диаметра вала под подшипник и необходимых для него заплечиков, то расстояние a от середины шестерни до первого подшипника можно определить по формуле

$$a \approx 0{,}5\left\{b_n + \left[d_{e1} - (d_n + 2h)\right] \operatorname{tg} \delta_1 + b \cos \delta_1\right\}, \qquad (14.2)$$

где b_n – ширина подшипника; b – ширина зубчатого венца конической шестерни, а δ_1 – угол ее делительного конуса.

Таким образом, для отыскания положения подшипников конической шестерни необходимо знать их размеры. Поэтому сначала определяют диаметр вала $d_к$ (рис. 14.9) по формуле (9.1) и согласуют его с диаметром вала электродвигателя (см. с. 242). Затем на рассматриваемом валу предусматривается ступень d_1 под манжетное уплотнение (рис. 14.9, *а*). Во многих случаях $d_1 = d_к$, как это показано на рис. 14.9, *б*.

Подшипники на валу конической шестерни должны быть закреплены с помощью круглой гайки (см. рис. 20.7). С этой целью предусматривают резьбовой участок $d_р$, размер которого согласуется с имеющимися круглыми гайками (ГОСТ 11871 – 80 [3]). Резьба при этом подбирается мелкая, таким образом, чтобы внутренний ее диаметр был больше d_1 (или $d_к$, если ступень под уплотнение на валу отсутствует), а наружный диаметр меньше диаметра под подшипник.

По диаметру d_n из каталога [4, 44] подбирают радиально-упорные шариковые или роликовые подшипники средней серии. Назначая размер заплечиков h, по формуле (14.2) рассчитывают размер a и находят положение центра первого подшипника вала конической шестерни. Положение второго подшипника этого вала определяют расстоянием c (рис. 14.9, *а*), величина которого должна удовлетворять условию $c/a \geq 2{,}5$.

При передаточном отношении конической пары $u \leqslant 3{,}5$ во многих случаях удается избежать консольного расположения конической шестерни. При этом со стороны внутреннего дополнительного конуса шестерни устанавливают роликовый подшипник, а со стороны внешнего дополнительного конуса – два радиально-упорных подшипника, предназначенных для восприятия радиальных и осевых нагрузок в коническом зацеплении. В ряде случаев вместо двух радиально-упорных подшипников целесообразна установка одного сдвоенного подшипника типа 236 000 или 336 000.

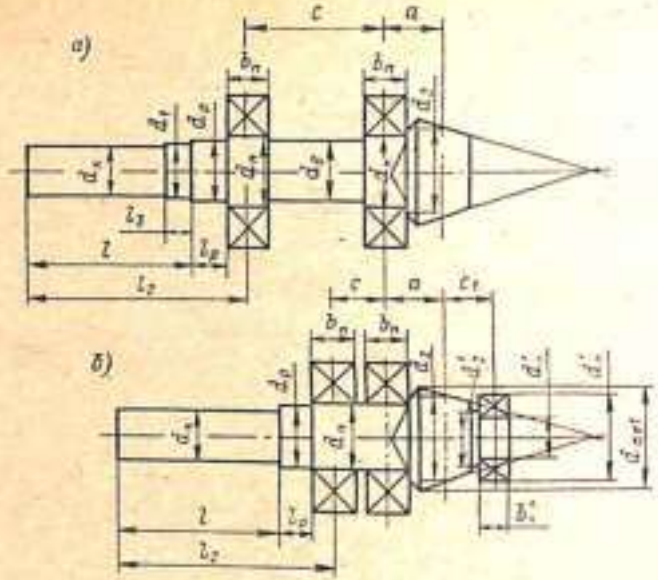


Рис. 14.9. Компоновка вала конической шестерни

Положение подшипников конической шестерни определяют следующим образом (рис. 14.9, *б*). Размер a рассчитывается по формуле (14.2), расстояние $c = b_n + (5 \div 8)$ мм. Положение подшипника со стороны внутреннего дополнительного конуса определяется отрезком $c_1 \approx c$. Размеры этого подшипника выбирают в зависимости от диаметра делительной окружности конической шестерни на внутреннем дополнительном конусе: $d'_{e1} = (1 - K_{be}) m_{te} z_1$ (где $K_{be} = b/R_e$ – относительная ширина конических колес). Для обеспечения возможности установки конической вал-шестерни в сборе с подшипниками наружный диаметр радиального подшипника D'_n не должен превосходить размера d_{ae1} шестерни. Нарезание зубьев на конической шестерне возможно в том случае, когда образующие конуса впадин не пересекают участок вала $d'_n \times b'_n$. Руководствуясь этими указаниями, производится подборка роликового подшипника [4, 44]. При определении линейных размеров вала конической шестерни используют следующие соотношения: $l_2 = (3 \div 3{,}5)\, d_c$; $l_3 = (0{,}4 \div 0{,}7)\, d_1$; $l_p = (0{,}2 \div 0{,}4)\, d_p$. Диаметр участка вала между подшипниками d_n (рис. 14.9, *а*) назначают на 1–2 мм меньше диаметра d_n.

Компоновка промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора производится в той же последовательности и с использованием тех же соотношений, что и компоновка промежуточного вала цилиндрического редуктора. При этом диаметр подступичной части конического колеса определяют по формуле (с. 166), а длина его ступицы (рис. 14.10) $l_{c1} \approx (0{,}8 \div 1{,}5)\, d_5$. Конструирование тихоходного вала коническо-цилиндрического редуктора не отличается от конструирования тихоходного вала цилиндрического редуктора, изложенного на с. 244.

На рис. 14.10 сплошными тонкими линиями показаны очертания корпуса редуктора. Вопросы конструирования корпусов, тел зубчатых колес, подшипниковых узлов изложены в гл. 16–18.

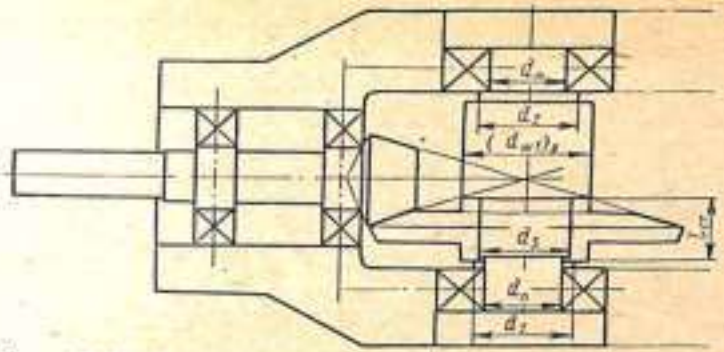


Рис. 14.10. Компоновка промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора

Червячные редукторы. Изобразив контуры червячного колеса, задаются расстоянием между подшипниками червяка $L \approx d_{aM2}$, где d_{aM2} – наружный диаметр червячного колеса (рис. 14.11). Если для длительно работающей передачи расстояние $L \leqslant 350$ мм, то обычно применяется конструкция с двумя радиально-упорными подшипниками, устанавливаемыми по разные стороны червяка (рис. 14.11, *а*). В противном случае два радиально-упорных подшипника (или один сдвоенный подшипник) устанавливаются с одной стороны червяка, с другой монтируется радиальный подшипник, имеющий возможность свободного перемещения вдоль оси червяка вместе с его валом (рис. 14.11, *б* и рис. 20.17). С целью уменьшения потерь на трение в опорах червяка предпочтение следует отдавать подшипникам с большим углом контакта ($\alpha > 20^\circ$).

При известной длине L рассчитывают реакции в опорах и подбирают подшипники червяка в соответствии с указаниями гл. 10. С целью унификации и упрощения технологии изготовления корпуса редуктора подшипники червяка выбирают одного типоразмера при схеме компоновки по рис. 14.11, *а* или с одним диаметральным габаритным размером при компоновке по схеме рис. 14.11, *б*. В зависимости от выбранного типа подшипника назначаются размеры d_n, исходя из значений которых производят дальнейшее конструирование вала червяка (рис. 14.11). При этом $d_2 = d_n + 2h$, где h – высота заплечиков, определяемая выбранными подшипниками; d_k рассчитывают по формуле (9.1), а диаметр d_1 увязывают с существующими уплотнительными устройствами (допускается принимать $d_1 = d_k$ или $d_1 = d_n$).

В процессе компоновки возможно изменение первоначально принятого значения L, которое определяется минимально допустимым зазором g между корпусом и колесом и толщиной края бобышки c (рис. 14.11). Зазор $g = (0{,}03 \div 0{,}04)\,a_w + (2 \div 4)$ мм при $a_w > 100$ мм и $g = 6 \div 8$ мм при $a_w \leqslant 100$ мм; толщина края бобышки $c = 5 \div 8$ мм. Затем находят следующие размеры вала из соотношений $l_2 \approx (3 \div 3{,}5)\,d_n$, $l_3 \approx (0{,}4 \div 0{,}7)\,d_1$. Расстояние между радиально-упорными подшипниками на схеме 14.11, *б* $b \approx b_n + (2 \div 5)$ мм, где b_n – ширина радиально-упорного подшипника. Диаметр резьбового участка вала d_n (рис. 14.11, *б*), предназначенного для установки круглой гайки, фиксирующей положение радиально-упорных подшипников (или сдвоенного подшипника) на валу, назначают несколько

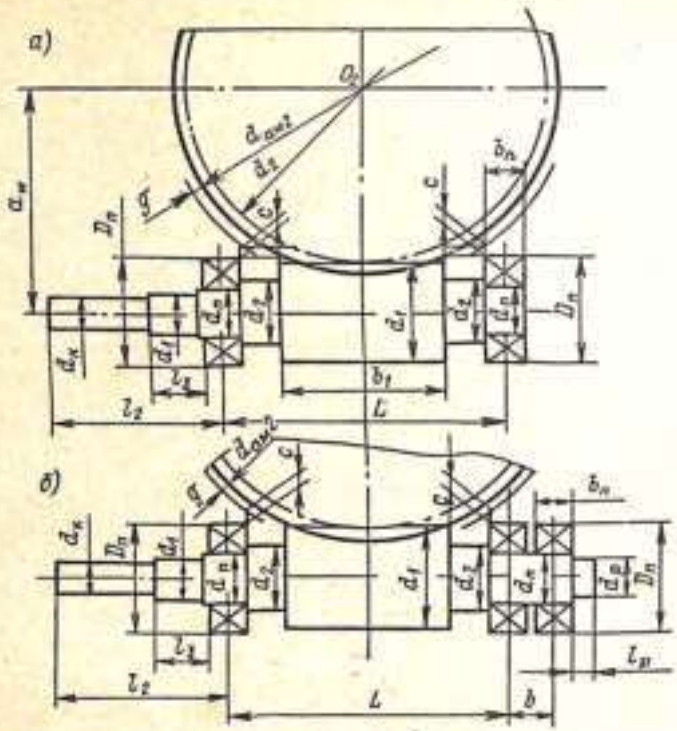


Рис. 14.11. Компоновка вала червяка

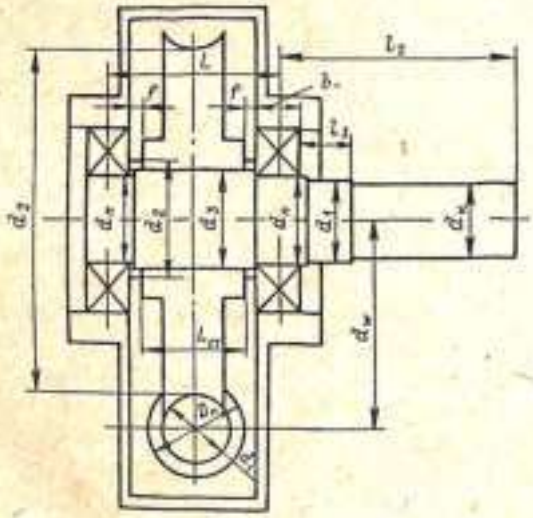


Рис. 14.12. Компоновка вала червячного колеса

меньше диаметра d_a и согласуют с существующими круглыми гайками [3]. Длина резьбового участка $l_р = (0{,}2 \div 0{,}4)\, d_р$.

Компоновку вала червячного колеса червячно-цилиндрических редукторов производят по аналогии с компоновкой промежуточного вала цилиндрических редукторов. Для одноступенчатых червячных редукторов вал червячного колеса проектируют так же, как и тихоходные валы цилиндрических редукторов. При этом длина ступицы червячного колеса $L_{ст} = (0{,}9 \div 1{,}1)\, d_3$ (рис. 14.12), а расстояние между ступицей и подшипниками обычно не превышает $f = 5 \div 8$ мм. На рис. 14.12 тонкими сплошными линиями показано очертание корпуса червячного редуктора. Вопросы конструирования корпусов, крышек, червячных колес и подшипниковых узлов изложены в гл. 16, 17, 18.

§ 14.2. Компоновка планетарных передач

Ниже рассмотрены вопросы, относящиеся к размещению опор звеньев, вращающихся вокруг основной оси планетарной передачи, и особенностям проектирования плавающих (безопорных) звеньев (см. с. 286).

Необходимым условием для рационального использования возможностей планетарной передачи в отношении массы и габаритных размеров является обеспечение удовлетворительного распределения нагрузки между сателлитами, оцениваемого величиной коэффициента Ω (см. с. 113). Следует стремиться к выполнению условия $\Omega \leqslant 1{,}1 \div 1{,}3$. Конструкция передачи в значительной степени определяется способом достижения указанных значений Ω. Одним из наиболее распространенных способов является использование плавающих основных звеньев (см. рис. 6.5–6.7 и рис. 14.13–14.15). Плавающим может быть центральное колесо или водило либо одновременно два основных звена. Этот конструктивный прием обеспечивает удовлетворительное распределение нагрузки между сателлитами без предъявления особых требований к точности и жесткости элементов передачи и ее загруженности, но только при числе сателлитов $n_w = 3$. В передачах с $n_w > 3$ конечные результаты использования указанного приема в большой степени зависят от точности изготовления параметров, характеризующих жесткость конструкции, а также от степени загруженности передачи.

Для создания эффекта «плавания» основных звеньев обычно используют зубчатые муфты (см. рис. 6.7), что во многих случаях связано с усложнением конструкции планетарной передачи и увеличением ее осевого габаритного размера.

Другие способы выравнивания нагрузки между сателлитами основаны на принципах, которые можно пояснить с помощью (6.9). Из этой зависимости следует, что численное значение коэффициента Ω снижается с увеличением точности (снижением $\sum_{i=1}^{k} \Delta_i$), загруженности передачи (увеличением $\sum_{i=1}^{k} F_{ai}$) и снижением жесткости (коэффициент C).

Использование указанных выше способов распределения нагрузки между сателлитами рассмотрим на примерах некоторых компоновочных схем.

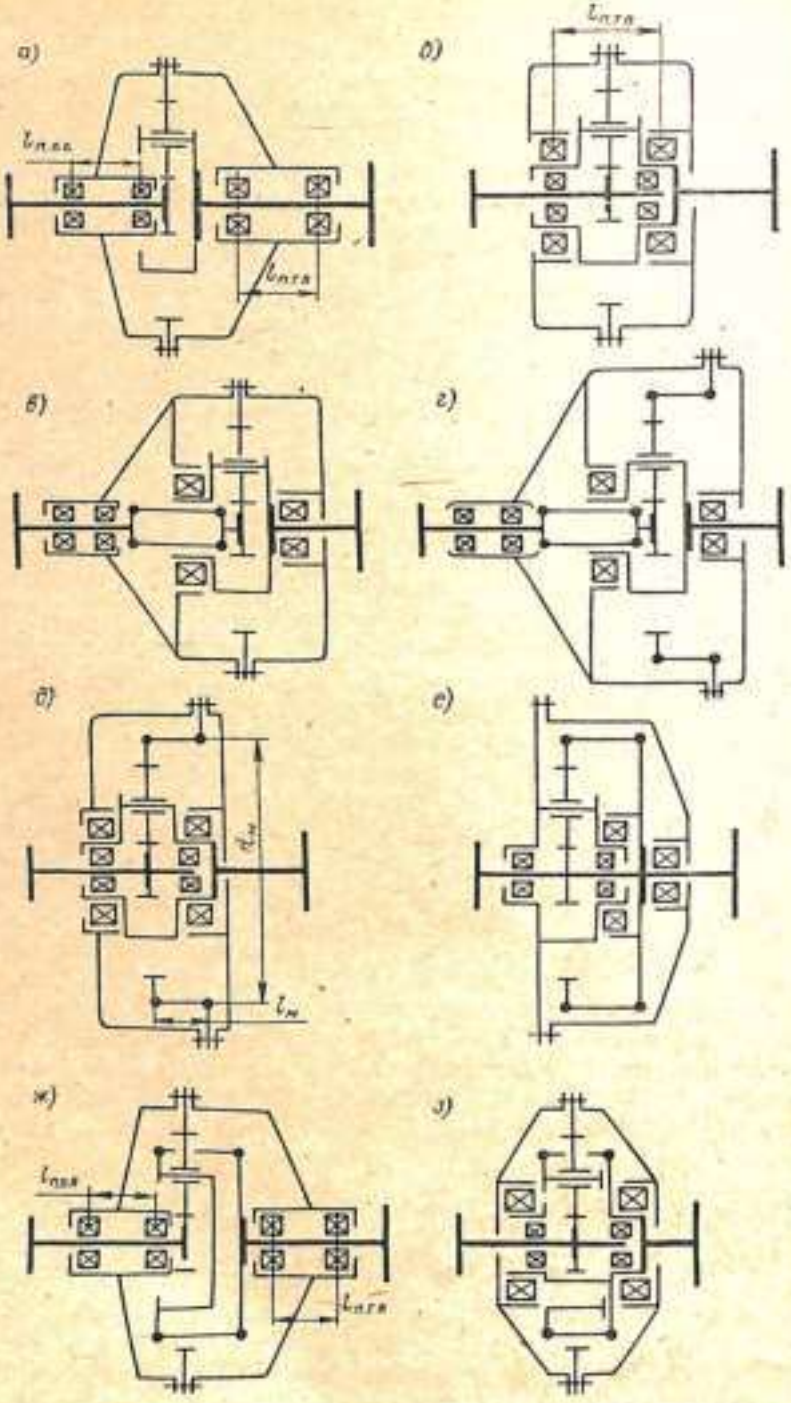


Рис. 14.13. Компоновочные схемы одноступенчатых редукторов с планетарными передачами $2k-h$, тип A

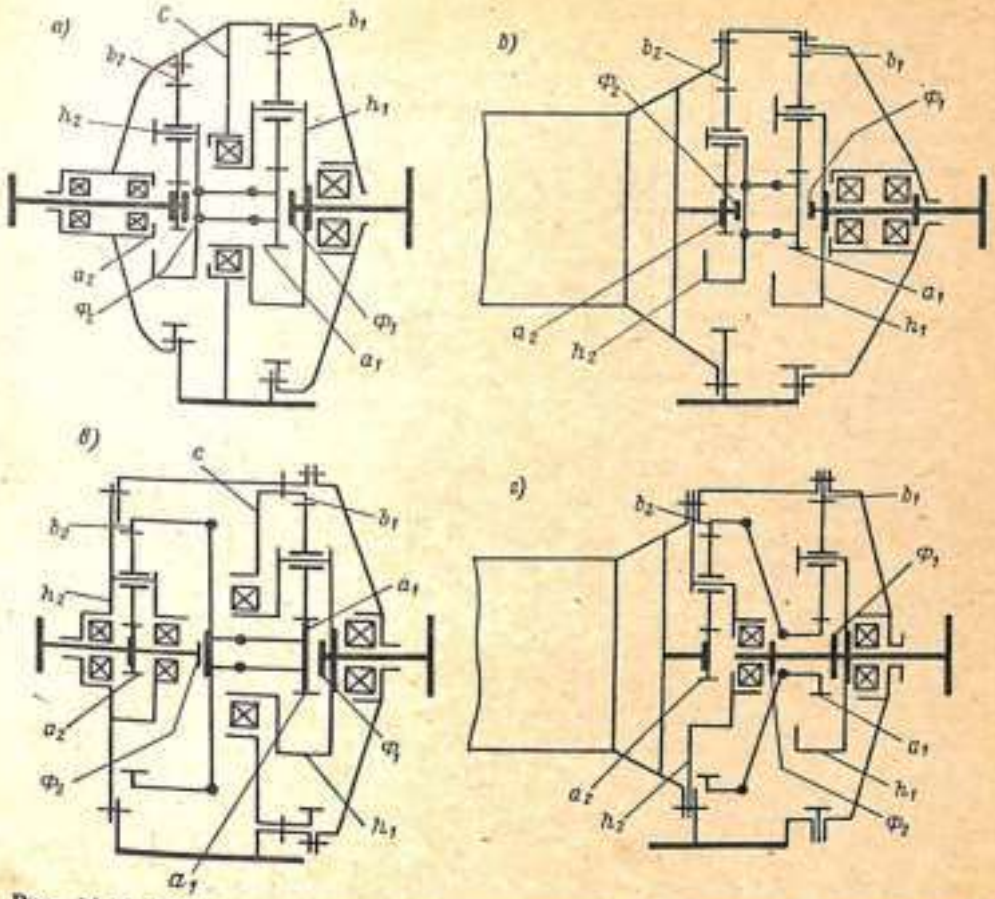


Рис. 14.14. Компоновочные схемы одноступенчатых планетарных редукторов и мотор-редукторов, выполненных по последовательным схемам: *а*, *б* – по схеме $A^{b_1}_{h_1 a_1} A^{b_2}_{h_2 a_2}$; *в*, *г* – по схеме $A^{b_2}_{h_2 a_2} A^{b_1}_{b_2 a_1}$

Редукторы с планетарными передачами $2k-h$ типа *А*. На рис. 14.13, *а*, *б* показаны компоновочные схемы передач, в которых нет плавающих звеньев и не предусмотрены специальные меры к увеличению податливости конструкции. Поэтому получение приемлемого значения Ω возможно только при высокой точности или высокой точности в сочетании с высокой степенью загруженности.

Значение суммы $\sum_{i=1}^{k} F_{ai}$ увеличивается с ростом действующих контактных и изгибных напряжений на зубьях и передаваемого момента. Кроме того, значение $\sum_{i=1}^{k} F_{ai}$ при проектировочном расчете растет при уменьшении эквивалентного времени K_{HL} (с. 38, 53). Таким образом, использование конструкций с неплавающими основными звеньями при отсутствии специальных мер, направленных на снижение коэффициента C [см. формулу (6.9)], особенно эффективно для передач кратковременного действия.

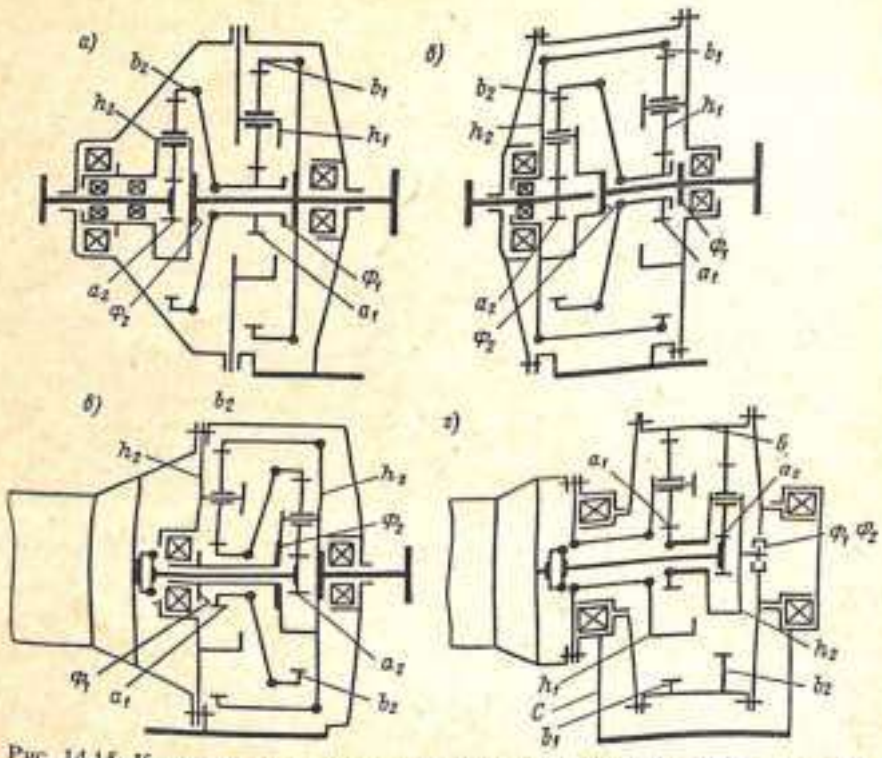


Рис. 14.15. Компоновочные схемы редукторов, мотор-редуктора и мотор-барабана, выполненных по замкнутым схемам: *а*, *б*, *в* – по схеме $(AA)^{h}_{(a_1,b_2)a_2}$; *г* – по схеме $(AA)^{h}_{(a_1,b_2)a_1}$

В передачах, показанных на рис. 14.13, *а*, *б* центральное колесо *b* жестко соединено с корпусом или выполнено за одно целое с одной из его частей (крепление колеса *b* на этих и последующих рисунках показано условно). В схеме на рис. 14.13, *а* центральное колесо *a* и водило *h* консольные. К недостаткам этой компоновки относится увеличенный осевой габаритный размер редуктора в связи с необходимостью иметь достаточно большое расстояние между опорами валов звеньев *a* и *h*. При малом размере $l_{обв}$ или $l_{отв}$ перекос в опорах при действии на вал водила внешней поперечной силы вызывает увеличение неравномерности распределения нагрузок в зацеплениях (по ширине зубчатых венцов и между сателлитами). Для уменьшения отрицательного влияния перекоса входной и выходной валы устанавливают на радиально-упорных подшипниках без люфтов или с натягом.

Предпочтительны, по крайней мере для тихоходного вала, роликоподшипники и вариант их установки, показанный на рис. 10.9, *г*, обеспечивающий при данном расстоянии между подшипниками снижение нагрузки на опоры и угла перекоса по сравнению с вариантом, показанным на рис. 10.9, *б*. Это замечание относительно опор консольно расположенных основных звеньев относится и к другим вариантам передач (см., например, рис. 14.13, *эс*, 14.14, *б*).

В схеме, приведенной на рис. 14.13, *б*, опоры звеньев *a* и *h* расположены по разные стороны зубчатых венцов (размер $l_{отн}$ больше, чем на рис. 14.13, *а*). В результате существенно снижаются осевой габаритный размер, нагрузки на опоры от действия поперечных сил и перекосы валов.

В остальных схемах, показанных на рис. 14.13, имеются плавающие основные звенья, однако эффективность отдельных конструктивных решений, как будет отмечено ниже, неодинакова.

Использование в качестве плавающего звена центрального колеса *a* требует для его размещения значительного осевого габаритного размера (рис. 14.13, *в*), что, как правило, нежелательно в одноступенчатых редукторах, но без ущерба может быть использовано во встроенных конструкциях и в многоступенчатых редукторах, составленных из передач *A*.

На рис. 14.13, *д* показана компоновочная схема, в которой выравнивание нагрузки между сателлитами может достигаться за счет снижения коэффициента *C* [см. формулу (6.9)], благодаря обеспечению необходимой податливости обода центрального колеса *b* (с. 288). Для передачи момента от центрального колеса *b* использована двойная зубчатая муфта, в результате чего это колесо и является плавающим. Но в связи с необходимостью назначения малой величины отношения $l_м/d_м$ (вызванного целесообразностью ограничения осевого габаритного размера передачи) в данном случае роль самой муфты в процессе выравнивания нагрузки между сателлитами незначительна.

С уменьшением толщины обода плавающего центрального колеса *b* снижается величина упомянутого выше коэффициента *C*, но при этом необходимо соблюдать ограничения, связанные с необходимостью обеспечения изгибной прочности обода [42]. В связи с этим для достижения требуемого значения Ω прибегают к повышению точности изготовления или к использованию второго плавающего звена, например центрального колеса *a* (рис. 14.13, *г*). Подобный вариант используется в передачах с $n_w \geqslant 3$.

Схемы с остановленным водилом используют в тех случаях, когда из-за высокой частоты вращения водила в других схемах передачи *A* нагрузка от центробежных сил на опоры сателлита лимитирует несущую способность редуктора. Кроме того, с переходом от варианта передачи с $\omega_h = 0$ к варианту с $\omega_h = 0$ при заданном передаточном числе уменьшается параметр *p* и тем самым увеличивается диаметр сателлита, что может иметь существенное значение в тех случаях, когда размеры передачи определяются из работоспособности подшипников сателлитов. Неподвижное водило (рис. 14.13, *е*) целесообразно выполнить за одно целое с торцовой крышкой корпуса редуктора. Схеме с плавающим водилом (рис. 14.13, *ж*) свойственны недостатки, указанные при рассмотрении схемы на рис. 14.13, *а*. Эти недостатки отсутствуют в схеме, показанной на рис. 14.13, *з*, где в звене, являющемся тихоходным валом редуктора, установлены опоры центрального колеса *a* и намного больше расстояние $l_{отн}$.

Рассмотренные выше варианты компоновки одноступенчатых редукторов используют для создания многоступенчатых редукторов и мотор-редукторов. Особенностью мотор-редукторов является применение электродвигателей фланцевого исполнения, крепящихся непосредственно на корпусе редуктора. Наименьший осевой габаритный размер возможен при электро-

двигателе с якорем, выполненным за одно целое с центральным колесом a (или с насаженным на него с натягом колесом a). В случае, когда конструкция якоря или малый диаметр зубчатого колеса не позволяют их жестко соединить друг с другом, применяют плавающее центральное колесо a.

В многоступенчатых редукторах следует стремиться (без ущерба для надежности) к минимальному числу опор и соединительных муфт плавающих звеньев, упрощать конструкцию корпуса.

Для достижения большей независимости перемещений соединенных друг с другом плавающих звеньев соседних ступеней обычно целесообразно использовать соединительные муфты с двумя зубчатыми сочленениями, например, для соединения водила h_2 и центрального колеса a_1 (рис. 14.14, *а*) или для соединения центральных колес b_2 и a_1 (рис. 14.14, *г*). Если же расстояние между зубчатым венцом плавающего центрального колеса и соединяемым с ним валом достаточно велико, то допустимо использовать муфту лишь с одним зубчатым сочленением, например, для центрального колеса a_2 в схемах, приведенных на рис. 14.15, *в*, *г*.

В отдельных случаях удается упростить конструкцию редуктора путем использования не одного, а двух плавающих звеньев, например, в тихоходной ступени схем, показанных на рис. 14.15, *б*, *в*. В многоступенчатых редукторах необходимо предусмотреть дополнительные фиксирующие устройства $Ф_1$, $Ф_2$, ограничивающие в обе стороны осевые перемещения соединенных друг с другом плавающих звеньев соседних ступеней (рис. 14.14, 14.15).

В схемах, показанных на рис. 14.14, *а*, *в*, имеется внутренняя стенка корпуса C. Для уменьшения ее размеров целесообразно использовать размещаемый в ней подшипник по возможности наиболее легкой серии (если на тихоходный вал редуктора действует внешняя поперечная сила, то значительная ее часть воспринимается подшипником, размещенным не в стенке C, а в торцовой крышке корпуса). Отъемную внутреннюю стенку корпуса C можно выполнить за одно целое с невращающимся центральным колесом b_1 (рис. 14.14, *в*). При консольной установке водила на опорах подшипников (рис. 14.14, *б*) можно исключить внутреннюю стенку корпуса (ср. с рис. 14.14, *а*). Необходимость внутренней стенки корпуса исключена и в схеме, приведенной на рис. 14.14, *г*, где остановленное водило h_2 использовано для размещения опоры водила h_1.

Редукторы по распространенной в промышленности кинематической схеме замкнутой передачи (схема 3 в табл. 6.2) могут быть осуществлены с разной компоновкой. В авиационных приводах используется вариант, показанный на рис. 14.15, *а*. В стационарных приводах встречается вариант, приведенный на рис. 14.15, *б*, отличающийся меньшим осевым габаритным размером благодаря изменению места закрепления водила h_1 на корпусе редуктора. Однако при этом усложняется муфта плавающего центрального колеса b_1. Для использования в составе мотор-редуктора удобна компоновка той же замкнутой схемы по варианту, представленному на рис. 14.15, *в*, имеющему минимальное число опорных подшипников.

Особенностью компоновки замкнутой передачи по схеме 4 табл. 6.2, показанной на рис. 14.15, *г*, является то, что редуктор встроен во вращаю-

щийся барабан *Б*. Этот барабан одновременно служит и ведомым элементом (соответствующим тихоходному валу), и корпусом редуктора, а реактивный момент невращающегося водила h_1 передается на стойку *С* мотор-барабана.

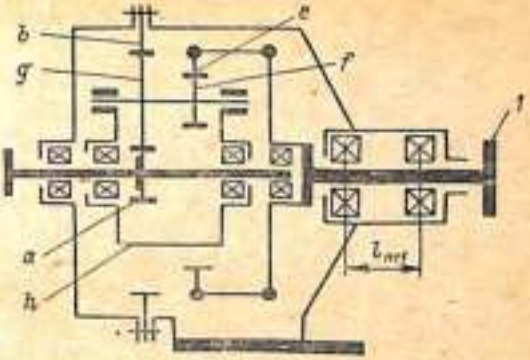


Рис. 14.16. Компоновочная схема редуктора по схеме 3k

Для редукторов с тремя и более ступенями сохраняются те же принципы компоновки, что и рассмотренные здесь применительно к редукторам с двумя ступенями. При конструировании следует обратить внимание на то, что компоновки как с избыточным количеством опор, так и с излишней свободой плавающих звеньев могут явиться причиной снижения надежности редуктора. Неработоспособны следующие варианты: с тремя плавающими звеньями в одной ступени; с самоустанавливающимися опорами сателлитов в ступени, где использовано два плавающих звена; с входными валами, установленными на одной опоре.

Редукторы с планетарными передачами 3k. Для передач 3*k* с числом сателлитов $n_w = 3$ (см. схему 6 в табл. 6.1, с $z_b > z_a$) получила распространение компоновка, в которой центральное колесо *e* выполнено плавающим, колесо *b* жестко соединено с корпусом (рис. 14.16). Вал колеса *a* обычно вращается на двух опорах, одна из которых расположена в корпусе, а вторая – во внутреннем отверстии тихоходного вала редуктора *1*. Водило *h*, не воспринимающее внешнюю нагрузку, часто устанавливают на валу центрального колеса *a*. Расстояние $l_{опт}$ между опорами вала *1* не должно назначаться малым во избежание перекоса самого вала (и, как следствие, отрицательного влияния перекоса на плавающее колесо *e*) под действием внешних поперечных сил со стороны муфты, соединяющей редуктор с исполнительным механизмом.

Глава 15

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ УЧЕБНОГО ПРОЕКТА

§ 15.1. Этапы проектирования

Этапы выполнения работ и стадии разработки конструкторских документов на изделие, разрабатываемое в курсовом проекте, должны соответствовать ГОСТ 2.103–68* (СТ СЭВ 208–75). Конструкторские документы в зависимости от стадии разработки подразделяются на проектные (техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект) и рабочие (рабочая документация).

Примечание. При учебном проектировании объем и содержание этапов курсового проекта на различных стадиях разработки конструкторских документов находятся в прямой зависимости от количества часов, отведенных на выполнение курсового проекта, и обычно устанавливаются инструкцией или методическим пособием на выполнение курсового проекта.

§ 15.2. Оформление рабочей документации

Правила промышленного проектирования и оформления рабочей документации, предусмотренные стандартами ЕСКД, при учебном проектировании применяются в сокращенном виде и с некоторыми отклонениями. Например, техническое задание на проектирование, пояснительная записка и расчеты объединяют в один документ, называемый «Расчетно-пояснительная записка»; рабочие чертежи выполняют только на часть оригинальных деталей, а спецификацию составляют на все детали сборочной единицы; чертежи габаритный и монтажный объединяют с чертежами общего вида изделия (привода).

Все конструкторские документы оформляют на листах установленного формата (ГОСТ 2.301 – 68*). На каждом листе документа помещают основную надпись, форма и размеры которой должны соответствовать ГОСТ 2.104 – 68* (СТ СЭВ 140 – 74, СТ СЭВ 365 – 76) (форма 1 для чертежей и форма 2 и 2а для текстовых документов).

Содержание некоторых граф основных надписей по ГОСТ 2.104 – 68* (СТ СЭВ 140 – 74, СТ СЭВ 365 – 76) для учебного проекта теряет свое значение. Поэтому для чертежей и схем рекомендуется основная надпись, показанная на рис. 15.1; для заглавных листов текстовых документов (расчетно-пояснительной записки и спецификации) – основная надпись, изображенная на с. 263, для последующих листов текстовых документов – на с. 265.

Обозначение конструкторских документов. Для учебных проектов рекомендуется следующая структурная схема обозначения конструкторских документов:



Применительно к курсовому проекту кодом учебного документа является сочетание букв КП.

Код конструкторского документа состоит из четырех цифр. Первыми двумя цифрами слева обозначается номер задания, двумя другими – номер варианта задания. Например, для курсового проекта задания № 5 и варианта № 12 конструкторский документ имеет обозначение КП.0512.000.000. Этот номер присваивается чертежу привода (общего вида).

Номер сборочной единицы состоит из трех цифр. Первой слева цифрой после обозначения номера и варианта от 1 до 9 обозначают номера сборочных единиц, входящих в специфицируемое изделие КП.0512.000.000 СБ. Например, сборочная единица 1 (редуктор) будет

иметь обозначение КП.0512.100.000. Второй цифрой от 1 до 9 обозначают сборочные единицы, входящие в специфицируемое изделие, обозначенные первой цифрой. Например, сборочная единица 3 (водило в сборе), входящая в специфицируемое изделие КП.0512.100.000 СБ, будет иметь обозначение КП.0512.130.000. Третьей цифрой от 1 до 9 обозначают сборочные единицы, входящие в специфицируемые изделия, обозначенные первыми двумя цифрами. Например, сборочная единица 2 (водило сварное), входящая в специфицируемое изделие КП.0512.130.000 СБ, будет иметь обозначение КП.0512.132.000.

Порядковые номера деталей обозначают тремя цифрами. Например, деталь 51 (колесо зубчатое), входящая в специфицируемое изделие КП.0512.100.000 СБ, будет иметь обозначение КП.0512.100.051.

Учебные документы, относящиеся к специфицируемым изделиям (сборочные чертежи, схемы, расчетно-пояснительная записка, спецификация), имеют обозначения, одинаковые с обозначениями специфицируемых сборочных единиц с добавлением в конце обозначения шифра документа СБ, СХ, ПЗ и СП соответственно для сборочного чертежа, схемы, расчетно-пояснительной записки и спецификации. Например, расчетно-пояснительная записка для рассмотренного выше примера будет иметь следующее обозначение: КП.0512.000.000 ПЗ.

Графическое оформление чертежей сборочных единиц. При учебном проектировании не рекомендуются упрощения изображения деталей и сборочных единиц, иногда допускаемые в чертежах реальных проектов. Например, при вычерчивании обычных резьбовых соединений следует показывать зазор между стержнем болта (шпильки) и отверстием детали, запасы нарезки резьбы и глубину сверления (см. рис. 20.13). На чертеже сборочной единицы должны быть показаны конструктивные элементы деталей – канавки для выхода инструмента (резца, шлифовального камня, долбяка и др.). Исключением является оформление чертежа привода, на котором сборочные единицы и детали изделия изображают упрощенно, но четко, чтобы чертеж легко воспринимался.

На чертеже сборочной единицы из группы одинаковых резьбовых соединений, используемых для крепления какой-либо детали (например, для крепления крышки к корпусу редуктора), или на чертеже привода для крепления сборочной единицы (например, для крепления редуктора) к плите (раме) допускается вычерчивать только одно резьбовое соединение, а положение остальных показывают осевыми линиями.

Конструктивную разработку, как правило, выполняют в натуральную величину. Если общие габаритные размеры сборочной единицы вынуждают вычерчивать ее в масштабе уменьшения, то основные места (узлы) конструкции прорабатывают в масштабе 1:1 с помощью разрезов, сечений и т. д.

Нанесение размеров на чертежах сборочных единиц. На чертежах сборочных единиц наносят следующие размеры: габаритные, присоединительные, посадочные, входящие в состав размерных цепей и справочные.

Габаритные размеры необходимы для определения размеров места установки изделия, транспортировки и изготовления тары. К этим размерам относятся: ширина, длина и высота изделия.

Присоединительные размеры необходимы для установки изделия на месте монтажа и определения размеров и места положения

элементов, к которым присоединяется данное изделие. К этим размерам относятся: диаметры и длины выступающих концов валов; размеры шпонок или шлицев; расстояния от упорных буртиков валов до центров отверстий, предназначенных для крепления изделия к плите (раме); диаметры и координаты этих отверстий; расстояния от осей валов до базовых плоскостей; размеры базовых плоскостей (см. рис. 20.13). К присоединительным относятся и такие параметры, как модуль и число зубьев зубчатого колеса, шаг и число зубьев звездочки, если они служат элементами внешней связи для данной сборочной единицы и др.

Посадочные размеры определяют характер сопряжений. Например, диаметры и посадки на валах зубчатых и червячных колес, шкивов, муфт, подшипников, стаканов и др.

Размеры, входящие в состав размерных цепей, наносят на чертеже в случаях, когда необходимо определить предельные размеры (или отклонения) замыкающего звена по данным предельным размерам составляющих звеньев или определить предельные размеры составляющих звеньев по заданным предельным размерам замыкающего звена. Методы расчета плоских размерных цепей приведены в ГОСТ 16319–80 и ГОСТ 16320–80.

Размеры для справок, например, наносят для указания крайних положений подвижных частей изделия (рукояток управления и переключения), наибольшего и наименьшего уровней масла и др.

Технические требования. В зависимости от вида сборочной единицы и ее назначения технические требования могут быть самыми разнообразными. Наиболее часто встречаются следующие требования.

1. Требования к сборке. Указывают регулировочные зазоры между торцами подшипников (если они необходимы и не указаны на чертеже); способ уплотнения плоскости разъема (например: «*Плоскость разъема покрыть герметиком при окончательной сборке*»); указания о дополнительной обработке деталей при сборке (например: «*Развальцевать*», «*Отогнуть*», «*Приварить*» и др.).

При учебном проектировании чертеж общего вида изделия объединяется с монтажным чертежом, поэтому указываются требования к точности монтажа сборочных единиц (допускаемые радиальные, угловые и осевые смещения валов и др. – рис. 15.1).

2. Требования по отделке. Например, по окраске изделия в сборе с указанием сорта и цвета краски: «*Необработанные наружные поверхности редуктора покрыть серой эмалью* $\frac{\text{Гр.Гф-020}}{\text{ЭМ.ПФ-133, серая IV А}}$».

3. Требования к эксплуатации. При необходимости указывают сроки замены подшипников, смены смазки и др.

Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию. Каждый пункт технических требований записывают с красной строки.

Текстовую часть технических требований размещают только на первом листе независимо от того, на скольких листах изображен чертеж данного изделия и на каких листах находятся изображения, к которым относятся указания, приведенные в текстовой части. При этом текстовую

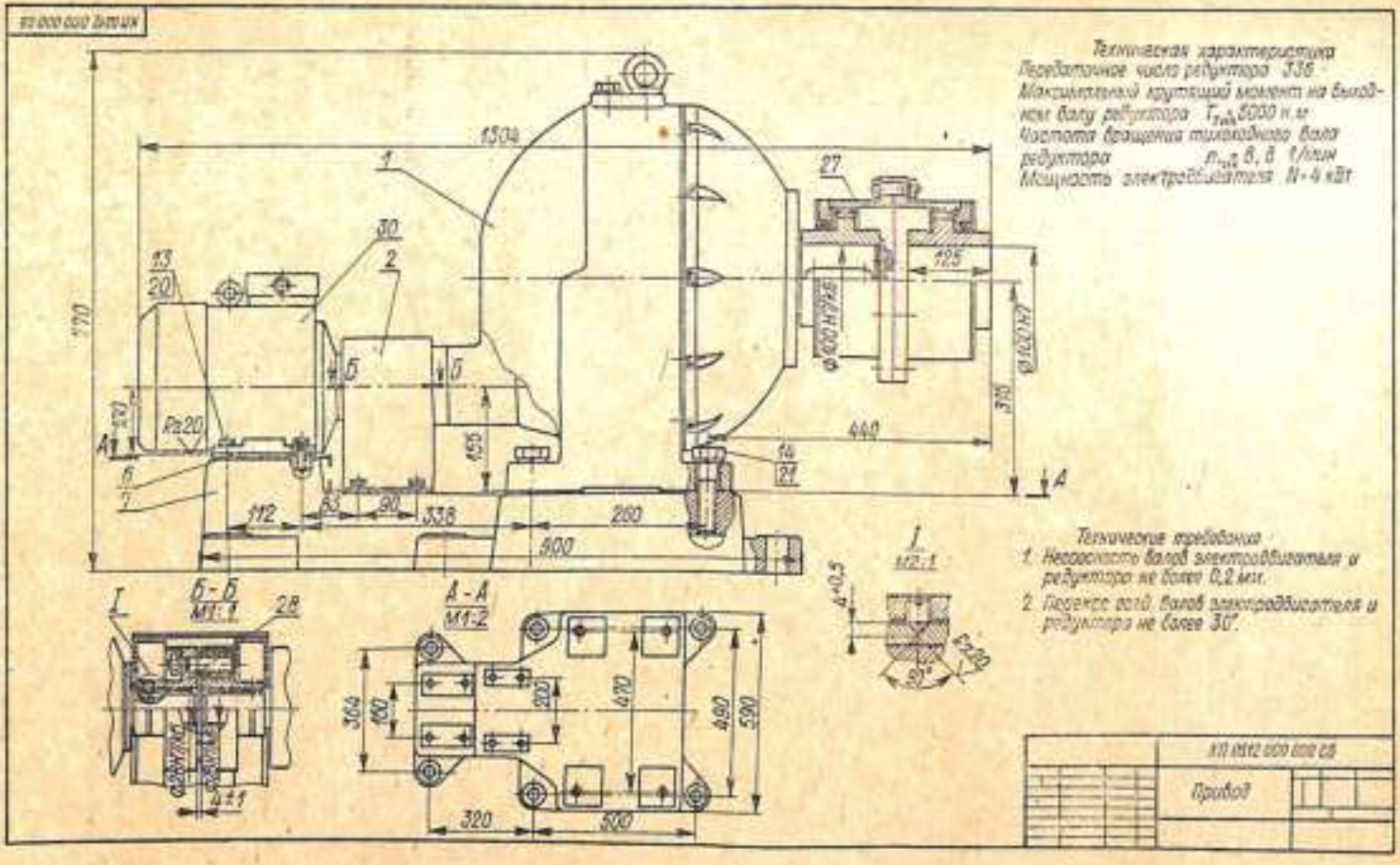


Рис. 15.1. Чертеж привода

часть располагают на поле чертежа над основной надписью в виде колонки шириной не более ширины основной надписи.

Для учебных проектов технические требования на чертежах деталей и сборочных единиц излагают, группируя вместе однородные и близкие по своему характеру требования по возможности в следующей последовательности:

1) требования, предъявляемые к материалу, заготовке и термической обработке детали;

2) требования к качеству поверхностей деталей, указания об их отделке, покрытии;

3) размеры, предельные отклонения размеров, отклонения формы и взаимного расположения поверхностей;

4) зазоры, расположение отдельных элементов конструкции; требования, предъявляемые к регулировке элементов изделия;

5) другие требования к качеству изделий, например бесшумность, самоторможение и т. д.

Например, на чертеже общего вида редуктора, представленного на рис. 20.13, могут быть указаны следующие технические требования.

1. Осевую игру радиально-упорных роликоподшипников *80* обеспечить в пределах 0...0,05 мм подгонкой детали *26*, радиальных шарикоподшипников *82* вала центрального колеса в пределах 0,5...0,7 мм подгонкой деталей *24*, *25*, шарикоподшипников *83* в пределах 0,2...0,4 мм подгонкой детали *27*.

2. Валы собранного редуктора должны проворачиваться от руки плавно, без заеданий.

3. Сопряженные поверхности корпуса и крышек покрыть тонким слоем герметика ВГК-18 № 2 МРТУ 07–6012–63.

4. Необработанные наружные поверхности редуктора покрыть серой эмалью: $\frac{\text{Гр.ГФ-20}}{\text{ЭМ.ПФ-133, серая IV А}}$.

5. Количество заливаемого в редуктор масла 10,5 л.

6. Редуктор обкатать без нагрузки при частоте вращения быстроходного вала $n_5 = 3000$ мин$^{-1}$ в течение 3 ч.

Техническая характеристика. Техническая характеристика расширяет сведения о конструкции сборочной единицы. Например, на чертеже редуктора или другой передачи указывают: общее передаточное число, скорость вращения тихоходного вала, наибольший крутящий момент на этом валу, геометрические параметры зубчатых передач и др. На чертеже привода указывают действующие нагрузки (моменты) и скорости движения или передаваемую мощность и др.

Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа отдельно от технических требований, с самостоятельной нумерацией пунктов и снабжают заголовком «*Техническая характеристика*». Заголовок не подчеркивают.

Спецификация. Форму и порядок заполнения спецификации на изделие устанавливает ГОСТ 2.108–68* (СТ СЭВ 2516–80).

Спецификацию составляют на отдельных листах. Форма листов и основные надписи на них показаны на с. 263–265.

Пример оформления спецификации на привод (см. рис. 15.1)

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			КП.0512.000.000 СБ	Сборочный чертеж		
			КП.0512.000.000 ПЗ	Расчетно-пояснительная записка		
				Сборочные единицы		
		1	КП.0512.100.000	Редуктор	1	
		2	КП.0512.200.000	Кожух	1	
				Детали		
		6	КП.0512.000.001	Прокладка	4	
		7	КП.0512.000.002	Основание	1	
				Стандартные изделия		
				Болты ГОСТ 7808 – 70*:		
		13		М10 × 45.56.05	8	
		14		М30 × 110.56.05	4	
				Шайбы ГОСТ 6402 – 70*:		
		20		10.65Г.06	8	
		21		30.65Г.06	4	
		27		Муфта МЗ-6 ГОСТ 5006 – 55*	1	
		28		Муфта упругая втулочно-пальцевая 125-28-1 У3 ГОСТ 21424 – 75*	1	
		30		Двигатель 4А100S2У3 ГОСТ 19523 – 81	1	

	Фамилия	Подпись	Дата	КП.0512.000.000 СП			
Студент				Привод	Лит.	Лист	Листов
Руковод.					У		1
Консульт.							

Пример оформления спецификации на редуктор (см. рис. 20.13)

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			КП.0512.100.000 СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
		1	КП.0512.110.000	Отдушина	1	
				Детали		
		5	КП.0512.100.001	Муфта соединительная	1	
		6	КП.0512.100.002	Корпус	1	
		7	КП.0512.100.003	Колесо зубчатое	1	
		8	КП.0512.100.004	Колесо зубчатое	1	
		9	КП.0512.100.005	Сателлит	3	
		10	КП.0512.100.006	Колесо зубчатое	1	
				— — — — — — — — — — — — — — — —		
				— — — — — — — — — — — — — — — —		
		37	КП.0512.100.033	Прокладка	2	
				Стандартные изделия		
				Болты ГОСТ 7808 – 70*:		
		45		М10 × 30.56.05	12	
		46		М12.30.56.05	2	
		49		Винты ГОСТ 11738 – 72:		
		50		М8 × 20.56.05	6	
		51		М10 × 35.56.05*	12	

	Фамилия	Подпись	Дата	КП.0512.100.000 СП			
Студент				Редуктор	Лит.	Лист	Листов
Руковод.					У	1	2
Консульт.							

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		55		Гайка М52×1,5-6Н.8.05 ГОСТ 11871–80	1	
				Шайба ГОСТ 6402–70*:		
		57		8.65Г.06	6	
		58		10.65Г.06	30	
		59		Шайба 52.01.05.ГОСТ 11872–80	1	
				Шпонки СТ СЭВ 189–75:		
		62		8×7×50	1	
		63		16×10×36	1	
		64		28×16×110	1	
				Штифты ГОСТ 12207–79:		
		66		7031–0718	3	
		67		7031–0724	6	
		70		Кольцо Б40 ГОСТ 13942–68*	1	
		71		Кольцо Б110 ГОСТ 13942–68	1	
		72		Кольцо Б80 ГОСТ 13943–68*	1	
		73		Кольцо Б100 ГОСТ 13943–68*	5	
				Манжеты ГОСТ 8752–79:		
		75		1–40×60–3	1	
		76		1–110×135–3	1	
		80		Подшипник 7211 ГОСТ 333–79	6	
		81		Подшипник 42208 ГОСТ 8328–75*	2	
				Подшипники ГОСТ 8338–75:		
		82		211	4	
		83		222	2	
		85		Рым-болт М16 ГОСТ 4751–73*	1	

Спецификация в общем случае состоит из разделов, наличие которых определяется составом специфицируемого изделия.

В спецификацию вносят составные части, входящие в специфицируемое изделие, а также конструкторские документы, относящиеся к этому изделию и к его неспецифицируемым составным частям.

Виды изделий, рассматриваемые в учебных проектах, таковы, что в их структуре обычно отсутствуют комплексы и комплекты, поэтому спецификации в общем случае состоят из разделов, которые располагаются в следующей последовательности: 1) документация (чертеж общего вида[1], схемы, расчетно-пояснительная записка); 2) сборочные единицы (редуктор, сварная рама и др.); 3) детали; 4) стандартные изделия (крепежные изделия, подшипники и др.); 5) прочие изделия (изделия, примененные по каталогам, прейскурантам, техническим условиям, нормалям, за исключением стандартных изделий); 6) материалы (смазочные масла, прокладки, проволока и др.), кроме тех, количество которых не может быть определено конструктором по размерам элементов изделия. К таким материалам относятся: лаки, краски, смазки, клей, припой, электроды. Указание о применении этих материалов дают в технических требованиях на поле чертежа. Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают.

Спецификацию сборочной единицы, выполненной на листе формата 11, допускается совмещать с чертежом сборочной единицы.

Порядок записи в спецификации стандартных изделий следующий.

В разделе «Стандартные изделия» записывают изделия по категориям стандартов: государственные стандарты; республиканские стандарты; отраслевые стандарты; стандарты предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по однородным группам (например, крепежные изделия, подшипники качения и т. д.); в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименований изделий (например, болты, винты, гайки и т. д.); в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов, например, для болтов: ГОСТ 7795–70*; ГОСТ 7796–70*; ГОСТ 7805–70* и т. д.; в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

Пример составления спецификации на привод (см. рис. 15.1) приведен на с. 263, а на сборочную единицу (см. рис. 20.13), входящую в данное изделие, – на с. 264–265.

Расчетно-пояснительная записка. При учебном проектировании техническое задание, пояснительная записка и расчеты объединяются в один документ, называемый «Расчетно-пояснительная записка», поэтому она должна содержать: 1) техническое задание; 2) описание устройства и назначение привода; 3) описание взаимодействия частей привода и последовательности сборки и разборки отдельных устройств, сборки и регулировки конических и червячных зацеплений, регулировки подшипников качения, а также выбор посадок колец подшипника; 4) расчеты; 5) выбор

[1] В учебном проекте чертеж общего вида специфицируемого изделия объединяется со сборочным, габаритным и монтажным чертежом, поэтому он включается в раздел «Документация».

сорта масла и системы смазки зацеплений и подшипников; 6) список литературы; 7) содержание.

Содержание расчетной части записки. Расчетная часть записки должна содержать: 1) кинематические и энергетические расчеты (определение КПД привода, выбор электродвигателя, определение общего передаточного отношения привода и разбивка его между отдельными передачами и внутри каждой из них, определение частот вращения валов привода, вращающих моментов и т. п.); 2) расчеты на прочность деталей привода: передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных и др.), валов, соединений (шпоночных, зубчатых, с натягом, резьбовых, сварных), муфт; 3) тепловые расчеты (для редукторов с повышенным тепловыделением); 4) расчеты на долговечность подшипников с учетом режима нагружения.

Каждый расчет должен содержать:

1) заголовок с указанием детали и вида выполняемого расчета (прочность, жесткость, долговечность и т. д.);

2) эскизы элементов рассчитываемых деталей и расчетные схемы с указанием сил, эпюр моментов и всех необходимых размеров;

3) наименование марки принятого материала с указанием термообработки и характеристик механических свойств;

4) обоснование выбранных допускаемых напряжений или давлений с указанием использованной литературы;

5) заключение по результатам расчета;

6) список литературы.

Оформление расчетно-пояснительной записки. Расчетно-пояснительную записку оформляют на стандартных листах формата 11, форма которых должна соответствовать ГОСТ 2.106–68* (форма 5 и 5а)[1]. Основные надписи на листах записки оформляют в соответствии с указаниями, приведенными в п. 15.2.

Титульный лист является первым листом записки и оформляется в соответствии с черт. 1 по ГОСТ 2.105–79* (СТ СЭВ 2667–80). Форму заполнения титульного листа устанавливает учебное заведение.

При оформлении записки необходимо выдерживать определенные расстояния от строк текста до рамок листа. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней внутренней рамки листа должно быть не менее 10 мм, а расстояние от рамки границ текста рекомендуется оставлять: в начале строк – не менее 5 мм, в конце строк – не менее 3 мм.

Содержание расчетно-пояснительной записки разбивают на разделы, подразделы и пункты. Разделы должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами с точкой, например:

1. Техническое задание
2. Расчеты на прочность деталей привода
3. Расчеты долговечности подшипников и т. д.

Подразделы должны иметь порядковые номера в пределах каждого раздела. Номера подразделов состоят из номера раздела и подраздела,

---

[1] Для учебных проектов в формах 5 и 5а исключаются дополнительные графы.

разделенных точкой. В конце номера подраздела должна ставиться точка, например, подразделы раздела 2 обозначаются:

2.1. Расчеты зубчатых передач

2.2. Расчеты валов

2.3. Расчеты резьбовых соединений и т. д.

Номера пунктов должны состоять из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точкой. В конце номера пункта должна ставиться точка, например пункты разделов 2, подраздела 2.1 обозначаются так:

2.1.1. Проектировочный расчет цилиндрических зубчатых передач.

2.1.2. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач и т. д.

Наименования разделов должны быть краткими, соответствовать содержанию и записываться в виде заголовков прописными буквами. Наименование подразделов записывают в виде заголовков строчными буквами (кроме первой прописной). Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть не менее 10 мм. Для разделов и подразделов, текст которых записывается на одном листе с текстом предыдущего раздела (подраздела), расстояние между последней строкой текста и последующим заголовком должно быть равно примерно 15 мм.

Сокращение слов в тексте записки, как правило, не допускается, за исключением общепринятых, например: и т. п., и т. д. и др.

При выполнении расчета записывают расчетную формулу со ссылкой на источник. Если в записке более одной формулы, то их нумеруют арабскими цифрами, номер ставят в круглых скобках с правой стороны листа на уровне формулы; под формулой приводят расшифровку ее символов. Значение каждого символа дают с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него, например, напряжение смятия на боковых поверхностях призматической шпонки определяют по формуле

$$\sigma_{см} = 2T \cdot 10^3/[dl_p(h-t)] \leqslant [\sigma_{см}], \qquad (11)$$

где $\sigma_{см}$ – расчетное напряжение смятия, МПа;

T – крутящий момент, $T = 240$ Н·м;

d – диаметр вала, $d = 40$ мм;

l_p – рабочая длина шпонки, $l_p = 38$ мм;

h – высота шпонки, $h = 8$ мм;

t – глубина шпоночного паза в валу, $t = 5$ мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия, $[\sigma_{см}] = 115$ МПа.

Каждый символ в пределах записки расшифровывается один раз. Подстановку численных значений символов производят в той же последовательности, в которой они приведены в формуле, например:

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 240 \cdot 10^3/[40 \cdot 38(8-5)] = 105 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 115 \text{ МПа}.$$

Имеющиеся в записке иллюстрации (если их более одной) нумеруют арабскими цифрами в пределах всей записки, например: Рис. 1, Рис. 2, Рис. 3 и т. д. Ссылки на ранее упомянутые иллюстрации дают по типу: см. рис. 3.

Нумерация листов записки должна быть сквозная, номера указывают в нижнем правом углу основной надписи листа.

§ 15.3. Обозначение на чертежах предельных отклонений размеров, посадок, допусков формы и расположения поверхностей

Отклонение действительных размеров от заданных, отклонение действительной формы от заданной геометрически правильной формы – погрешности, взаимосвязанные как геометрически, так и по характеру их проявления в процессе эксплуатации. Например, некруглость (овальность, огранка) поперечного сечения цилиндрического вала – это отклонение формы и вместе с тем это отклонение размера диаметра в различных направлениях сечения; отклонение от прямолинейности представляет собой наличие различных отклонений размеров, характеризующих последовательно сечения деталей и т. д.

Деление отклонений на отклонения размеров, формы, расположения и других параметров вызвано различием в средствах контроля и числовых величинах отклонений, различием в технологических причинах, различным влиянием видов отклонений на условия работы детали и т. д.

Данное деление отклонений на виды нашло отражение в определенной форме нанесения допустимых отклонений на чертежах; нанесение посадок у размеров и предельных отклонений на чертежах производится в соответствии с единой системой допусков и посадок СЭВ (ЕСДП по СТ СЭВ 144–75 и СТ СЭВ 145–75); указания на чертежах допусков формы и расположения поверхностей производится по ГОСТ 2.308–79 (СТ СЭВ 368–76).

Обозначение на чертежах предельных отклонений размеров. Предельные отклонения размеров на чертежах обозначаются в соответствии со стандартами единой системы допусков и посадок (ЕСДП СЭВ).

Предельные отклонения указывают для всех размеров, нанесенных на рабочий чертеж. Исключение составляют размеры, определяющие зоны различной шероховатости одной и той же поверхности, зоны термообработки, покрытия, отделки, накатки, а также диаметры накатанных и насеченных поверхностей. В этих случаях непосредственно у таких размеров наносят знак ≈.

Для обозначения основных отклонений отверстий используют прописные буквы латинского алфавита, а для валов – строчные буквы.

Предельные отклонения на чертежах могут указываться: условными обозначениями, например 18H7, 12e8; числовыми значениями, например $18^{+0,018}$; $12^{-0,032}_{-0,059}$; комбинированным способом, например $18H7^{(+0,018)}$; $12e8\,(^{-0,032}_{-0,059})$.

Предельные отклонения относительно низкой точности (от 12 квалитета и грубее) на размерах рабочих чертежей не наносят, а в технических требованиях делают запись: например, «*Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий* H*14*, *валов* h*14*, *остальных* ±IT*14/2*».

Предельные отклонения угловых размеров показывают только числовыми значениями.

Предельные отклонения размеров в размерной цепи принимают по результатам расчета. Однако следует иметь в виду, что в учебных про-



Рис. 15.2. Нанесение предельных отклонений для разных участков поверхности с одним номинальным размером

ектах по курсу «Детали машин» точность исходного размера обычно обеспечивают компенсатором (кольцом, прокладкой, набором прокладок, регулировочным винтом), поэтому предельные отклонения размеров в размерной цепи зависят от выбранного способа компенсации. Если компенсатором служит кольцо или прокладка, которые обрабатывают (шлифуют) по результатам измерения при сборке, то предельные отклонения размеров в размерной цепи можно принимать: отверстий H12, валов h12, остальных $\pm IT12/2$. Эти же отклонения размеров можно принимать в том случае, если компенсатором служит набор прокладок. Если компенсатором служит винт, то предельные отклонения размеров можно принимать более свободными: отверстий H14, валов h14, остальных $\pm IT14/2$.

При назначении разных предельных отклонений для участков поверхности с одним номинальным размером границу между ними наносят сплошной тонкой линией, а номинальный размер указывают с соответствующими отклонениями для каждого участка отдельно (рис. 15.2).

Обозначение посадок на чертежах сборочных единиц. Стандарт СЭВ рекомендует применять преимущественно посадки в системе отверстия (основное отверстие обозначается буквой H) и в системе вала (основной вал обозначается буквой h). Примеры указания посадок: в системе отверстия $18\frac{H7}{e8}$; в системе вала $12\frac{F7}{h6}$.

Применение системы отверстия предпочтительно, поскольку при этом сокращается номенклатура дорогих инструментов (калибров) для отверстий. Систему вала применяют при технологической целесообразности использования гладких валов (осей), сопряженных с деталями, имеющими различные предельные отклонения, а также при применении стандартных деталей с охватываемой поверхностью (внешние кольца подшипников качения).

Для наиболее употребительных размеров от 1 до 500 мм в табл. 15.1 приведены посадки, рекомендованные СТ СЭВ 144–75. Для преимущественного применения выделены предпочтительные посадки, которые в таблице отмечены прямоугольниками.

Посадки зубчатых (шлицевых) прямобочных соединений нормируются ГОСТ 1139–80 (СТ СЭВ 187–75) (см. гл. 9).

Посадки зубчатых (шлицевых) эвольвентных соединений нормируются ГОСТ 6033–80 (см. гл. 9).

Посадки соединений призматическими шпонками выбирают по СТ СЭВ 57–73 в зависимости от вида нагрузки, передаваемой соединением, и характера шпоночного соединения (см. гл. 9).

Посадочные диаметры колец подшипников качения имеют предельные отклонения, отличные от отклонений основного отверстия H или основного вала h. В связи с этим посадки, получаемые в сопряжениях подшипника с валом или корпусом, имеют другой характер, чем посадки ЕСДП СЭВ (см. гл. 18).

Таблица 15.1

Рекомендуемые посадки при размерах от 1 до 500 мм

Поле допуска	Квалитет вала	Основные отклонения валов (система отверстия)											
		d	e	f	g	h	j_s	k	m	n	p	r	s
		Посадки с зазором					Переходные посадки				Посадки с натягом		
H6	5				H6/g5	H6/h5	H6/j_s5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5
	6			H6/f6									
H7	6				H7/g6	H7/h6	H7/j_s6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6
	7		H7/e7	H7/f7									H7/s7
	8	H7/d8	H7/e8										
H8	7			H8/f7		H8/h7	H8/j_s7	H8/k7	H8/m7	H8/n7			H8/s7
	8	H8/d8	H8/e8	H8/f8		H8/h8							

Поле допуска	Квалитет вала	Основные отклонения отверстий (система вала)											
		D	E	F	G	H	J_s	K	M	N	P	R	S
		Посадки с зазором					Переходные посадки				Посадки с натягом		
h5	6				G6/h5	H6/h5	J_s6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5		
h6	7			F7/h6	G7/h6	H7/h6	J_s7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6
	8	D8/h6	E8/h6	F8/h6									
h7	7												
	8	D8/h7	E8/h7	F8/h7		H8/h7	J_s8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7			
h8	8	D8/h8	E8/h8	F8/h8		H8/h8							
	9	D9/h8	E9/h8	F9/h8		H9/h8							

Посадки резьбовых соединений выбирают по ГОСТ 16093–81 (СТ СЭВ 13640–77).

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска наружного диаметра для болтов и внутреннего – для гаек. Например, для резьбы с крупным шагом: для болта М36–6g7g, для гайки М36–6Н7Н, где 6g и 6Н – поле допуска среднего диаметра резьбы болта и гайки соответственно 7g и 7Н – поле допуска наружного диаметра болта и внутреннего диаметра гайки соответственно.

Если обозначение поля допуска наружного диаметра резьбы болта совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то оно в обозначении поля допуска резьбы не повторяется. Например, 6g – это поле допуска наружного диаметра и поле допуска среднего диаметра болта, 6Н – то же для гайки.

Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертежах. Отклонения (погрешности) формы и взаимного расположения поверхностей возникают в процессе обработки деталей из-за неточности и деформаций станка, инструмента и приспособления, деформаций обрабатываемого изделия, неоднородности материала заготовки и т. п.

В подвижных соединениях отклонения формы и взаимного расположения *поверхностей приводят к увеличению* износа деталей вследствие повышенного давления на выступах неровностей, к нарушению плавности хода, возникновению шума, нарушению герметичности и т. д. В неподвижных соединениях эти отклонения вызывают неравномерность натягов, вследствие чего снижается прочность соединения и точность центрирования. Отклонение формы и взаимного расположения сопряженных поверхностей осей и валов существенно влияет на работоспособность подшипников качений. Например, отклонение от круглости и цилиндричности посадочных поверхностей шеек валов и осей под подшипники качения вызывает искажение геометрической формы дорожек качения внутренних колец подшипников, что может привести к снижению долговечности подшипников; отклонение от перпендикулярности упорных заплечиков валов вызывает перекос колец подшипников, вследствие чего растут потери на трение, увеличивается нагрев и снижается несущая способность подшипников. Отклонение от правильного взаимного расположения поверхностей зачастую является причиной снижения несущей способности зубчатых передач. Например, отклонение от соосности и параллельности осей отверстий в корпусе редуктора вызывает перекос осей валов, приводящий к неравномерному распределению нагрузки по ширине зубчатого венца и снижению несущей способности передачи и т. д.

Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей следует делать только в том случае, если это необходимо по функциональным и технологическим причинам.

Когда допуски формы и расположения поверхностей на чертеже не указаны, это означает, что эти допуски ограничены полем допуска размера.

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах в соответствии с ГОСТ 2.308–79 (СТ СЭВ 368–76) условными знаками (графическими символами) согласно табл. 15.2.

Таблица 15.2

Условные знаки допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Вид допуска	Условный знак
Допуски формы	Допуск прямолинейности	
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Допуск параллельности	
	Допуск перпендикулярности	
	Допуск наклона	
	Допуск соосности	
	Допуск симметричности	
	Позиционный допуск	
	Допуск пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения Допуск торцового биения Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения Допуск полного торцового биения	
	Допуск формы заданного профиля	
	Допуск формы заданной поверхности	

Примечание. Основные понятия и определения, относящиеся к допускам формы и расположения, даны в СТ СЭВ 301 – 76.

Примеры указания допусков формы и расположения поверхности приведены в табл. 15.3.

Знак и числовое значение допуска или обозначение базы вписывают в рамку допуска, разделенную на два или три поля, в следующей последовательности (слева направо): в первом поле указывают знак допуска в соответствии с табл. 15.2, во втором – числовое значение допуска в миллиметрах, в третьем – при необходимости буквенное обозначение базы (баз).

Рамка должна соединяться с элементом, к которому она относится. При этом следует учитывать, что если допуск относится к поверхности или к ее профилю, соединительная линия не должна быть продолжением размерной (рис. 15.3). Если же допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединительная линия должна быть продолжением размерной (табл. 15.3, п. 4, 6 и 8 – 13).

Перед числовыми значениями допусков расположения (соосности, симметричности, пересечения осей, позиционного допуска, формы заданного профиля и заданной поверхности) необходимо изображать: символ ∅, если круговое или цилиндрическое поле допуска указывают диаметром (табл. 15.3, п. 8 и 9); символ R, если это поле указывают радиусом; символ Т, если поле допуска симметричности, пересечения осей, позиционный допуск ограничены двумя параллельными прямыми или плоскостями в диаметральном выражении (табл. 15.3); символ Т/2 (те же поля допусков, что и для символа Т) в радиусном выражении.

Примечание. Допуски соосности, симметричности, позиционный, пересечения осей и формы заданного профиля (поверхности) рекомендуется указывать в диаметральном выражении.

При необходимости задания для одного элемента двух разных видов допуска рамки допусков допускается объединять и располагать их так, как показано в верхней части рис. 15.4. Если необходимо указать допуск формы или расположения для базовой поверхности, то рамки с обоими условными обозначениями можно располагать так, как показано в нижней части рис. 15.4.

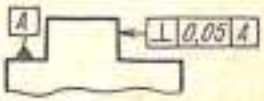
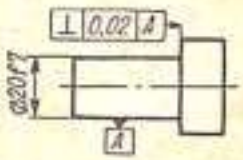
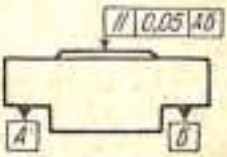
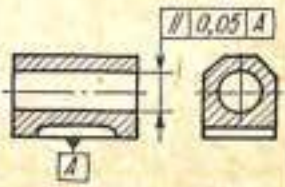
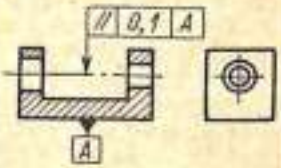
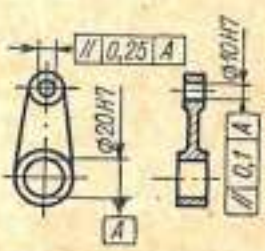
Базы обозначают равносторонним зачерненным треугольником, который соединяют соединительной линией с рамкой допуска (табл. 15.3, п. 14). Если нет необходимости выделять базу, то рамку показывают в соответствии с табл. 15.3, п. 9. Если символ базы нельзя простым и наглядным способом соединить с рамкой допуска, то базу обозначают прописной буквой в рамке и эту же букву вписывают в третье поле рамки (табл. 15.3, п. 1 – 8). Если базой является ось симметрии, то треугольник располагают в конце размерной линии соответствующего размера (диаметра) элемента (табл. 15.3, п. 6 – 8, 10, 12 – 14). Так же поступают, если базой является плоскость симметрии.

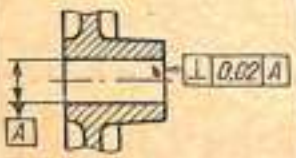
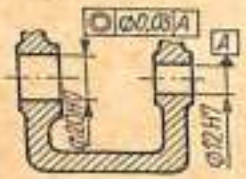
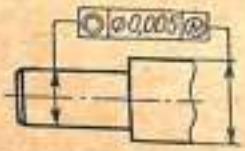
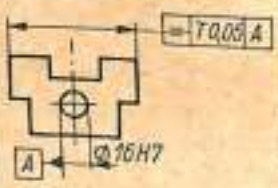
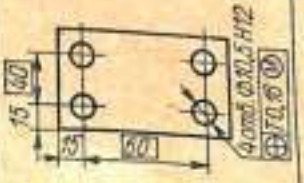
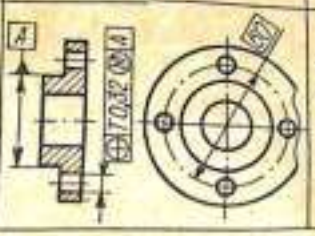
Если базой является поверхность или прямая (линия) этой поверхности, а не ось элемента, то треугольник располагают на достаточном расстоянии от конца размерной линии (табл. 15.3, п. 2).

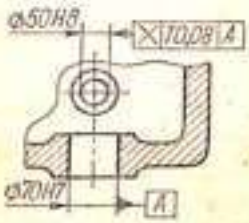
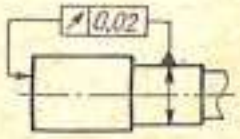
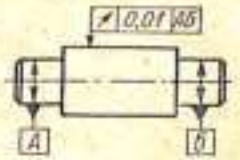
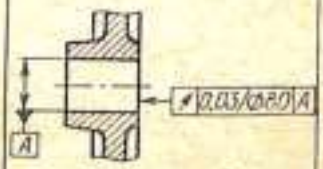
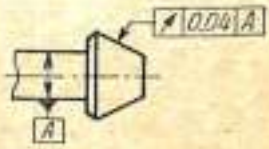
Если два или несколько элементов образуют объединенную базу и их последовательность не имеет значения (например, они имеют общую ось или плоскость симметрии), то каждый элемент обозначают самостоя-

Таблица 15.3

Примеры указания на чертежах отклонений формы и расположения поверхностей

№ пп	Приемы условного обозначения	Пояснения
1		Допуск перпендикулярности поверхности 0,05 мм относительно базовой поверхности *А*
2		Допуск перпендикулярности поверхности 0,02 мм относительно базы *А* (база – образующая цилиндрической поверхности)
3		Допуск параллельности поверхности 0,05 мм относительно базовых поверхностей *А* и *Б*
4		Допуск параллельности оси отверстия 0,05 мм относительно базовой поверхности *А*
5		Допуск параллельности общей оси отверстий 0,1 мм относительно базовой поверхности *А*
6		Допуск параллельности оси отверстия ∅ 10H7 относительно оси отверстия ∅ 20H7 0,1 мм; допуск перекоса осей 0,25 мм

№ пп	Приемы условного обозначения	Пояснения
7		Допуск перпендикулярности торца ступицы детали относительно оси базового отверстия *А* 0,02 мм
8		Допуск соосности оси отверстия ∅ 20Н7 относительно базового отверстия ∅ 12Н7 0,03 мм, указан в диаметральном выражении
9		Допуск соосности осей цилиндров 0,005 мм, указан в диаметральном выражении; допуск зависимый
10		Допуск симметричности боковых поверхностей относительно оси отверстия ∅ 16Н7 0,05 мм, указан в диаметральном выражении
11		Позиционный допуск смещения осей отверстий от номинального расположения 0,16 мм, указан в диаметральном выражении; допуск зависимый
12		Позиционный допуск смещения осей отверстий от номинального расположения 0,32 мм, указан в диаметральном выражении; допуск зависимый

№ пп	Примеры условного обозначения	Пояснения
13		Допуск пересечения оси отверстия ⌀ 50H8 относительно оси отверстия ⌀ 70H7 0,08 мм, указан в диаметральном выражении
14		Допуск торцового биения поверхности 0,02 мм относительно оси детали
15		Допуск радиального биения поверхности 0,01 мм относительно общей оси базовых поверхностей *А* и *Б*
16		Допуск торцового биения поверхности 0,03 мм на ⌀ 80 мм, определяется относительно оси базового отверстия *А*
17		Допуск биения конуса в заданном направлении 0,04 мм, определяется относительно оси поверхности *А*

Примечание. Приведенные в таблице шифры предельных отклонений формы и расположения поверхности следует рассматривать как примеры записи, а не как рекомендуемые величины.

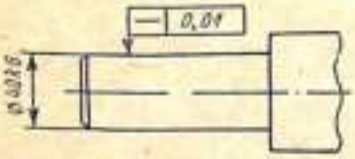


Рис. 15.3. Соединение рамки допуска с поверхностью

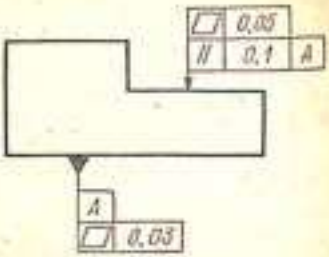


Рис. 15.4. Указание для одной поверхности двух разных видов допуска

тельно и обе (все) буквы вписывают подряд в третье поле рамки допуска (табл. 15.3, п. 3 и 15).

Линейные и угловые размеры, определяющие номинальное расположение или номинальную форму элементов, при назначении позиционного допуска, допуска наклона, допуска формы заданной поверхности или заданного профиля указывают на чертеже без предельных отклонений и заключают в прямоугольные рамки (табл. 15.3, п. 11 и 12). На эти размеры не распространяются неуказанные предельные отклонения размеров (см. с. 304).

Зависимые допуски расположения и формы обозначают условным знаком Ⓜ (табл. 15.3, п. 9, 11, 12).

Если допуск расположения или формы не указан как зависимый, то его считают независимым.

§ 15.4. Шероховатость поверхности, ее параметры и нанесение их на чертежах

Шероховатость поверхности, получаемая после механической обработки, оказывает существенное влияние на эксплуатационные свойства детали. Возникающие при механической обработке трещины и надрывы (в микрорельефе поверхности) вызывают остаточные напряжения растяжения, которые способствуют развитию усталостных трещин и коррозии, снижающих контактную и объемную прочность деталей.

Увеличение шероховатости уменьшает площадь фактического контакта, в результате чего растут местные давления, возрастают интенсивность изнашивания и опасность заедания. Увеличение шероховатости снижает контактную жесткость соединений, ведет к ослаблению соединений деталей машин с натягом и к снижению несущей способности болтовых соединений при действии переменной нагрузки. Таким образом, уменьшение шероховатости поверхности способствует увеличению износостойкости, коррозионной стойкости, объемной прочности и позволяет повысить нагрузочную способность напряженных соединений и их герметичность. Однако повышение износостойкости достигается при уменьшении шероховатости только до определенного предела. Например, для удержания масла в контакте и уменьшения изнашивания на сопряженных поверхностях создают упорядоченную (оптимальную) шероховатость.

В соответствии с ГОСТ 2789–73* (СТ СЭВ 638–77) основными параметрами для оценки шероховатости поверхностей являются высота неровностей профиля R_z по десяти точкам и среднее арифметическое отклонение профиля R_a на базовой длине l.

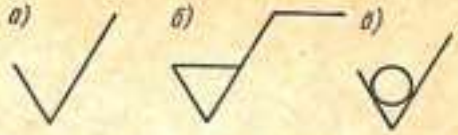


Рис. 15.5. Знаки, применяемые для обозначения шероховатости

Параметр шероховатости R_a является основным для деталей в машиностроении. Параметр R_z можно рекомендовать для указания шероховатости на несопрягаемые обработанные поверхности, а также на поверхности, получаемые литьем, ковкой, штамповкой и др.

При обозначении шероховатости на чертежах применяется один из трех знаков, изображенных на рис. 15.5. При обозначении шероховатости поверхности, вид обработки которой конструктор не устанавливает, применяют знак, показанный на рис. 15.5, *а*. Этот способ обозначения является предпочтительным.

Если требуется, чтобы поверхность была образована обязательно удалением слоя материала (точением, шлифованием, полированием и др.), применяют знак, приведенный на рис. 15.5, *б*. Для обозначения шероховатости поверхности, образуемой без удаления слоя материала (например, литьем, ковкой и др.), применяют знак, изображенный на рис. 15.5, *в*. Такой же знак применяют для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу.

Базовую длину l не указывают, если шероховатость нормируется только параметром R_a или R_z и значение l совпадает со значениями, приведенными в таблице ГОСТ 2789–73* (СТ СЭВ 638–77).

Знак шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, на выносных линиях в непосредственной близости от размерной линии (рис. 15.6, *а*) или на полках линий-выносок, при недостатке места – на размерной линии или на ее продолжении (рис. 15.6, *б*).

Если шероховатость участков одной и той же поверхности различна, то ее разделяют тонкой линией и на каждой части поверхности показывают свое обозначение шероховатости (рис. 15.6, *в*). Знаки шерохо-

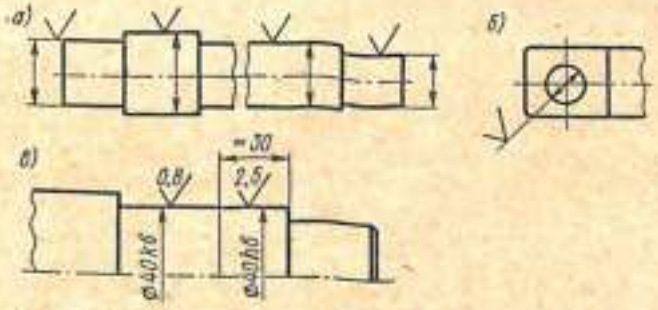


Рис. 15.6. Расположение знаков шероховатости на изображении детали

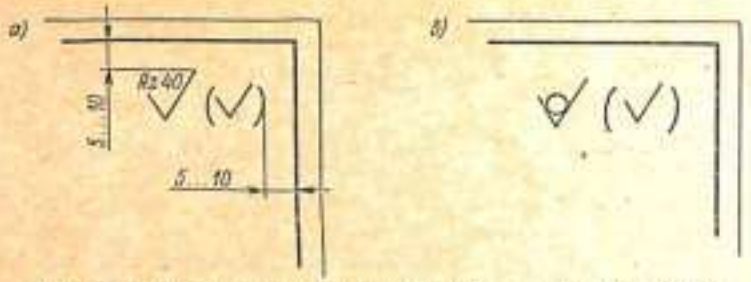


Рис. 15.7. Простановка знаков преобладающей шероховатости или шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу

ватости следует ставить по возможности на верхних участках изображения детали, где они лучше читаются (рис. 15.6, *а, в*).

Знак в верхнем правом углу чертежа (рис. 15.7) показывает или преобладающую шероховатость (рис. 15.7, *а*), или шероховатость в состоянии поставки поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу (рис. 15.7, *б*). Знак в скобках показывает, что кроме указанной перед скобкой шероховатости имеются поверхности с другой, обозначенной на них шероховатостью. Если все поверхности должны иметь одинаковую шероховатость, скобку со знаком не ставят.

Размеры знака перед скобкой должны быть в 1,5 раза больше, чем знаки, указанные на поверхностях детали; знак в скобках имеет размеры такие же, как и на детали.

§ 15.5. Правила нанесения на чертежах обозначений термической и других видов обработки

На чертежах деталей, подвергаемых термической или химико-термической обработке, указывают показатели свойств материалов, полученных в результате обработки, например: твердость (НВ, HRC, HV), предел прочности ($\sigma_в$), предел текучести ($\sigma_т$) и др.

Глубину термической или химико-термической обработки h и твердость указывают предельными значениями «от...до», например, h 0,8...1,0; 58...63 HRC. Допускается на чертежах указывать значения механических свойств материалов со знаком $\geqslant$ или $\leqslant$, например: $\sigma_в \geqslant 750$ МПа, $650 \geqslant$ HV и т. п.

Если обработке подвергаются отдельные участки детали, то их отмечают на чертеже утолщенной штрихпунктирной линией, а значения h, HV, HRC, НВ показывают на полках линий-выносок (см. рис. 16.20). Если все изделие подвергают одному виду обработки, то в технических требованиях делают запись: «*269...302 НВ*» или «*Цементировать h 0,7...0,9; 58...61 HRC*» и т. п. (см. рис. 16.16 – 16.19).

Если бо́льшую часть поверхности детали подвергают одному виду термической обработки, а остальные поверхности – другому виду или они должны быть предохранены от термообработки, в технических требованиях делают запись: «*45...51 HRC, кроме поверхности А*» или «*50...56 HRC, кроме мест, обозначенных особо*».

Глава 16

КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ

§ 16.1. Конструкция цилиндрических зубчатых колес

Конфигурация зубчатого колеса в определенной степени зависит от технологии получения заготовки, которая находится в тесной взаимосвязи с объемом выпуска изделия. При единичном и мелкосерийном производстве зубчатые колеса с $d_a \leqslant 150$ мм изготавливают из круглого проката или поковок. Зубчатые колеса небольшого диаметра ($d_a \leqslant 200$ мм) выполняют преимущественно в виде сплошных дисков (рис. 16.1, *а, б*). Иногда, для уменьшения механической обработки базовых поверхностей, на торцах выполняют небольшие проточки (рис. 16.1, *б*).

При крупносерийном и массовом производстве применяют двусторонние подкладные штампы (открытые или закрытые), а также используют штамповку в открытых штампах. Форму зубчатых колес для этих случаев проектируют по типу, показанному на рис. 16.1, *в, г*.

Размеры конструктивных элементов кованых и штампованных зубчатых колес при $d_a \leqslant 800$ мм: $\delta_0 \approx (2{,}5 \div 3{,}0)\,m$, но не менее $0{,}02d$; $C \approx (0{,}2 \div 0{,}3)\,b$; $d_{ст} \approx (1{,}6 \div 1{,}7)\,d_в$; $l_{ст} \approx (0{,}8 \div 1{,}5)\,d_в$. Для свободной выемки заготовки из штампа предусматривают штамповочные уклоны $\gamma = 7°$ и радиусы закругления $R \geqslant 5$ мм. В случае применения зубчатых (шлицевых) соединений $d_{ст} \approx (1{,}4 \div 1{,}5)\,d_в$ и $l_{ст} \approx (0{,}8 \div 1{,}4)\,d_в$.

Масса зубчатых колес, показанных на рис. 16.1, *д, е*, больше, чем в конструкциях, приведенных на рис. 16.1, *в, г*, но зато виброактивность и

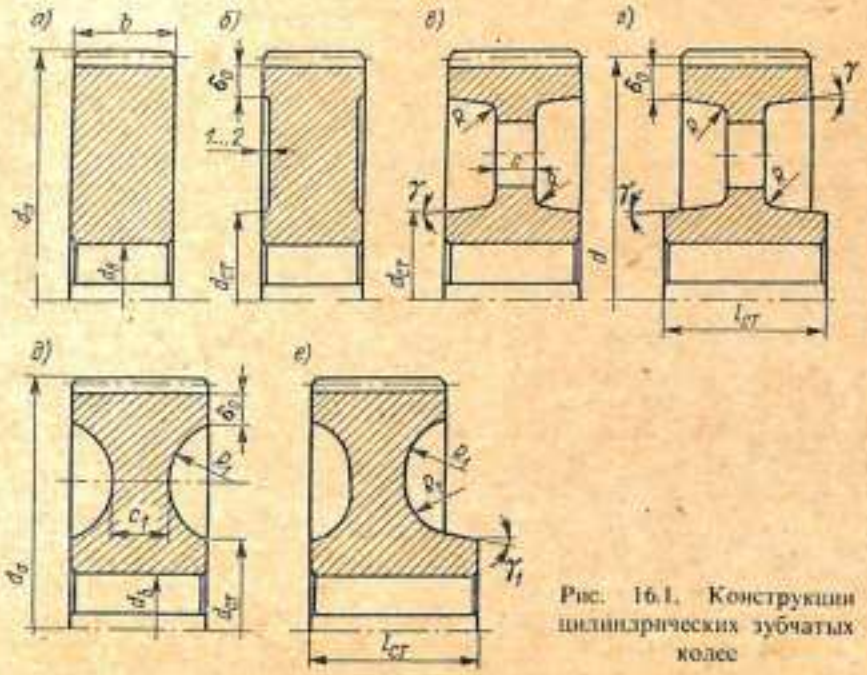


Рис. 16.1. Конструкции цилиндрических зубчатых колес

связанные с этим шумовые характеристики передачи существенно ниже. Для этих зубчатых колес принимают: $R_1 \geqslant 20$ мм; $\gamma_1 \geqslant 12°$ и $C_1 \approx (0{,}4 \div 0{,}5)\,b$.

При $d_a > 500 \div 700$ мм применяются литые зубчатые колеса, изготавливаемые из углеродистых и легированных сталей. Литые зубчатые колеса с внутренними зубьями, выполненные за одно целое с корпусом или крышкой редуктора, находят применение в планетарных передачах (см. рис. 20.12).

При $d_a/d_в < 2 \div 2{,}5$ (где $d_в$ – диаметр вала вблизи зубчатого венца) шестерню обычно выполняют за одно с валом. При этом упрощается сборка и повышается надежность, поскольку каждое высоконагруженное соединение может оказаться потенциальным источником отказа.

При проектировании зубчатых колес следует предусматривать как основные конструкторские базы, определяющие правильное относительное положение деталей на валу, так и технологические базы, используемые при обработке зубьев на станке. Например, торцы ступицы зубчатого колеса являются сборочной базой, определяющей точность относительного расположения деталей, сидящих на валу, а торцы зубчатого венца иногда используются в качестве технологической базы при нарезании зубьев (рис. 16.2, *а*). Неперпендикулярность базового торца заготовки вызывает отклонение направления зубьев от правильного положения, что приводит к неравномерности распределения удельной нагрузки по ширине зубчатого венца в передаче. Для повышения точности изготовления зубчатых колес нормируют погрешности размеров, формы и расположения базовых поверхностей заготовки (см. п. 16.5).

Установка зубчатого колеса на станке производится от конструкторской базы: от отверстия *1* или шейки вала. Во избежание потери точности и снижения качества нарезаемых поверхностей зубьев вследствие вибрации, зубчатое колесо надежно прижимают базовой поверхностью к столу станка.

Наибольшее распространение получило нарезание зубьев червячными фрезами. Обработка зубчатых колес долбяками обычно производится при изготовлении колес с внутренними зубьями (рис. 16.2, *б*) или неразъемных блочных шестерен с внешними зубьями (рис. 16.2, *а*). Для этой цели применяют чашечные (рис. 16.2, *а*), дисковые и хвостовые долбяки

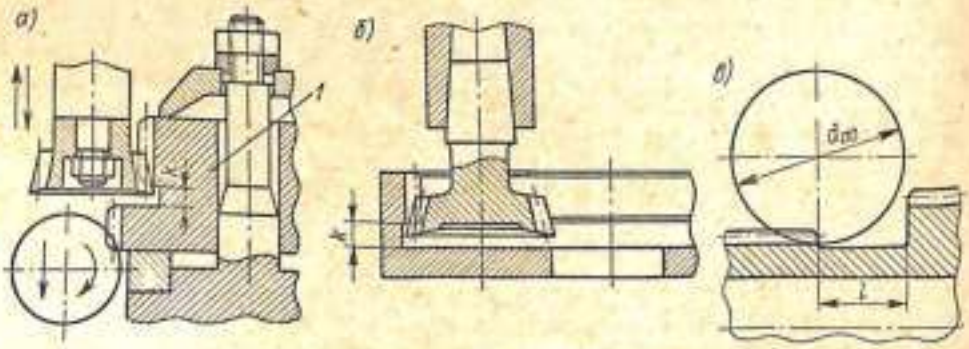


Рис. 16.2. Выход зубообрабатывающего инструмента: *а*, *б* – при нарезании долбяком; *в* – при нарезании блочных зубчатых колес червячной фрезой

(рис. 16.2, *б*). Для выхода долбяка предусматривают канавку k, размер которой принимается в зависимости от модуля m:

m	1,5	2–3	4	5–6	8
k	5	6	7	8	10

При нарезании блочных шестерен червячными фрезами (рис. 16.2, *в*), расстояние между зубчатыми венцами l (мм), необходимое для выхода фрезы, определяют графически по ее наружному диаметру d_{ae} (по СЭВ РС 3648–78):

m	1–1,25	1,5–2	2,25–2,75	3–3,5
d_{ae}	50	63	71	80
m	4–4,5	5,5–6,5	7	8–9
d_{ae}	90	112	118	125–140



Рис. 16.3. Образование фасок или скруглений на продольных и торцовых кромках зубьев

Зубчатые колеса с внутренними зубьями большого диаметра повышенной точности при обеспечении свободного выхода инструмента можно обрабатывать червячными фрезами специальной конструкции [50].

После нарезания зубчатых колес с острых кромок на вершинах и торцах зубьев необходимо снять фаски или выполнить скругления. Обработка фасок на продольных и торцовых кромках зубьев (рис. 16.3) способствует повышению надежности зубчатых колес. Особенно это важно для колес, подвергающихся поверхностному упрочнению, во избежание сколов частиц металла высокой твердости, обладающих повышенной хрупкостью. При $m = 3 \div 6$ ориентировочные размеры фасок или радиусы скруглений составляют 0,6–1,5 мм [27].

§ 16.2. Конструкция конических зубчатых колес

Конические колеса обычно изготавливают коваными (рис. 16.4, *а*) и штампованными (рис. 16.4, *б*). При больших диаметрах конические колеса выполняют литыми, а также находят применение сборные конструкции, в которых зубчатый венец закрепляется на ступице болтами или с использованием посадки с гарантированным натягом. Кованые и штампованные колеса изготавливаются диаметром $d_{ae} \leqslant 500 \div 700$ мм.

Ориентировочные соотношения основных размеров конических колес приведены ниже:

	Кованые и штампованные колеса	*Стальные литые колеса*
δ_0	$(1{,}8 \div 3)\,m$, но не менее 10 мм	$(3 \div 4)\,m$, но не менее 10 мм
d_{ct}	$(1{,}5 \div 1{,}6)\,d_e$	$(1{,}6 \div 1{,}8)\,d_e$
l_{ct}	$(0{,}9 \div 1{,}3)\,d_e$	$(0{,}9 \div 1{,}3)\,d_e$
C	$(0{,}2 \div 0{,}4)\,b$	$(0{,}2 \div 0{,}3)\,b$

Конфигурация конических колес во многом определяется методом зубонарезания. Например, при нарезании колес резцовыми головками следует обращать внимание на то, чтобы тело зубчатого колеса не выступало за пределы впадин (рис. 16.5).

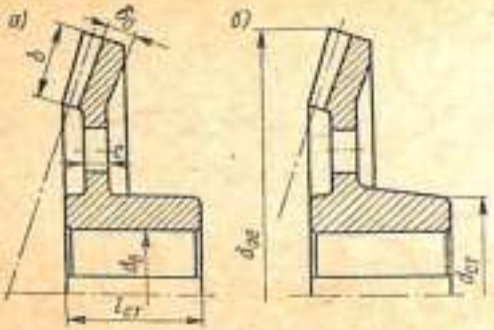


Рис. 16.4. К определению основных размеров конических зубчатых колес

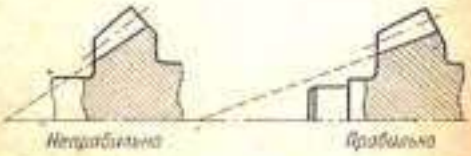


Рис. 16.5. Проверка возможности нарезания конических зубчатых колес с круговыми зубьями с помощью резцовой головки

При угле делительного конуса $\delta \leqslant 30^\circ$ зубчатый венец шестерни со стороны вершины конуса рекомендуется ограничивать не конической поверхностью, а плоскостью (см. рис. 20.7).

§ 16.3. Конструкции червяков и червячных колес

Червяк в большинстве случаев делают за одно целое с валом. Витки червяка могут быть нарезаны на токарном станке, если $d_0 \leqslant d_{f1}$ (рис. 16.6, *а*) или получены фрезерованием, если $d_0 > d_{f1}$ (рис. 16.6, *б*).

Червячные колеса в целях экономии цветных металлов выполняют с венцом из антифрикционных материалов и стальным или чугунным центром.

Находят применение следующие типовые конструкции червячных колес.

1. В индивидуальном и мелкосерийном производстве применяется бандажированная (рис. 16.7, *а*) и собираемая с помощью крепежных болтов (рис. 16.7, *б*) конструкция червячных колес.

У бандажированной конструкции бронзовый венец насажен на стальной или чугунный центр с натягом по посадке: H7/p6; H7/r6; H7/s6. Эту конструкцию рекомендуется применять для передач с относительно невысоким тепловыделением, так как при значительной разнице в коэффициенте линейного расширения у бронзы и стали или чугуна при высокой температуре натяг уменьшается и надежность соединения снижается. Для предотвращения осевого взаимного смещения венца и ступицы червячного колеса в стыкуемые поверхности ввертывают винты с последующим срезанием головок, а при необходимости устанавливают круглые шпонки.

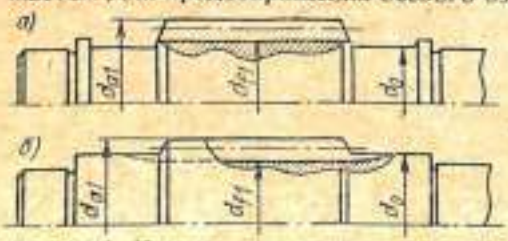


Рис. 16.6. Конструкция червяка: *а* – при нарезании витков червяка на токарном станке; *б* – при фрезеровании витков червяка

Для уменьшения коробления зубчатого венца при повышении температуры в конструкции, показанной на рис. 16.7, *б*, фланец располагают симметрично по отношению к венцу.

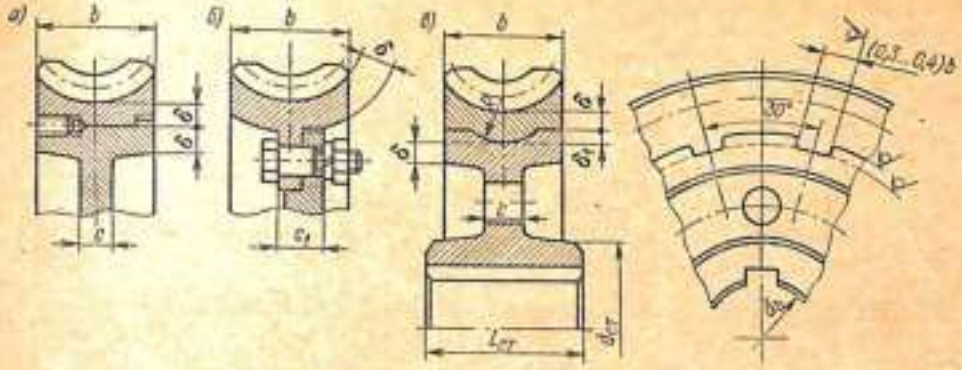


Рис. 16.7. Типовые конструкции червячных колес

2. В серийном и массовом производстве применяют биметаллическую конструкцию червячного колеса (рис. 16.7, *в*), бронзовый венец которой отлит в форму с предварительно вставленным в нее центром. Для гарантии от смещения венца на заливаемой поверхности центра выполняют пазы различной формы.

Ориентировочные рекомендации по выбору размеров обода и ступицы червячных колес (рис. 16.7) таковы: $C = (0{,}2 \div 0{,}35)\,b$; $\delta = (1{,}5 \div 2)\,m \geqslant 10$ мм; $\delta_1 = (1 \div 1{,}2)\,m \geqslant 5$ мм; $C_1 = 0{,}4b_1$; $R = (0{,}4 \div 0{,}5)\,b$; $d_{ст} = (1{,}6 \div 1{,}8)\,d_в$; $l_{ст} = (1{,}2 \div 1{,}8)\,d_в$.

§ 16. 4. Конструирование элементов планетарных передач

При конструировании важнейших элементов планетарных передач (центральных колес, сателлитов, водила, а также соединительных муфт передающих моменты основных звеньев) руководствуются основными принципами компоновки наиболее характерных схем передач, рассмотренных в 14.2. При этом учитываются сведения, относящиеся к выбору и установке подшипников качения основных звеньев и сателлитов в гл. 10, 18. Ниже даны рекомендации к выбору основных конструктивных размеров зубчатых колес и водила планетарных передач типов *А* и *3k*. Уточненный расчет напряженно-деформированного состояния этих элементов планетарных передач дан в работе [42].

Центральные колеса. Ось центрального колеса может фиксироваться с помощью радиальных подшипников, в этом случае его называют «неплавающим». Центральное колесо без радиальных опор, применяемое для выравнивания нагрузки между сателлитами, называют «плавающим» (см. гл. 6).

Неплавающие центральные колеса с внешними зубьями обычно выполняют за одно целое с валом и размещают между двумя опорами (рис. 16.8, *а*) или консольно (рис. 16.8, *б*). Предпочтительно размещение обеих опор в одной детали, например в водиле при центральном колесе, расположенном между опорами, или в корпусе (в крышке корпуса) при консольном расположении. При размещении подшипников центральных колес в различных деталях необходимо принять меры для обеспечения требуемой точности взаимного расположения сцепляющихся зубчатых

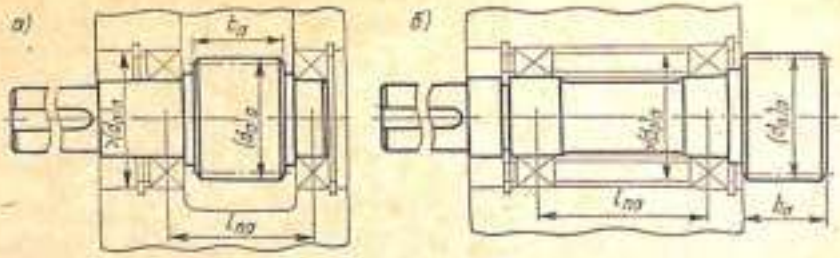


Рис. 16.8. Неплавающие центральные колеса с наружными зубьями

колес, в том числе обеспечить минимальные люфты в подшипниках основной оси.

К плавающим центральным колесам с внешними зубьями крутящий момент подводят обычно с помощью соединительных муфт с одним или двумя зубчатыми сочленениями (в специальных случаях возможно использование подвижных муфт других типов). Расчетный диаметр $d_м$ и рабочую ширину $b_м$ муфты определяют по формуле (13.2). Зубчатый венец муфты выполняют непосредственно на самом колесе (рис. 16.9). Венец втулки муфты нарезают на таком расстоянии от венца колеса, при котором обеспечивается выход зубообрабатывающего инструмента (долбяка, фрезы, шлифовального камня, шевера) – см. рис. 16.2. Длину канавки l (мм) для выхода фрезы определяют графически (см. п. 16.1).

Ширину канавки k (мм) для выхода долбяка см. на с. 283.

Когда расчетный модуль $m_м$ и расчетный диаметр муфты $d_м$ близки к модулю m и начальному диаметру $(d_w)_a$ центрального колеса, зубчатые венцы колеса и втулки муфты обрабатывают за один проход одним инструментом (рис. 16.9, *а*). Необходимое сопряжение боковых поверхностей и по диаметру выступов в зубчатом сочленении муфты (отличающееся от сопряжения зубчатого зацепления колеса) в этом случае достигается за счет зубьев обоймы муфты.

Для уменьшения массы центральное колесо выполняют полым. Минимальную толщину обода в сечении под зубьями ограничивают величиной $h_{об\ min} \geqslant (3 \div 4)\,m$ (рис. 16.9, *б*). При боковом подводе крутящего момента (рис. 16.9, *а*) толщину полого тела колеса определяют из расчета на прочность (см. гл. 9).

При малом расчетном диаметре муфты $d_м \ll (d_w)_a$ венец втулки муфты желательно разместить внутри обода центрального колеса, в среднем его сечении (рис. 16.9, *б*). Этот конструктивный прием позволяет существенно уменьшить неравномерность распределения удельной нагрузки по ширине зубчатого венца центрального колеса. Венец втулки может быть смещен к одному из торцов колеса, например, для увеличения длины промежуточного вала соединительной муфты.

Если используется соединительная муфта с одним зубчатым сочленением, то ее следует удалить на достаточно большое расстояние от центрального колеса (рис. 16.9, *в*). Это позволяет уменьшить угол перекоса оси плавающего центрального колеса при его радиальных перемещениях и, как следствие, уменьшить неравномерность распределения удельной нагрузки по ширине зубчатых венцов сцепляющихся колес.

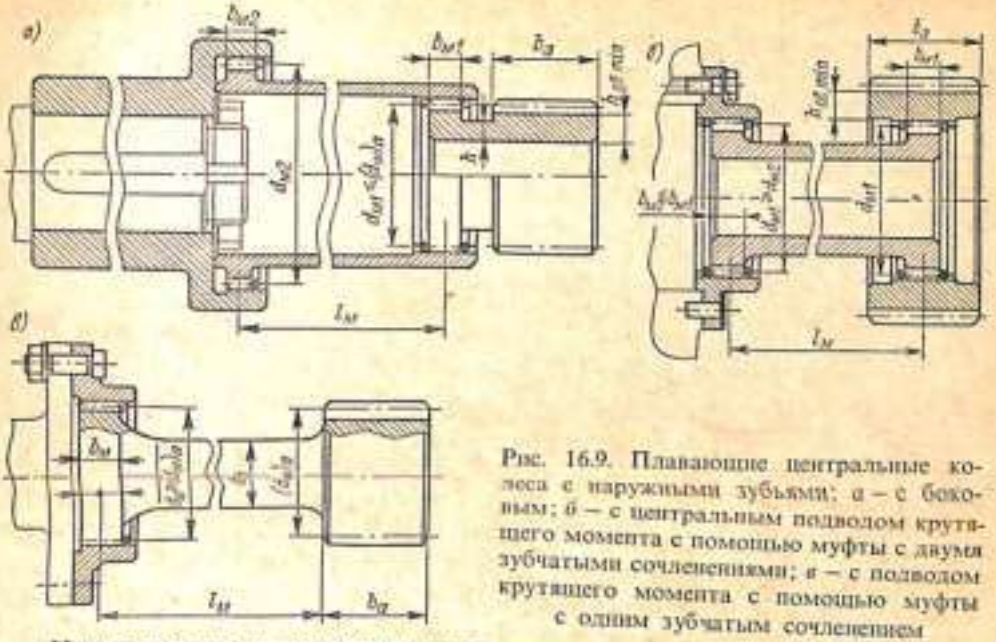


Рис. 16.9. Плавающие центральные колеса с наружными зубьями: *а* – с боковым; *б* – с центральным подводом крутящего момента с помощью муфты с двумя зубчатыми сочленениями; *в* – с подводом крутящего момента с помощью муфты с одним зубчатым сочленением

Неплавающие и невращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями жестко соединяют с корпусом с помощью фланца (рис. 16.10, *а*) или круглых шпонок (рис. 16.10, *б*) без натяга по посадочному внешнему диаметру *D*. Для уменьшения габаритных размеров редуктора зубчатый венец центрального колеса может быть нарезан непосредственно в корпусе или его крышке (рис. 16.10, *в*). В этом случае требования к материалу корпуса определяются прочностью зубьев.

Неплавающие вращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями имеют дисковую конструкцию и устанавливаются на валу с помощью различных соединений: фланцевого (рис. 16.11, *а*), с натягом или неподвижного зубчатого (шлицевого) (рис. 16.11, *б*).

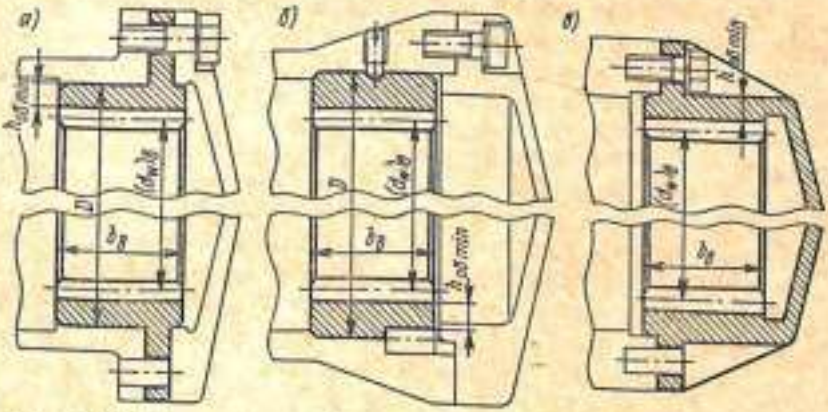


Рис. 16.10. Неплавающие невращающиеся центральные зубчатые колеса с внутренними зубьями

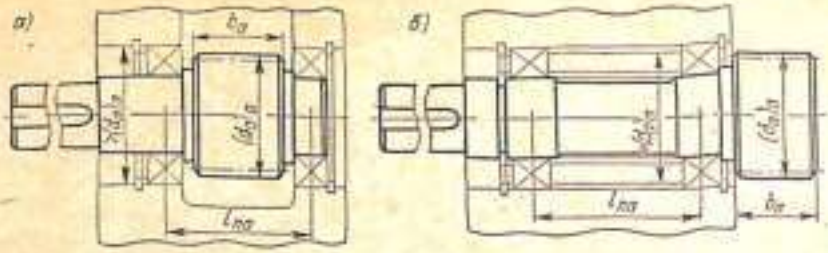


Рис. 16.8. Неплавающие центральные колеса с наружными зубьями

колес, в том числе обеспечить минимальные люфты в подшипниках основной оси.

К плавающим центральным колесам с внешними зубьями крутящий момент подводят обычно с помощью соединительных муфт с одним или двумя зубчатыми сочленениями (в специальных случаях возможно использование подвижных муфт других типов). Расчетный диаметр $d_м$ и рабочую ширину $b_м$ муфты определяют по формуле (13.2). Зубчатый венец муфты выполняют непосредственно на самом колесе (рис. 16.9). Венец втулки муфты нарезают на таком расстоянии от венца колеса, при котором обеспечивается выход зубообрабатывающего инструмента (долбяка, фрезы, шлифовального камня, шевера) – см. рис. 16.2. Длину канавки l (мм) для выхода фрезы определяют графически (см. п. 16.1).

Ширину канавки k (мм) для выхода долбяка см. на с. 283.

Когда расчетный модуль $m_м$ и расчетный диаметр муфты $d_м$ близки к модулю m и начальному диаметру $(d_w)_a$ центрального колеса, зубчатые венцы колеса и втулки муфты обрабатывают за один проход одним инструментом (рис. 16.9, *а*). Необходимое сопряжение боковых поверхностей и по диаметру выступов в зубчатом сочленении муфты (отличающееся от сопряжения зубчатого зацепления колеса) в этом случае достигается за счет зубьев обоймы муфты.

Для уменьшения массы центральное колесо выполняют полым. Минимальную толщину обода в сечении под зубьями ограничивают величиной $h_{об\,min} \geqslant (3 \div 4)\,m$ (рис. 16.9, *б*). При боковом подводе крутящего момента (рис. 16.9, *а*) толщину полого тела колеса определяют из расчета на прочность (см. гл. 9).

При малом расчетном диаметре муфты $d_м \ll (d_w)_a$ венец втулки муфты желательно разместить внутри обода центрального колеса, в среднем его сечении (рис. 16.9, *б*). Этот конструктивный прием позволяет существенно уменьшить неравномерность распределения удельной нагрузки по ширине зубчатого венца центрального колеса. Венец втулки может быть смещен к одному из торцов колеса, например, для увеличения длины промежуточного вала соединительной муфты.

Если используется соединительная муфта с одним зубчатым сочленением, то ее следует удалить на достаточно большое расстояние от центрального колеса (рис. 16.9, *в*). Это позволяет уменьшить угол перекоса оси плавающего центрального колеса при его радиальных перемещениях и, как следствие, уменьшить неравномерность распределения удельной нагрузки по ширине зубчатых венцов сцепляющихся колес.

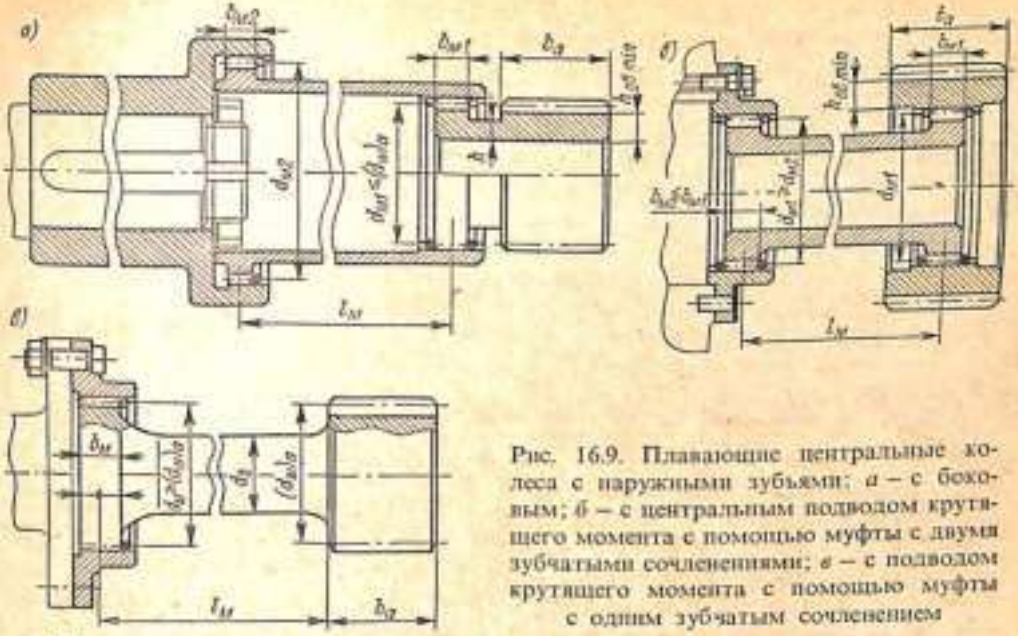


Рис. 16.9. Плавающие центральные колеса с наружными зубьями: *а* – с бокоВым; *б* – с центральным подводом крутящего момента с помощью муфты с двумя зубчатыми сочленениями; *в* – с подводом крутящего момента с помощью муфты с одним зубчатым сочленением

Неплавающие и невращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями жестко соединяют с корпусом с помощью фланца (рис. 16.10, *а*) или круглых шпонок (рис. 16.10, *б*) без натяга по посадочному внешнему диаметру *D*. Для уменьшения габаритных размеров редуктора зубчатый венец центрального колеса может быть нарезан непосредственно в корпусе или его крышке (рис. 16.10, *в*). В этом случае требования к материалу корпуса определяются прочностью зубьев.

Неплавающие вращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями имеют дисковую конструкцию и устанавливаются на валу с помощью различных соединений: фланцевого (рис. 16.11, *а*), с натягом или неподвижного зубчатого (шлицевого) (рис. 16.11, *б*).

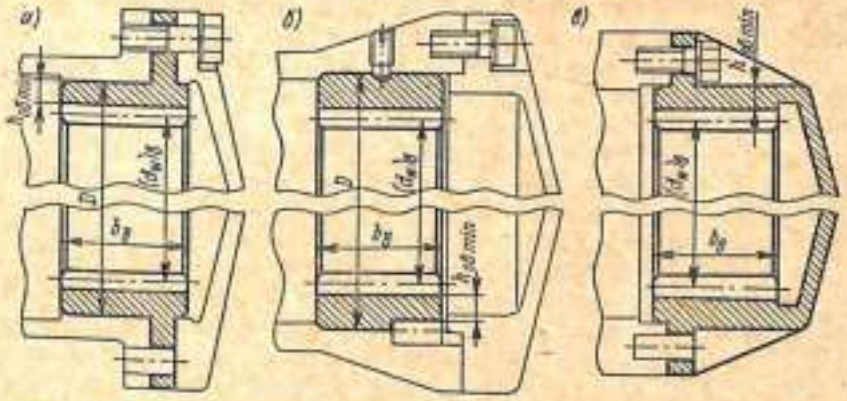


Рис. 16.10. Неплавающие невращающиеся центральные зубчатые колеса с внутренними зубьями

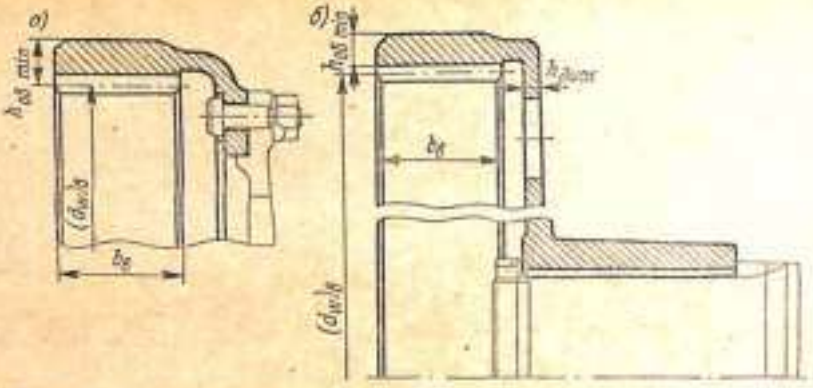


Рис. 16.11. Неплавающие вращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями

Минимальная толщина обода неплавающих центральных колес с внутренними зубьями (по впадинам зубьев под канавкой шпонки или у отверстия болта) должна быть $h_{об\,min} \geqslant (2{,}5 \div 3)\,m$ при наличии фланца или диска в передачах с числом сателлитов $n_w \geqslant 3$ и $h_{об\,min} \geqslant (3 \div 3{,}5)\,m$ в конструкциях без ужесточающих элементов обода при $n_w \geqslant 3$. Толщина диска, несущего обод центрального колеса, может уменьшаться в радиальном направлении и при $n_w \geqslant 3$ достигать $h_{диск} = (1 \div 2)\,m$ (рис. 16.11). В диске предусматривают несколько отверстий для закрепления колеса на зуборезном станке или для снижения массы.

В планетарных передачах с числом сателлитов $n_w \geqslant 3$ используют плавающие центральные колеса с внутренними зубьями (рис. 16.12), радиальная деформация обода которых способствует выравниванию нагрузки между сателлитами (см. гл. 6). Ориентировочно можно принять минимальную толщину обода (по впадинам зубьев) $h_{об\,min} \geqslant (2{,}5 \div 3)\,m$ при $n_w = 4 \div 3$ и $h_{об\,min} \geqslant (1{,}5 \div 2)\,m$ при $n_w = 6 \div 5$. Плавающие центральные колеса соединяют с корпусом редуктора (рис. 16.12, *а*, *в*) или валом (рис. 16.12, *б*, *г*) с помощью соединительных муфт с двумя (рис. 16.12, *а*, *б*) или одним (рис. 16.12, *в*, *г*) зубчатыми сочленениями. Бывает целесообразно зубчатый венец обоймы муфты нарезать за один проход тем же инструментом, что и зубчатый венец самого колеса (рис. 16.12, *б*, *г*). Рабочую ширину зубчатого сочленения муфты, расположенного на колесе, ограничивают в пределах $b_{м1} = (2 \div 3)\,m_{м1}$.

Между рабочими ширинами венцов соединительной муфты (рис. 16.12, *а*) соблюдается соотношение: $b_{м1}/b_{м2} = d_{м2}/d_{м1}$. В случаях, когда во втором зубчатом сочленении диаметр $d_{м2} \ll d_{м1}$ и определяется конструктивно размерами сопряженной с ним детали (рис. 16.12, *б*), рабочую ширину венца $b_{м2}$ следует найти по формуле (13.2) при соблюдении рекомендуемой пропорции $b_{м2}/d_{м2} \leqslant 0{,}2 \div 0{,}25$. Толщина оболочки муфты или той части центрального колеса, где нарезан венец соединительной муфты, смещенный относительно среднего сечения обода колеса, выбирается в пределах $h_м = (1 \div 1{,}5)\,m_м$.

Сателлиты. Их обычно устанавливают на одном-двух подшипниках качения (подшипники скольжения используются в специальных случаях).

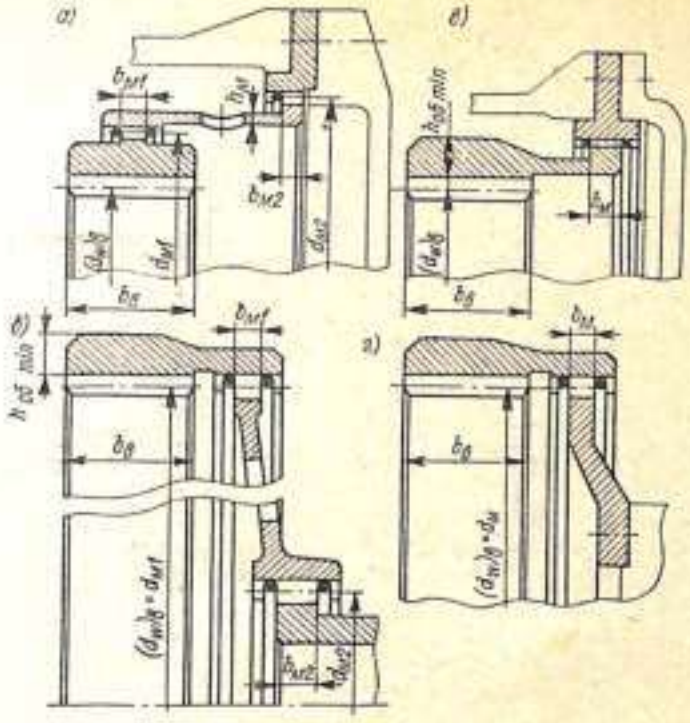


Рис. 16.12. Плавающие центральные колеса с внутренними зубьями

В передачах *A*, *B* подшипники рекомендуют размещать внутри полого обода сателлита для уменьшения осевого габаритного размера (см. рис. 20.9). В передачах *3k* для уменьшения угла перекоса сателлита (под действием противоположно направленных усилий в зацеплениях с центральными колесами) подшипники целесообразно разместить в водиле (см. рис. 20.13). Двухвенцовые сателлиты по возможности рекомендуется выполнять цельными. Для обработки меньшего зубчатого венца следует предусмотреть канавку для выхода инструмента (см. рис. 16.2, *а*).

Конструктивная ширина b обода зубчатых колес может не совпадать с расчетной шириной зубчатого венца b_w. Например, для передач с упрочнением активных поверхностей колес с внешними зубьями и термическим улучшением активных поверхностей колес с внутренними зубьями (рис. 20.11) принимают: $b_b = b_w$; $b_a = b_w + (0{,}5 \div 1)\,m$ и $b_a = b_w + (1 \div 1{,}5)\,m$. Для передач без поверхностного упрочнения всех зубчатых колес (например, см. рис. 20.13) принимают $b_g = b_w$ и $b_c = b_b = b_w + (0{,}5 \div 1)\,m$. Ширина ступицы сателлита равна или больше ширины его обода в зависимости от размеров подшипников и элементов их фиксации.

Водила. В планетарных передачах с числом сателлитов $n_w \geqslant 2 \div 3$ водило обычно представляет собой две щеки, соединенные друг с другом перемычками (рис. 16.13, *а*). В отверстия щек устанавливают оси сателлитов, если подшипники размещены внутри их ободьев (см. рис.

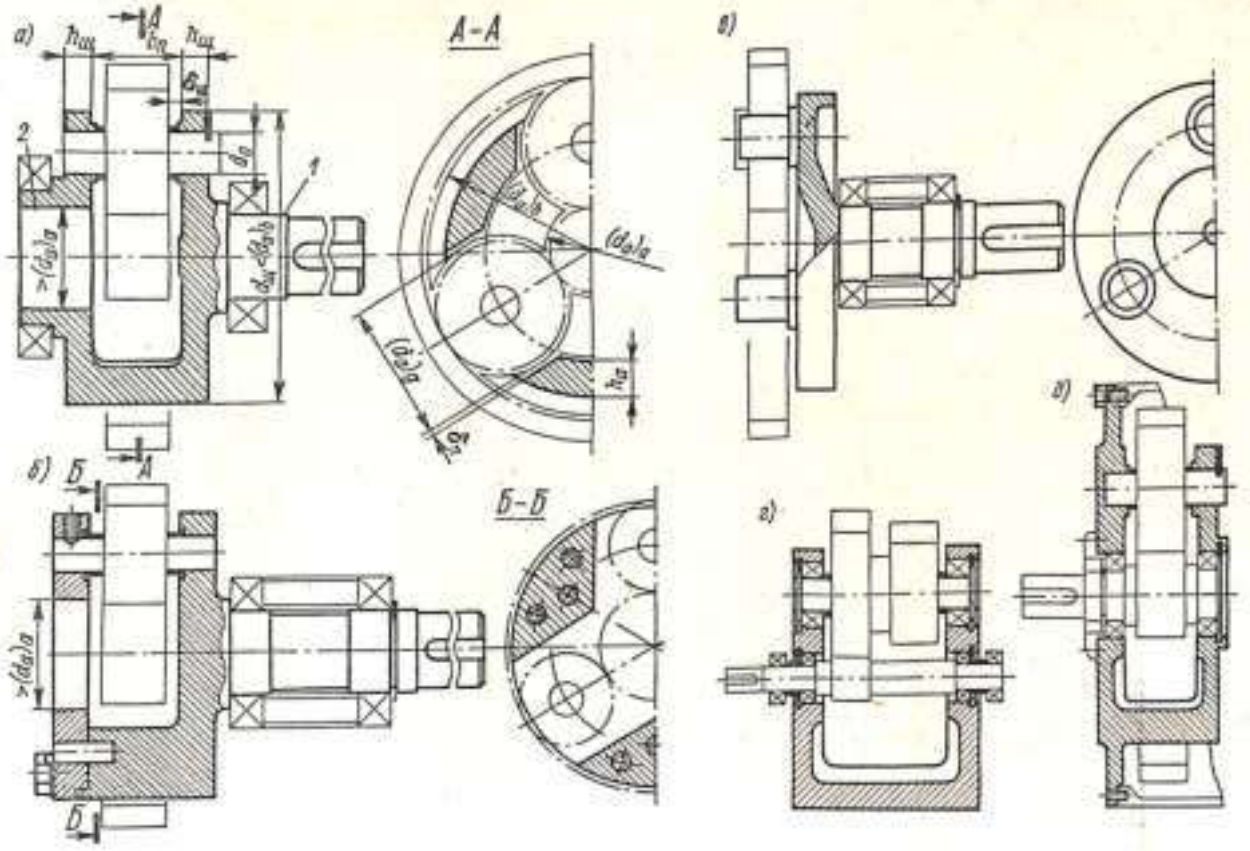


Рис. 16.13. Конструкции неплавающего водила: *а* – неразъемное с симметричным расположением между опорами; *б* – разъемное с консольным расположением на опорах; *в* – с одной щекой и консольными осями сателлитов; *г* – без подвода внешнего момента (для передачи 3*k*); *д* – невращающееся водило с фланцевым креплением к корпусу

20.9), или сами подшипники, если сателлиты напрессованы на оси (см. рис. 20.14).

По условиям монтажа центральных колес или сателлитов в некоторых случаях водило выполняют с разъемом по щеке (с той стороны, где нет подвода крутящего момента к водилу), рис. 16.13, *б*. К этому же приему иногда прибегают для упрощения технологии изготовления водила.

Конструкция водила с одной щекой без перемычек (рис. 16.13, *в*) позволяет использовать предельное число сателлитов по условию соседства (см. п. 6.6). При этом наиболее надежна конструкция с консольными осями сателлитов, выполненными за одно целое со щекой, хотя из технологических соображений прибегают и к закреплению консольных осей в отверстиях щеки с натягом.

Жесткость водила по отношению к действующим на него усилиям обеспечивается преимущественно щеками и в меньшей степени перемычками. Жесткость щек при необходимости может быть повышена кольцевыми ребордами (рис. 16.13, *в*). Для уменьшения массы удаляют те участки конструкции, которые менее эффективно участвуют в создании общей жесткости водила. При использовании разъемных конструкций необходимо принимать во внимание неизбежное снижение жесткости водила. Отъемная щека соединяется с перемычками винтами, воспринимающими внешнюю осевую нагрузку из-за неплоской деформации щеки. Усилия, действующие на отъемную щеку со стороны осей сателлитов, передаются на перемычки цилиндрическими штифтами. Размещение винтов и штифтов требует достаточной площади перемычки, поэтому число сателлитов в разъемных конструкциях редко превышает $n_w = 3$.

Вращающееся водило может быть снабжено цапфами опорных подшипников на обеих щеках или только на одной из них (рис. 16.13, *б*). Внешние поперечные силы, действующие на вал водила, вызывают его перекос в опорах, который может привести к недопустимо большой неравномерности распределения нагрузки между сателлитами и по ширине зубчатых венцов сцепляющихся колес. Опасность подобного перекоса возрастает при консольной установке водила. Для уменьшения перекоса следует использовать подшипники качения с уменьшенным зазором и повышенной жесткостью (см. гл. 10).

Невращающиеся водила обычно жестко присоединяют фланцем к корпусу редуктора (рис. 16.13, *д*). В этом случае водило становится как бы конструкционным элементом корпуса – его боковой или промежуточной стенкой.

Некоторые особенности имеют водила планетарных передач типа *3k*. К водилу передачи *3k* не приложен внешний крутящий момент. Однако жесткость водила, щеки которого нагружены противоположно направленными усилиями со стороны осей сателлитов, должна быть обеспечена. Обычно используют две опоры водила на валу центрального колеса *a* (рис. 16.13, *г*).

Плавающие водила, применяемые в передачах с числом сателлитов $n_w \geqslant 3$, должны быть снабжены зубчатым венцом для сочленения соединительной муфты. Венец муфты может быть отъемным или нарезаться на самом водиле, принадлежать ко втулке или к обойме муфты (см. рис. 20.10, 20.12). Расчетный диаметр венца муфты d_v обычно вы-

бирают конструктивно, например по внешнему или внутреннему диаметру щеки, тогда рабочую ширину зубчатого венца b_w следует подобрать по формуле (13.2).

При проектировании основные размеры водила выбирают ориентировочно. Толщина $h_{щ}$ и диаметр $d_{щ}$ щеки водила определяются конструкцией опоры сателлита. Однако диаметр щеки желательно выбрать из условия $d_{щ} < (d_a)_b$ (рис. 16.13, *а*), чтобы избежать необходимости разъема щеки для установки центрального зубчатого колеса *b*. Если подшипники сателлитов размещены в щеках, то толщина $h_{щ}$ зависит от ширины подшипника и устройств для его фиксации в осевом направлении (см. рис. 18.16). Если в щеки запрессована ось сателлита диаметром d_0 (рис. 16.13, *а*), то толщину щеки выбирают в пределах $h_{щ} \approx (0{,}4 \div 0{,}6)\,d_0$. Длина перемычки $l_п$ зависит от общей ширины сателлита b_g и зазоров между ними и щеками водила, назначенных не менее модуля $\delta_{щ} \geqslant m$. Конфигурацию и размеры перемычки между щеками выбирают с учетом диаметра выступов сателлита $(d_a)_g$ (или наибольшего из его зубчатых венцов) и зазоров между сателлитом и перемычкой $\delta_п \geqslant m$. Обычно придерживаются соотношения размеров $h_п \geqslant h_{щ}$. Диаметр цапфы *1* водила определяют после расчета на прочность вала водила по формуле (9.2), рис. 16.13, *а*. Если нагрузка на цапфу 2 сравнительно невелика, то ее диаметр назначают конструктивно по размеру отверстия в свободной щеке, необходимого для монтажа центрального колеса с наружными зубьями.

§ 16.5. Указание на рабочих чертежах параметров венцов зубчатых колес, требований, предъявляемых к точности заготовок, и примеры оформления рабочих чертежей

Правила выполнения чертежей эвольвентных цилиндрических зубчатых колес и секторов, конических зубчатых колес с прямолинейным профилем исходного контура для передач с пересекающимися осями, зубчатых реек, цилиндрических червяков и червячных колес устанавливаются ГОСТ 2.403–75* (СТ СЭВ 859–78). Этот стандарт определяет правила указания на чертежах параметров зубчатых венцов. Другие данные, необходимые для изготовления зубчатых колес, приводятся на чертеже в соответствии с требованиями ЕСКД.

Указание на чертежах параметров венцов зубчатых колес. Параметры зубчатых венцов указывают на изображениях зубчатых колес, реек, червяков, червячных колес и в таблице параметров.

На изображении цилиндрического зубчатого колеса (рис. 16.14, *а*) должны быть указаны: диаметр вершин зубьев d_a; ширина венца *b*; размеры фасок *c* или радиусы линий притуплений на кромках зубьев *R*; шероховатость боковых поверхностей зубьев ∇.

На изображении конического зубчатого колеса (рис. 16.14, *б*) указывают: внешний диаметр вершин зубьев до притупления кромки зуба d_{ae}; расстояние от базовой поверхности *T* до плоскости внешней окружности вершин зубьев C_1; угол конуса вершин зубьев δ_a; угол дополнительного конуса γ; ширину зубчатого венца по образующей делитель-

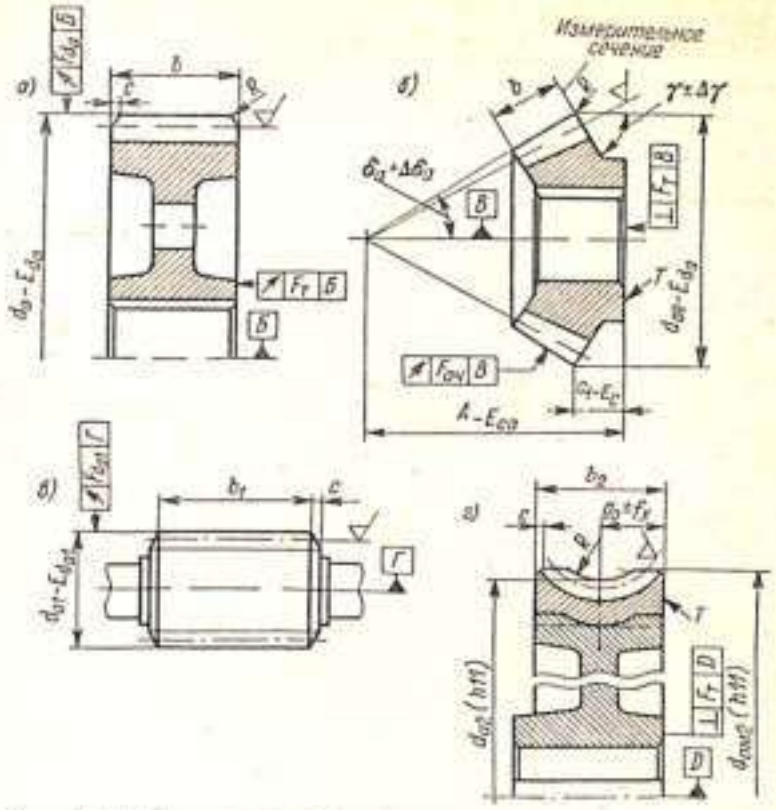


Рис. 16.14. Параметры зубчатых венцов, указываемые на чертежах

ного конуса b; расстояние A от базовой поверхности T до вершины делительного конуса (базовое расстояние); размеры фасок или радиусы линий притуплений на кромках зубьев R; шероховатость боковых поверхностей зубьев ∇; положение измерительного сечения.

На изображении цилиндрического червяка (рис. 16.14, *в*) указывают: диаметр вершин витка d_{a1}; длину нарезной части червяка по вершинам b_1, размеры фасок c на концах витка; шероховатость боковых поверхностей витков ∇.

На изображении червячного колеса (рис. 16.14, *г*) указывают: диаметр вершин зубьев d_{a2}; ширину зубчатого венца b_2; расстояние от базового торца T до средней торцовой плоскости колеса g_0; наибольший диаметр d_{aM2}; радиус поверхности вершин зубьев R; размеры фасок c или радиусы притупления торцовых кромок зубьев; шероховатость боковых поверхностей зубьев ∇.

Параметры шероховатости обрабатываемых поверхностей зубчатых колес и червяков приведены в табл. 16.1.

При необходимости модифицированный или бочкообразный зуб цилиндрического или конического зубчатого колеса изображают отдельно с нанесением необходимых размеров. Остальные данные, необходимые для изготовления и контроля точности зубчатого венца или витков

Таблица 16.1

Параметры шероховатости (мкм) обрабатываемых поверхностей зубчатых и червячных колес и червяков [7]

Элементы передачи	Поверхность	Степень точности по нормам контакта			
		6	7	8	9
Цилиндрические зубчатые колеса	Рабочая поверхность зубьев	0,63	1,25	2,5	5,0
	Цилиндр выступов при измерении:				
	$\bar{S}_c$ или $\bar{S}_y$	1,25	2,5	2,5	5,0
	W или M (M_m)	2,5	5,0	5,0	10,0
	Базовый торец	2,5	2,5	5,0	10,0
Конические зубчатые колеса	Рабочая поверхность зубьев	1,25	2,5	2,5	5,0
	Конус выступов и внешний дополнительный конус	2,5	2,5	2,5	5,0
	Базовый торец	2,5	2,5	2,5	2,5
Червячные колеса	Рабочая поверхность зубьев	1,25	1,25	2,5	5,0
	Поверхность выступов	5,0	5,0	10,0	10,0
	Базовый торец	2,5	2,5	5,0	10,0
Червяки	Рабочая поверхность витков	0,32	0,63	1,25	1,25
	Цилиндр выступов при измерении:				
	$\bar{S}_{a1}$	1,25	1,25	2,5	2,5
	M_1	2,5	2,5	2,5	2,5

Примечание. $\bar{S}_c$ – постоянная хорда зуба; $\bar{S}_y$ – толщина зуба по хорде; W – длина общей нормали; M (M_m) – торцовый размер по роликам или шарикам; $\bar{S}_{a1}$ – делительная толщина по хорде витка червяка; M_1 – размер червяка по роликам; эти параметры указывают виды контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев (витков).

червяка, указывают в таблице параметров и технических требованиях. Таблицу параметров размещают в правом верхнем углу чертежа, а технические требования чертежа рекомендуется располагать под таблицей (рис. 16.15). Таблица параметров состоит из трех частей: 1) основные данные; 2) данные для контроля; 3) справочные данные. Каждая часть отделяется сплошными толстыми линиями. Первая часть таблицы параметров содержит сведения, необходимые для выбора режущего инструмента, установки его относительно заготовки в станочном зацеплении, степень точности передачи и вид сопряжения. Во второй части приводятся данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев (витков). В третьей части таблицы приводятся справочные данные, которые используются при наладке зуборезного станка.

Степени точности и виды сопряжений назначаются при проектировании в зависимости от условий работы передачи. Ориентировочные рекомендации по назначению степеней точности силовых цилиндрических и конических передач в зависимости от окружной скорости приведены на с. 85, а для силовых червячных передач – на с. 97.

Требования, предъявляемые к точности заготовок, и примеры оформления рабочих чертежей зубчатых колес. Допустимые погрешности размеров и форм заготовок ГОСТ 1643–81 (СТ СЭВ 641–77, СТ СЭВ 643–77, СТ СЭВ 644–77), ГОСТ 1758–81, ГОСТ 3675–81 (СТ СЭВ 1162–78) соответственно для цилиндрических, конических и червячных передач не нормированы, поскольку в указанных стандартах регламентированы допуски на готовое изделие. Необходимая точность выполнения заготовки зависит от технологического процесса обработки изделия и от применяемых способов установки и выверки. Отклонения базовых поверхностей заготовок оказывают большое влияние на точность обработки и контроль изделия. Поэтому при разработке рабочих чертежей изделий должны быть установлены требования к базовым поверхностям заготовок.



Рис. 16.15. Таблица параметров

Требования к точности заготовок цилиндрических зубчатых колес (рис. 16.14, а). Базовыми поверхностями у цилиндрических зубчатых колес обычно являются: отверстие зубчатого колеса, используемое для монтажа зубчатого колеса на вал (рис. 16.2, *а*), а у вал-шестерни – опорные шейки вала; наружный цилиндр зубчатого колеса, используемый в некоторых случаях для выверки заготовки на зуборезном станке и для контроля размеров зуба; базовый торец зубчатого колеса, по которому базируется заготовка при зубообработке.

Степень точности и шероховатость базовых поверхностей (посадочного отверстия зубчатого колеса и опорных шеек вала или вал-шестерни) приведены в табл. 16.2.

Если наружный цилиндр заготовки используется в качестве базы при установке зубчатого колеса на станок и для контроля размеров зуба (например, для замера зуба по постоянной хорде), то на диаметр d_a (рис. 16.14, *а*) назначают предельное отклонение E_{d_a} и допуск F_{d_a} на радиальное биение наружного цилиндра, определяемые по зависимостям, приведенным в табл. 16.3.

В случае, если наружный цилиндр не используют в качестве базы при установке на зубообрабатывающий станок и при контроле толщины зуба, то допуск E_{d_a} принимают по полям допусков h11 СТ СЭВ 145–75 для зубчатых колес с модулем от 1 до 5 мм и h13 – для зубчатых колес с модулем более 5 мм (для зубчатых колес с внутренними зубьями значения E_{d_a} назначают соответственно по H11 и H13). Установленный допуск не должен превышать $0{,}1m$.

Неперпендикулярность базового торца заготовки к рабочей оси зубчатого колеса приводит к отклонениям направления зубьев. Рекомендуемые допуски на торцовое биение заготовки F_t приведены в табл. 16.4.

Требования к точности заготовок конических зубчатых колес (рис. 16.14, б). При изготовлении конических зубчатых колес базовыми поверхностями обычно являются отверстие зубчатого колеса (рис. 16.14, *б*), используемое для монтажа зубчатого колеса на вал, а у вал-шестерни – опорные шейки вала; конус вершин и внешний диаметр вершин зубьев

Таблица 16.2

Требования точности базовых поверхностей заготовок

Параметры базовых поверхностей		Степень точности		
		5	6	7–8
Отверстие	Квалитет	5	6	7
	Шероховатость R_a, мкм	0,8		1,6
Вал	Квалитет	5		6
	Шероховатость R_a, мкм	0,4		1,25
	Радиальное биение, мкм	$10+0{,}16d$		$15+0{,}025d$

Примечание. d – диаметр базовой шейки вала, мм.

Таблица 16.3

Зависимости для определения E_{d_a} и F_{d_a}

Вид сопряжения	E_{d_a}	F_{d_a}
D	$0{,}7F_r+12$	$0{,}35F_r+6$
C	$0{,}9F_r+16$	$0{,}45F_r+8$
B	$1{,}1F_r+20$	$0{,}55F_r+10$
A	$1{,}2F_r+25$	$0{,}6F_r+12$

d_{a_1}, используемые для выверки на зубообрабатывающем станке и для контроля размеров зуба; базовый торец *T* зубчатого колеса, по которому базируется заготовка при зубообработке.

Степень точности и шероховатости базовых поверхностей (посадочного отверстия конического зубчатого колеса и опорных шеек вала или вал-шестерни) устанавливают по данным табл. 16.2.

Допуск перпендикулярности базового торца заготовки к рабочей оси зубчатого колеса определяют по зависимости

$$F_T = (d_0/d_e)\,f_a \operatorname{tg}\delta, \qquad (16.1)$$

где d_0 – диаметр базового торца заготовки; d_e – внешний делительный диаметр зубчатого колеса; f_a – предельное отклонение межосевого расстояния (табл. 16.5); δ – угол делительного конуса.

Допуск на отклонение внешнего диаметра заготовки E_{d_a} рекомендуется назначать по табл. 16.6.

Предельные отклонения расстояния от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев E_c рекомендуется принимать: 0,05 мм для зубчатых колес с внешним окружным модулем от 1 до 5 мм и

Таблица 16.4

Допуск (мкм) на торцовое биение заготовки F_T при $d = 100$ мм

Степень точности по нормам контакта	Ширина зубчатого колеса, мм		
	До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160
6	20	10	6,4
7	24	12	8,0
8	40	20	12,8

Примечание. Значение допуска торцового биения определяют умножением значения F_T, взятого из таблицы, на величину $d/100$, где d – делительный диаметр, мм.

Таблица 16.5

Предельное отклонение межосевого расстояния f_a, мкм

Степень точности	Среднее конусное расстояние $\bar{R}$, мм		
	До 50	Св. 50 до 100	Св. 100 до 200
6	12	15	18
7	18	20	25
8	28	30	36

Таблица 16.6

Предельные отклонения внешнего диаметра вершин зубьев E_{s_a}

Степень точности	Вид допуска бокового зазора	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм	
			До 120	Св. 120 до 500
			Поле допуска	
6	h, d c, b a	От 1 до 16	h7 h8 h9	h6 h7 h8
7	d c b a	От 1 до 25	h8 h8 h9 h9	h7 h8 h8 h9
8	d, c b a	От 1 до 56	h8 h9 h9	h8 h8 h9

0,1 мм для колес с модулем больше 10 мм [46]. Допуск на расстояние от базового торца до вершины делительного конуса (базовое расстояние A) можно принимать равным $E_{sa} = E_s R_e / R$.

Допуск на биение конуса вершин зубьев F_{ar} в направлении, перпендикулярном к образующей конуса, принимают равным: $F_{ar} = 0{,}6F_r$, где F_r по табл. 16.7.

Допуск на угол конуса вершин зубьев при $m_{te} \geqslant 1{,}5$ мм принимают равным $\Delta\delta_a = \pm 8'$, а на дополнительный угол γ допуск $\Delta\gamma = \pm 15'$.

Требования к точности заготовок цилиндрических червяков (рис. 16.14, в). Если внешний цилиндр червяка используется как измерительная база,

Таблица 16.7

Допуск (мкм) на биение зубчатого венца F_r

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n*, мм	Делительный диаметр**, мм		
		До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800
6	От 1 до 3,5	25	36	45
	Св. 3,5 » 6,3	28	40	50
	» 6,3 » 10	32	45	56
	» 10 » 16	–	50	63
7	От 1 до 3,5	36	50	63
	Св. 3,5 » 6,3	40	56	71
	» 6,3 » 10	45	63	80
	» 10 » 16	–	71	90
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 » 6,3	50	71	90
	» 6,3 » 10	56	80	100
	» 10 » 16	–	90	112

* Для червячных передач осевой модуль.
** Для конических передач средний делительный диаметр.

Таблица 16.8

Предельное отклонение* $E_{d_{a1}}$ (мкм) на диаметр d_{a1} червяка

Степень точности	Вид сопряжения	
	D, C	*B, A*
6	h6	h7
7	h6	h7
8	h7	h8

* Предельные отклонения $E_{d_{a1}}$ совпадают со значениями поля допуска, указанными в таблице.

Таблица 16.9

Допуск $F_{d_{a1}}$ на радиальное биение наружного цилиндра червяка, мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d_1 червяка, мм			
		От 30 до 50	От 50 до 80	От 80 до 120	От 120 до 180
6	*A, B, C* и *D*	10	11	12	13
7	*D*	13	13	14	15
	A, B, C	13	15	16	19
8	*D*	14	15	16	16
	C	17	19	20	22
	A, B	17	19	21	24

то на диаметр d_{a1} назначают предельное отклонение $E_{d_{a1}}$ (табл. 16.8) и допуск на радиальное биение $F_{d_{a1}}$ (табл. 16.9).

Требования к точности заготовки червячного колеса (рис. 16.14, г). Для обеспечения требуемой точности ряд размеров червячного колеса ограничивают предельными отклонениями:

допуск F_T на торцовое биение базового торца T на 100 мм диаметра назначается в соответствии с табл. 16.4;

поле допускаемого отклонения наибольшего диаметра червячного колеса d_{aM2} и диаметра вершин зубьев d_{a2} принимается по h11;

продольное смещение средней плоскости червячного колеса f_x от базового торца в обработке (размер g_0) и предельное отклонение межосевого расстояния передачи f_a (мкм) определяют по формулам:

$$f_x = B_x \sqrt[3]{a_w}; \qquad (16.2)$$

$$f_a = B_a \sqrt[3]{a_w}, \qquad (16.3)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм. Коэффициенты B_x и B_a принимаются в зависимости от степени точности передачи:

Степень точности	6	7	8
B_x	5,4	8,5	13,4
B_a	6,95	11,0	17,4

Предельное отклонение межосевого расстояния в обработке $f_0 = 0{,}6f_a$ (указывается на размер a_w корпуса передачи).

Пример оформления рабочего чертежа цилиндрической прямозубой вал-шестерни показан на рис. 16.16. На рис. 16.17 – 16.22 приведены фрагменты оформления рабочих чертежей некоторых других деталей редукторов: на рис. 16.17 и 16.18 – для цилиндрических зубчатых прямозубых колес с внешними и внутренними зубьями соответственно; на рис. 16.19 – для конического прямозубого колеса; на рис. 16.20 и 16.21 – для червяка и червячного колеса соответственно; на рис. 16.22 – для водила планетарной передачи.

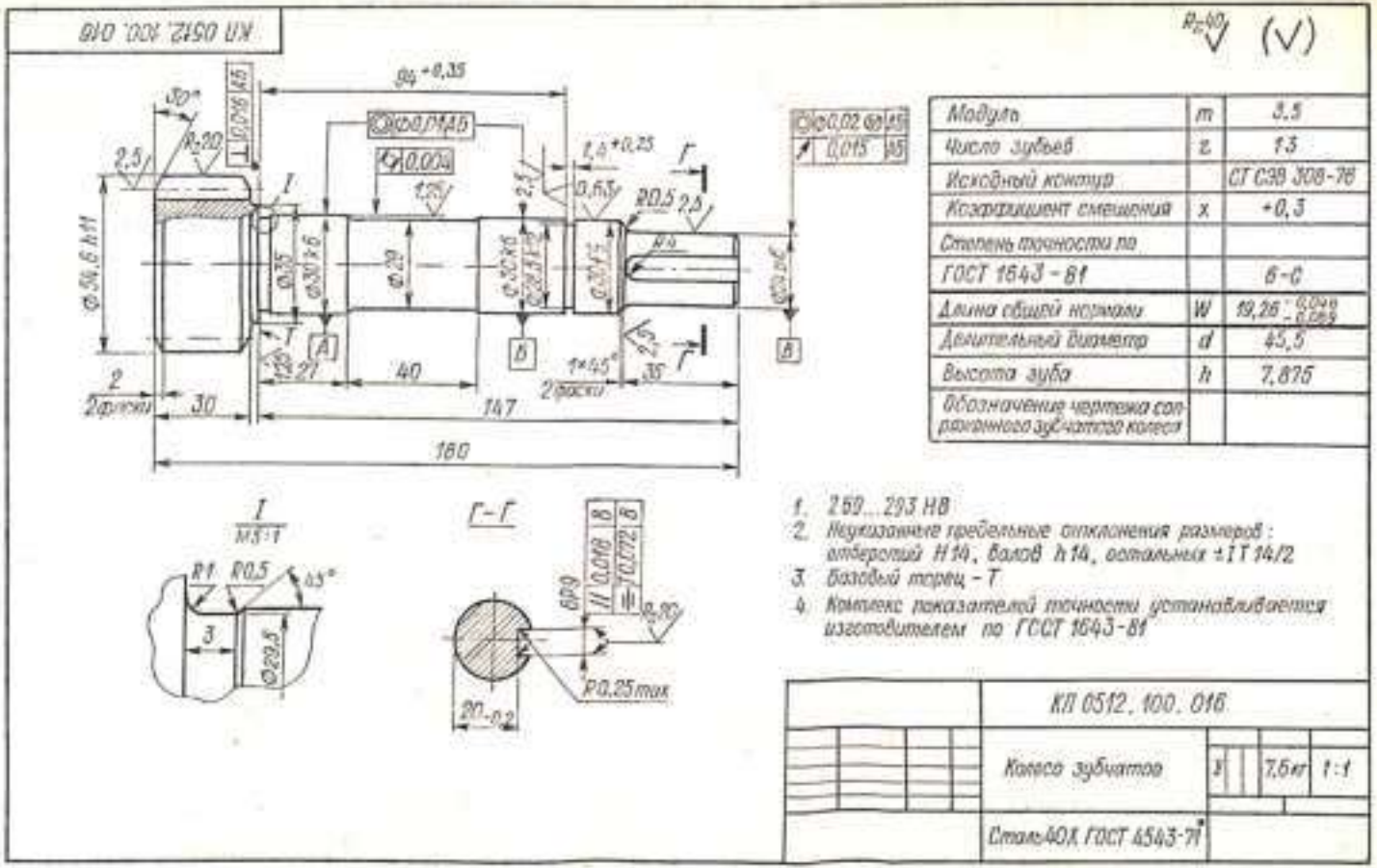
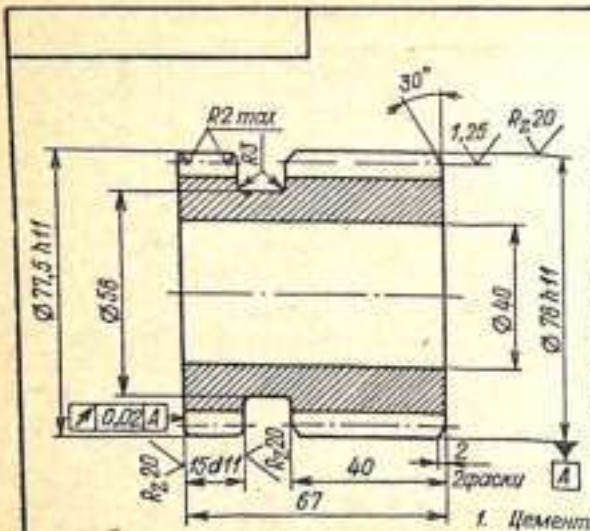


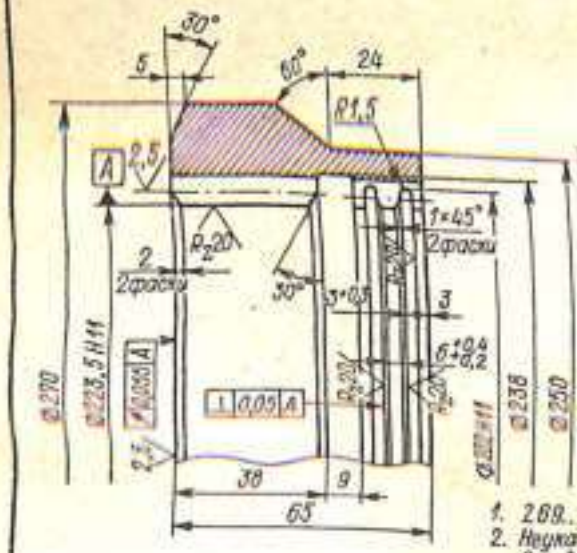
Рис. 16.16. Вал-шестерня с консольным расположением зубчатого венца



Модуль	m	3
Число зубьев	z	24
Исходный контур	–	ГОСТ 9238-73
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	–	7-С
Длина общей нормали	W	23,15 $^{-0,172}_{-0,316}$
Делительный диаметр	d	72
Высота зуба	h	6,75
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. Цементировать h 0,5...0,8; 56...61 HRC сердцевина 269-302 НВ
2. Кромки зубьев скруглить: продольные R 0,2...0,6, торцовые R 0,4...0,6
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14; валов h14, остальных ±IT14/2
4. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1643-81

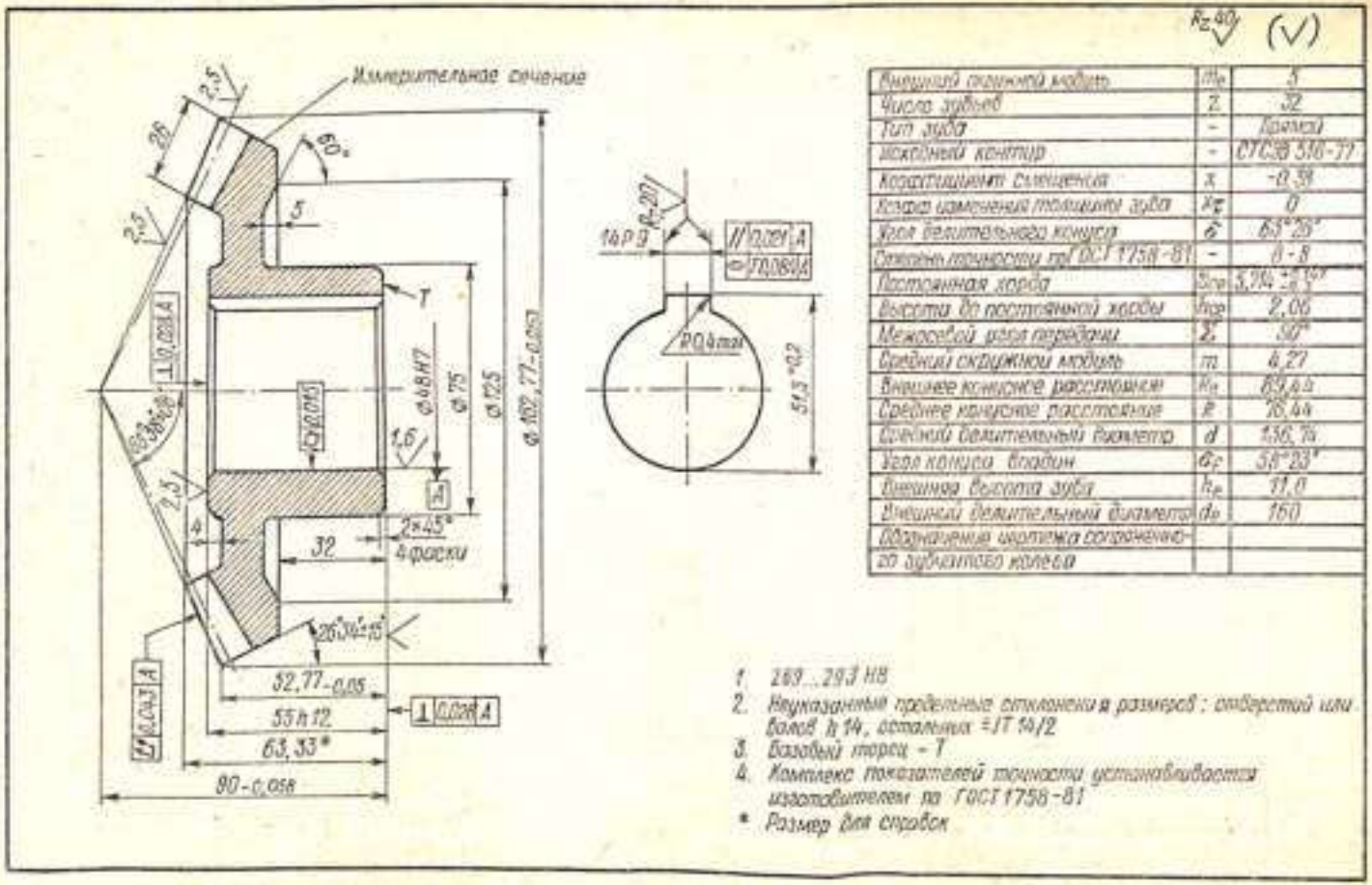
Рис. 16.17. Центральное колесо с внешними зубьями



Модуль	m	3
Число зубьев	z	76
Исходный контур	–	ГОСТ 9238-73
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81		7-В
Длина общей нормали	W	78,47 $^{-0,188}_{-0,352}$
Делительный диаметр	d	228
Высота зуба	h	6
Обозначение чертежа сопряженного зубч. колеса		

1. 269...293 НВ
2. Неуказанные предельные отклонения размеров валов h 14, отверстий H 14, остальных ±IT 14/2
3. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1643-81

Рис. 16.18. Центральное колесо с внутренними зубьями

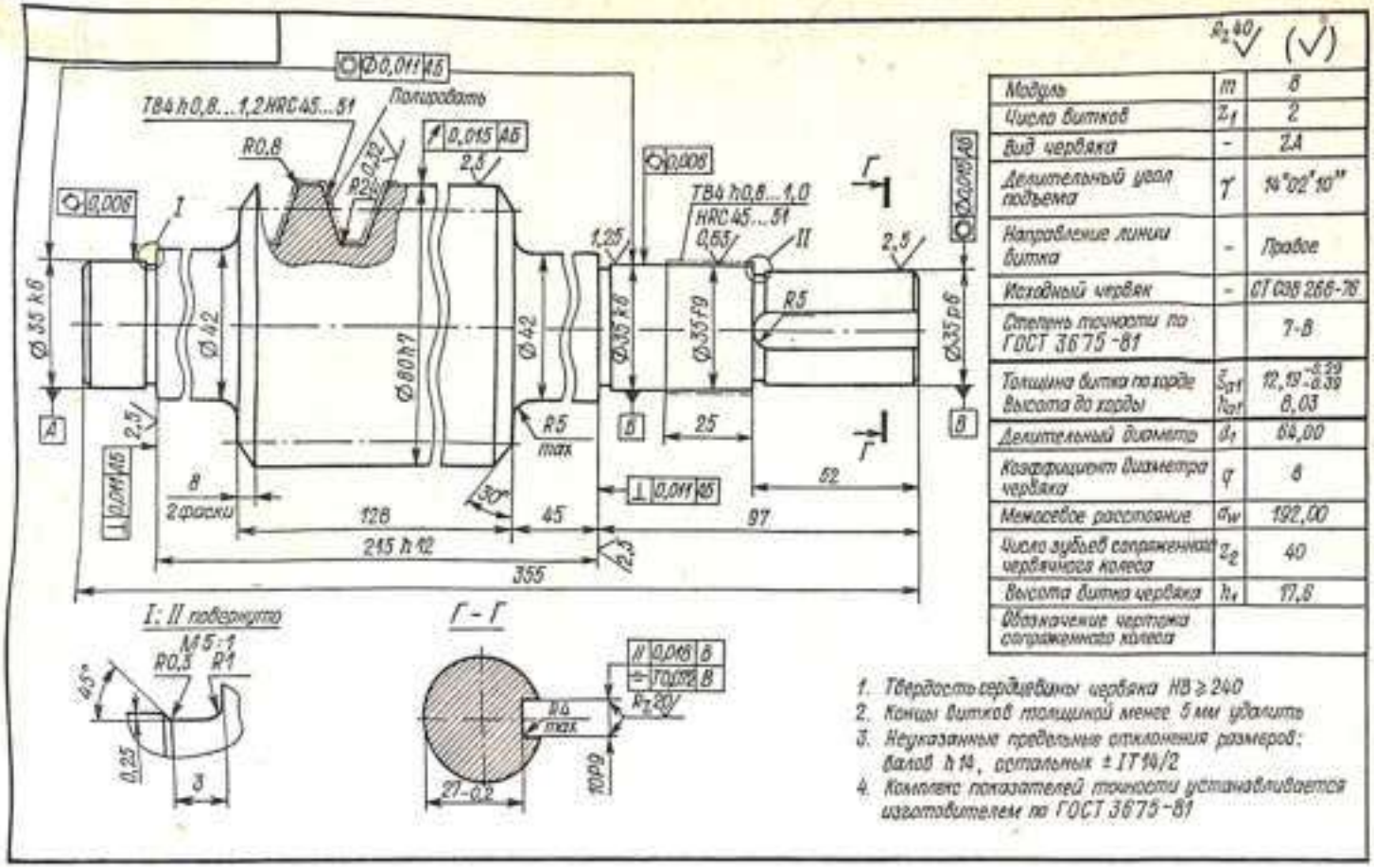


Внешний окружной модуль	m_e	3
Число зубьев	Z	32
Тип зуба	–	Прямой
Исходный контур	–	ГОСТ 13755-77
Коэффициент смещения	x	-0,39
Коэффициент изменения толщины зуба	x_t	0
Угол делительного конуса	δ	63°26'
Степень точности по ГОСТ 1758-81	–	8-8
Постоянная хорда	S_{cn}	3,704 $^{+0,157}_{+0,5}$
Высота до постоянной хорды	h_{cn}	2,06
Межосевой угол передачи	Σ	90°
Средний окружной модуль	m	4,27
Внешнее конусное расстояние	R_e	89,44
Среднее конусное расстояние	R	76,44
Средний делительный диаметр	d	136,74
Угол конуса впадин	θ_f	58°23'
Внешняя высота зуба	h_e	11,0
Внешний делительный диаметр	d_e	150
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. 269...293 НВ
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватывающих — по H14, охватываемых — по h14, остальных ±IT14/2
3. Базовый торец – T
4. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 1758-81

* Размер для справок

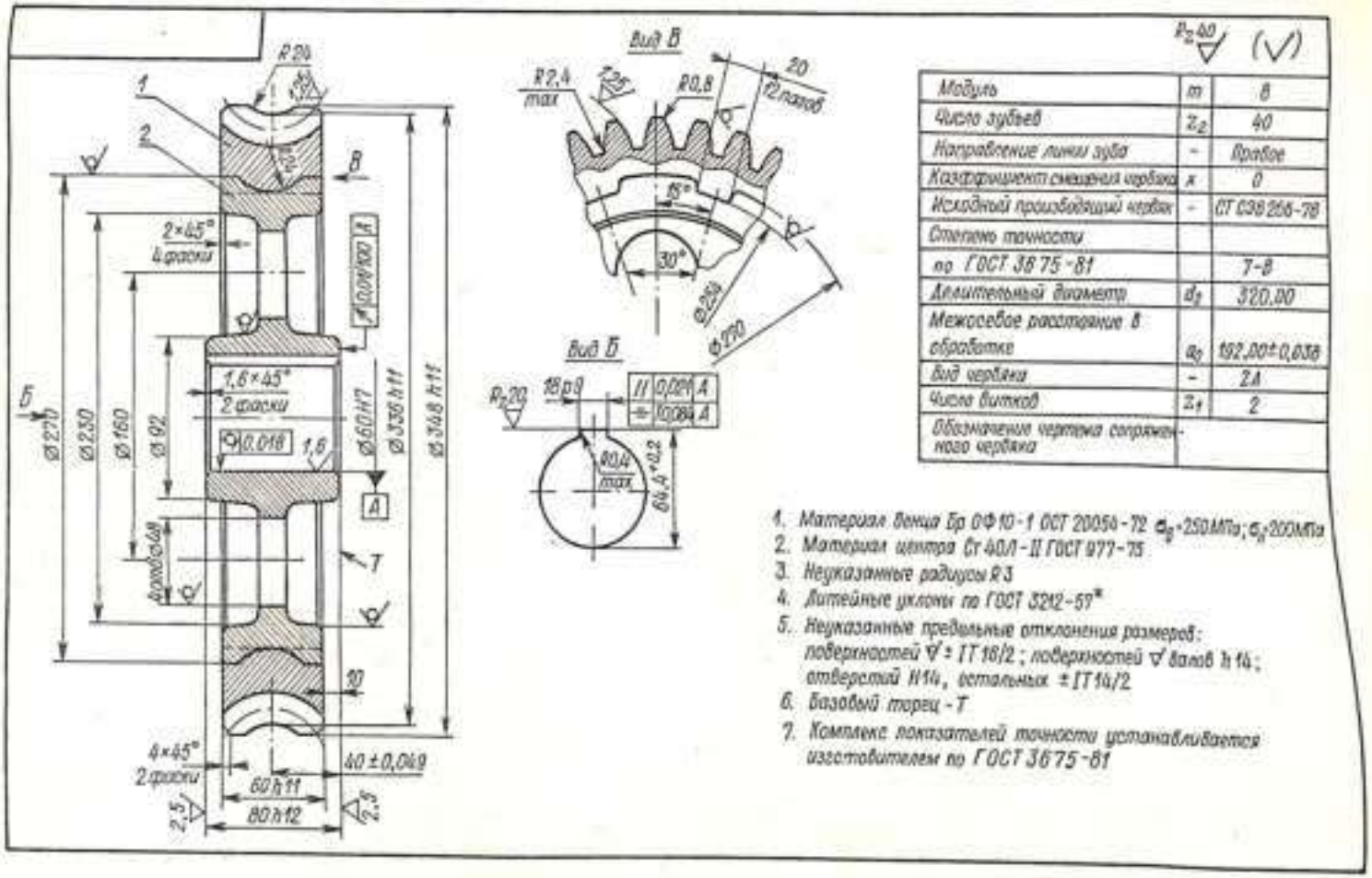
Рис. 16.19. Колесо коническое прямозубое



Модуль	m	6
Число витков	z_1	2
Вид червяка	-	ZA
Делительный угол подъема	γ	14°02'10''
Направление линии витка	-	Правое
Исходный червяк	-	ГОСТ 9163-76
Степень точности по ГОСТ 3675-81		7-В
Толщина витка по хорде Высота до хорды	$\bar{S}_{x1}$ h_{a1}	$12,19^{-0,29}_{-0,39}$ 8,03
Делительный диаметр	d_1	64,00
Коэффициент диаметра червяка	q	8
Межосевое расстояние	a_w	192,00
Число зубьев сопряженного червячного колеса	z_2	40
Высота витка червяка	h_1	17,6
Обозначение чертежа сопряженного колеса		

1. Твердость сердцевины червяка НВ ≥ 240
2. Концы витков толщиной менее 5 мм удалить
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов h14, остальных ± IT14/2
4. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 3675-81

Рис. 16.20. Червяк



Модуль	m	8
Число зубьев	z_2	40
Направление линии зуба	–	Правое
Коэффициент смещения червяка	x	0
Исходный производящий червяк	–	ГОСТ 9369-76
Степень точности		
по ГОСТ 3675-81		7-В
Делительный диаметр	d_2	320,00
Межосевое расстояние в обработке	a_w	192,00±0,036
Вид червяка	–	ZA
Число витков	z_1	2
Обозначение чертежа сопряженного червяка		

1. Материал венца Бр ОФ10-1 ГОСТ 20056-72 σ_B 250 МПа; σ_T 200 МПа
2. Материал центра Ст 40Л-II ГОСТ 977-75
3. Неуказанные радиусы R 3
4. Литейные уклоны по ГОСТ 3212-57*
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: поверхностей ▽ ± IT 16/2; поверхностей ▽ валов h 14; отверстий H14, остальных ± IT 14/2
6. Базовый торец - Т
7. Комплекс показателей точности устанавливается изготовителем по ГОСТ 3675-81

Рис. 16.21 Колесо червячное

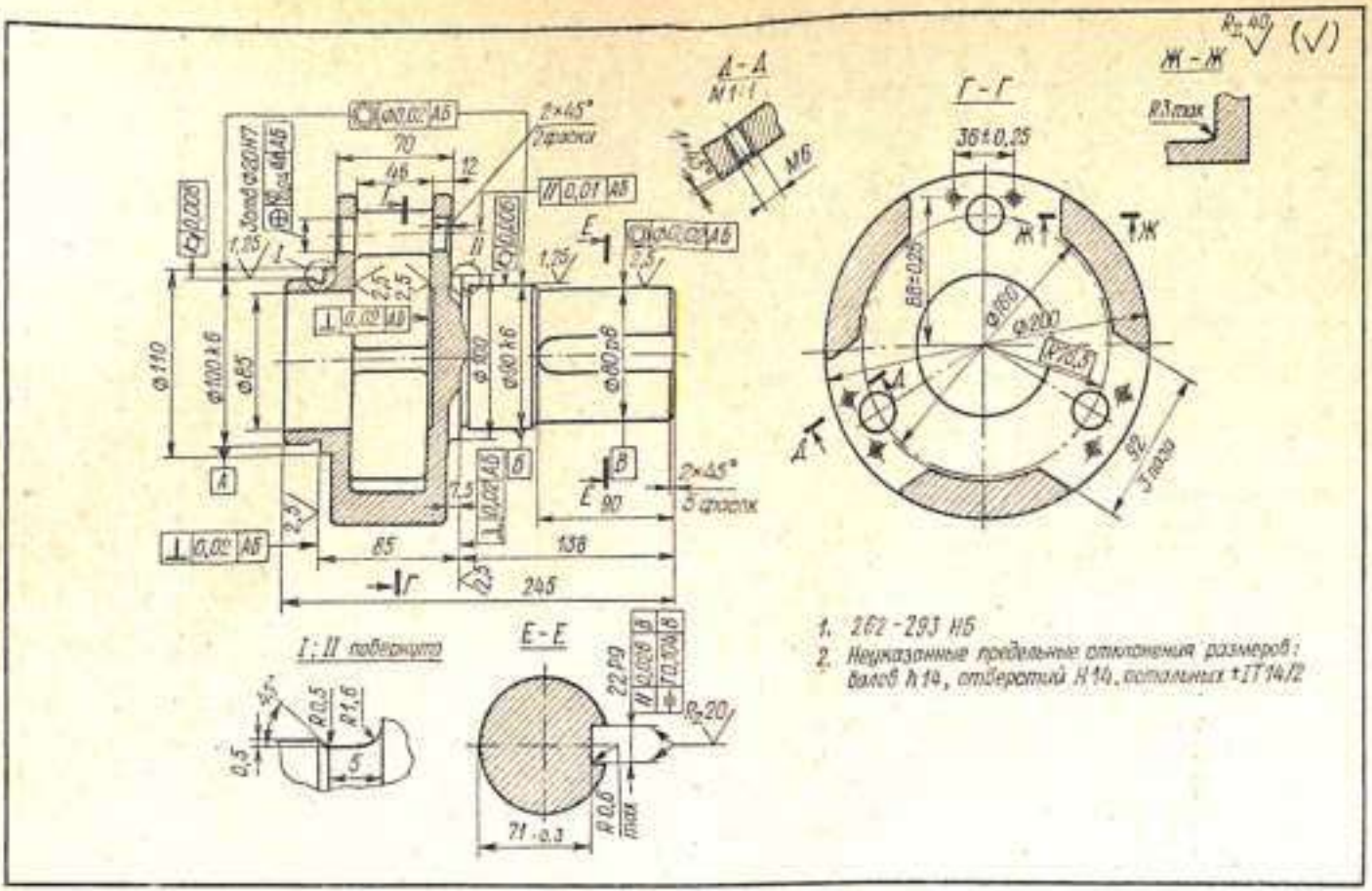


Рис. 16.22. Водило

§ 16.6. Определение размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев

Для обеспечения нормальных условий работы и предупреждения возможного заклинивания в связи с погрешностями изготовления и изменения размеров, вызванных нагревом передачи, в зацеплении, как правило, предусматривается боковой зазор между активными поверхностями зубьев. Для обеспечения необходимого бокового зазора предусматривается уменьшение толщины зубьев по сравнению с номинальными размерами, при которых зазор равен нулю.

Стандартами на допуски (ГОСТ 1643–81, СТ СЭВ 641–77, СТ СЭВ 643–77 и СТ СЭВ 644–77), ГОСТ 1758–81, ГОСТ 3675–81 (СТ СЭВ 1162–78) соответственно для цилиндрических, конических и червячных передач) предусмотрена возможность назначения шести видов сопряжений: *A*, *B*, *C*, *D*, *E* и *H* в порядке убывания зазора и восемь видов допуска на боковой зазор *x*, *y*, *z*, *a*, *b*, *c*, *d*, *h* в порядке уменьшения размеров поля допуска.

Боковой зазор в передаче характеризуется комплексным показателем $j_{n\,min}$, который для передач с нерегулируемым расположением осей обеспечивается предельным отклонением межосевого расстояния f_{aa}, а для зубчатых колес – дополнительным смещением исходного контура E_{Hs}. Смещение исходного контура можно косвенно определить по толщине зубьев любым из видов контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев. Из различных видов контроля наиболее широкое распространение получили следующие: замер постоянной хорды зуба и измерение длины общей нормали.

Расчет постоянной хорды $\bar{S}_c$ и высоты до постоянной хорды $\bar{h}_c$ для цилиндрических зубчатых колес приведен на с. 19, для конических зубчатых колес – на с. 79. Для цилиндрического червяка делительная толщина по хорде витка червяка в нормальном сечении $\bar{S}_{n1}$ и высота до хорды $\bar{h}_{a1}$ определяются на с. 95.

Расчет длины общей нормали W приведен на с. 22.

На размеры $\bar{S}_c$, $\bar{S}_{n1}$ и W для зубчатых колес с внешними зубьями и червяков назначаются предельные отклонения по следующей схеме:

$$\bar{S}_{c\,-(E_{cs}+T_{cs})}^{-E_{cs}};\quad \bar{S}_{n1\,-(E_{cs1}+T_{cs1})}^{-E_{cs1}};\quad W_{-(E_{Ws}+T_{Ws})}^{-E_{Ws}},$$

где E_{cs}, E_{cs1}, E_{Ws} – наименьшие отклонения толщины зуба, толщины витка червяка, длины общей нормали; T_{cs}, T_{cs1}, T_{Ws} – допуски на толщину зуба, толщину витка червяка, длину общей нормали.

При назначении предельных отклонений на длину общей нормали для зубчатых колес с внутренними зубьями у E_{Ws} и T_{Ws} меняются подстрочные индексы *s* на *i* и меняется знак отклонения с минуса на плюс. В этом случае предельные отклонения назначаются по следующей схеме

$$W_{+E_{Wi}}^{+(E_{Wi}+T_{Wi})}.$$

Определение предельных отклонений и допусков на размеры $\bar{S}_c$ и W для цилиндрических зубчатых колес по ГОСТ 1643–81, СТ СЭВ 641–77, СТ СЭВ 643–77 и СТ СЭВ 644–77. Наибольшие предельные отклонения

толщины зуба E_{cs} и длины общей нормали E_{W_s} являются функцией наименьшего допускаемого смещения исходного контура E_{Hs}. Величина E_{Hs} зависит от вида сопряжения и степени точности передачи и в ГОСТ 1643–81 приравнивается допуску ITQ для гладких соединений по СТ СЭВ 145–75, где Q – номер квалитета (для сопряжений D, C, B и A значение Q соответственно равно 8, 9, 10 и 11 – табл. 16.10). Цифровые значения величины ITQ выбираются из табл. 16.11 в зависимости от диаметра делительной окружности зубчатого колеса.

Допуск T_{Hs} на смещение исходного контура зависит от вида сопряжения и радиального биения зубчатого венца. Величина T_{Hs} подсчитывается по формулам, приведенным в табл. 16.10. Допуск F_r на радиальное биение зубчатого венца находится из табл. 16.12.

Рекомендуется следующий порядок определения E_{Hs} и T_{Hs}:

1) по табл. 16.10 с учетом вида сопряжения определяют значение $E'_{Hs} = ITQ$ для степени точности передачи (по нормам плавности) из интервала 3–6;

2) если степень точности передачи грубее шестой, то из табл. 16.10 определяют поправку E''_{Hs} (увеличение E_{Hs}, %);

3) после уточнения E_{Hs} в долях допуска ITQ, по табл. 16.11 в зависимости от диаметра делительной окружности находят цифровое значение E_{Hs};

4) в зависимости от вида сопряжения из табл. 16.10 определяют формулу, по которой подсчитывают допуск T_{Hs} на смещение исходного

Таблица 16.10

Значения параметров $j_{n\,min}$, E_{Hs} и T_{Hs}

Параметры	Степень точности	Вид сопряжения			
		D	*C*	*B*	*A*
Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$	–	IT8	IT9	IT10	IT11
Предельное отклонение межосевого расстояния $\pm f_{a\sigma}$	–	0,5 IT8 (III класс)	0,5 IT9 (IV класс)	0,5 IT10 (V класс)	0,5 IT11 (VI класс)
Наименьшее допустимое смещение исходного контура E_{Hs} (E'_{Hs})	3–6	IT8	IT9	IT10	IT11
Увеличение E_{Hs} (E''_{Hs}), %	7	10	10	10	10
	8	20	20	20	20
Допуск на смещение исходного контура T_{Hs}	–	$1{,}4F_r + 25$ (*d*)	$1{,}8F_r + 32$ (*c*)	$2{,}2F_r + 40$ (*b*)	$2{,}5F_r + 50$ (*a*)

Примечания: 1. Величины $j_{n\,min}$ и $\pm f_{a\sigma}$ выбираются в зависимости от межосевого расстояния a_w, а величина E_{Hs} – от диаметра делительной окружности зубчатого колеса. 2. Допуски для квалитетов от IT5 до IT14 приведены в табл. 16.11

Таблица 16.11

Значения ITQ

Номинальные размеры, мм	Обозначение допусков									
	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
	Допуски, мкм									
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
» 6 » 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360
» 10 » 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
» 18 » 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
» 30 » 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620
» 50 » 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
» 80 » 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
» 120 » 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
» 180 » 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
» 250 » 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
» 315 » 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400
» 400 » 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550

контура в зависимости от допуска радиального биения зубчатого венца F_r; величина F_r находится из табл. 16.12.

Пример 1. Определить наименьшее отклонение смещения исходного контура E_{Hs} и допуск на смещение исходного контура T_{Hs} для зубчатого колеса со следующими параметрами: $m = 2$ мм; $z = 65$; $d = 160{,}49$ мм; степень точности по ГОСТ 1643–81 соответствует 7В.

1. Из табл. 16.10 для степени точности 3–6 и вида сопряжения В находим $E'_{Hs} = ITQ = IT10$.

2. Для степени точности 7 по табл. 16.10 находим поправку (увеличение E_{Hs}), которая равна $E''_{Hs} = 0{,}1IT10$ и, следовательно, $E_{Hs} = E'_{Hs} + E''_{Hs} = 1{,}1IT10$.

3. По табл. 16.11 для $d = 160{,}49$ мм находим, что $IT10 = 160$ мкм и $E_{Hs} = 1{,}1 \cdot 160 = 176$ мкм.

4. Из табл. 16.12 для $m = 2$ и $d = 160{,}49$ мм находим $F_r = 50$ мкм и по табл. 16.10 для сопряжения В имеем следующую формулу для определения T_{Hs}: $T_{Hs} = 2{,}2F_r + 40 = 2{,}2 \cdot 50 + 40 = 150$ мкм.

Таблица 16.12

Значение допуска (мкм) на радиальное биение зубчатого венца F_r

Модуль m, мм	Степень точности								
	6			7			8		
	Диаметр делительной окружности d, мм								
	До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800
От 1 до 3,5	25	36	45	36	50	63	45	63	80
Св. 3,5 до 6,3	28	40	50	40	56	71	50	71	90
» 6,3 » 10	32	45	56	45	63	80	56	80	100
» 10 » 16	—	50	63	—	71	90	—	90	112

Предельное смещение исходного контура при измерении на базе наружного цилиндра зубчатого колеса. В этом случае на величину предельного смещения исходного контура влияют погрешности, вносимые радиальным биением наружного цилиндра заготовки F_{d_a} и отклонением диаметра наружного цилиндра заготовки E_{d_a}:

наименьшее смещение исходного контура

$$E_{H_s пр} = | E_{H_s} | + 0{,}35F_{d_a}, \tag{16.4}$$

допуск на смещение исходного контура

$$T_{H_s пр} = T_{H_s} - 0{,}7F_{d_a} - 0{,}5E_{d_a}, \tag{16.5}$$

где F_{d_a} и E_{d_a} принимаются равными: $F_{d_a} = 0{,}25T_{H_s}$; $E_{d_a} = 0{,}5T_{H_s}$.

Предельные отклонения толщины зуба по постоянной хорде при контроле на базе наружного цилиндра зубчатого колеса определяют по следующим зависимостям:

наименьшее отклонение толщины зуба

$$E_{cs} = 0{,}73E_{H_s пр} = 0{,}73 (| E_{H_s} | + 0{,}35F_{d_a}); \tag{16.6}$$

допуск на толщину зуба

$$T_{cs} = 0{,}73T_{H_s пр} = 0{,}73 (T_{H_s} - 0{,}7F_{d_a} - 0{,}5E_{d_a}); \tag{16.7}$$

наибольшее отклонение толщины зуба

$$(E_{cs})_{max} = | E_{cs} | + T_{cs}. \tag{16.8}$$

Пример 2. По данным примера 1 определить предельные отклонения толщины зуба по постоянной хорде на размер $\bar{S}_c = 2{,}774$ при контроле на базе наружного цилиндра. $E_{H_s} = 176$ мкм; $T_{H_s} = 150$ мкм (см. пример 1).

Биение F_{d_a} и отклонение наружного диаметра заготовки E_{d_a} таковы:

$$F_{d_a} = 0{,}25T_{H_s} = 0{,}25 \cdot 150 \approx 37{,}5 \text{ мкм};$$

$$E_{d_a} = 0{,}5T_{H_s} = 0{,}5 \cdot 150 \approx 75 \text{ мкм}.$$

Наименьшее отклонение толщины зуба по формуле (16.6)

$$E_{cs} = 0{,}73 (| E_{H_s} | + 0{,}35F_{d_a}) = 0{,}73 (176 + 0{,}35 \cdot 37{,}5) = 138 \text{ мкм};$$

допуск на толщину зуба по формуле (16.7):

$$T_{cs} = 0{,}73 (T_{H_s} - 0{,}7F_{d_a} - 0{,}5E_{d_a}) = 0{,}73 (150 - 0{,}7 \cdot 37{,}5 - 0{,}5 \cdot 75) = 62 \text{ мкм}.$$

Наибольшее отклонение толщины зуба по (16.8)

$$(E_{cs})_{max} = | E_{cs} | + T_{cs} = 138 + 62 = 200 \text{ мкм}.$$

На размер $\bar{S}_c = 2{,}774$ проставляют отклонения: $2{,}774^{-0{,}138}_{-0{,}200}$.

Предельные отклонения длины общей нормали. В этом случае радиальное биение зубчатого венца F_{d_a} не оказывает влияния на результаты измерения, и предельные отклонения длины общей нормали определяются по формулам:

наименьшее отклонение

$$E_{W_s} = 0{,}68 (| E_{H_s} | + 0{,}35F_r); \tag{16.9}$$

допуск на длину общей нормали

$$T_{W_s} = 0{,}68 (T_{H_s} - 0{,}7F_r); \tag{16.10}$$

наибольшее отклонение

$$(E_{H_1})_{max} = |E_{H_1}| + T_{H_1}, \qquad (16.11)$$

Пример 3. Определить предельные отклонения длины общей нормали для прямозубого зубчатого колеса по следующим данным: модуль $m = 3{,}5$ мм; $d = 45{,}5$ мм; степень точности по ГОСТ 1643–81 соответствует 6-С; размер длины общей нормали $W = 19{,}26$ мм.

1. Из табл. 16.10 для степени точности 6 и вида сопряжения С находим $E_{H_1} = IT9$.

2. По табл. 16.11 для $d = 45{,}5$ мм находим, что $E_{H_1} = IT9 = 62$ мкм.

3. Из табл. 16.12 для $m = 3{,}5$ мм и $d = 45{,}5$ мм имеем $F_r = 25$ мкм и по табл. 16.10 для сопряжения С находим, что $T_{H_1} = 1{,}8F_r + 32 = 1{,}8 \cdot 25 + 32 = 77$ мкм.

4. По формуле (16.9) определяем предельное отклонение длины общей нормали (наименьшее отклонение)

$$E_{H_1} = 0{,}68\,(|E_{H_1}| + 0{,}35F_r) = 0{,}68\,(62 + 0{,}35 \cdot 25) = 48 \text{ мкм}.$$

5. По выражению (16.10) подсчитываем допуск на длину общей нормали

$$T_{H_1} = 0{,}68\,(T_{H_1} - 0{,}7F_r) = 0{,}68\,(77 - 0{,}7 \cdot 25) = 41 \text{ мкм}.$$

6. По формуле (16.11) определяем наибольшее предельное отклонение длины общей нормали

$$(E_{H_1})_{max} = |E_{H_1}| + T_{H_1} = 48 + 41 = 89 \text{ мкм}.$$

На размер $W = 19{,}26$ проставляют отклонения $19{,}26^{-0{,}048}_{-0{,}089}$ (см. таблицу параметров, приведенную на рабочем чертеже вал-шестерни, рис. 16.16).

Определение предельных отклонений и допусков на размер $\bar{S}_{cs}$ для конических зубчатых колес по ГОСТ 1758–81. Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба E_{cs} на среднем делительном дополнительном конусе определяется по формуле

$$E_{cs} = k_1 E'_{cs}, \qquad (16.12)$$

где E'_{cs} – наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба на среднем делительном дополнительном конусе для сопряжения H и степени точности по нормам плавности 7-С (табл. 16.13); k_1 – сомножитель для определения E_{cs} при других степенях точности и видах сопряжений (табл. 16.14).

Допуск на среднюю постоянную хорду зуба T_{cs} определяется по табл. 16.15 в зависимости от вида бокового зазора и допуска на биение зубчатого венца F_r, определяемого по табл. 16.7.

Наибольшее отклонение средней постоянной хорды на среднем делительном дополнительном конусе

$$(E_{cs})_{max} = |E_{cs}| + T_{cs}, \qquad (16.13)$$

Примечание. При измерении толщины зубьев на внешнем торце (внешнем дополнительном конусе) значения E_{cs}, найденные по формулам (16.12) и (16.13), следует увеличить в отношении R_e/R.

Таблица 16.13

Наименьшее отклонение (мкм) средней постоянной хорды E'_{cs}

Средний нормальный модуль m, мм	Средний делительный диаметр d, мм								
	До 125			Св. 125 до 400			Св. 400 до 800		
	Угол делительного конуса, ...								
	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45
От 1 до 3,5	20	20	22	28	32	30	36	50	45
Св. 3,5 до 6,3	22	22	25	32	32	30	38	55	45
» 6,3 » 10	25	25	28	36	36	34	40	55	50
» 10 » 16	28	28	30	36	38	36	48	60	55

Пример 4. Определить предельные отклонения средней постоянной хорды для конического прямозубого зубчатого колеса со следующими геометрическими параметрами: $m = 4{,}27$ мм, $\delta = 63°26'$; $d = 136{,}74$ мм; $d_e = 160$ мм; $R = 76{,}44$ мм; $R_e = 89{,}44$ мм; степень точности 8-В.

По табл. 16.13 для степени точности 7-Н находим значение $E'_{cs} = 30$ мкм; *по табл. 16.14 определяем* коэффициент k_1: $k_1 = 4{,}2$.

По формуле (16.12) подсчитываем наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{cs} = k_1 E'_{cs} = 4{,}2 \cdot 30 = 126$ мкм.

Из табл. 16.7 для $d = 136{,}74$ мм; $m_n = 4{,}27$ и степени точности 8 находим допуск на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 71$ мкм. По табл. 16.15 определяем допуск на среднюю постоянную хорду зуба $T_{cs} = 130$ мкм.

Наибольшее отклонение средней постоянной хорды находим по формуле (16.13)

$$(E_{cs})_{max} = |E_{cs}| + T_{cs} = 126 + 130 = 256 \text{ мкм}.$$

Если измерение постоянной хорды будет производиться на внешнем дополнительном конусе, то значения E_{cs} и $(E_{cs})_{max}$ должны быть увеличены в отношении R_e/R. В данном случае:

$$E_{cs} = 126 \cdot 89{,}44/76{,}44 = 147 \text{ мкм}; \quad (E_{cs})_{max} = 256 \cdot 89{,}44/76{,}44 = 300 \text{ мкм}.$$

На размер $\bar{S}_{cs} = 5{,}714$ проставляются отклонения $5{,}714^{-0{,}147}_{-0{,}300}$ (см. таблицу параметров, приведенную на рис. 16.19).

Определение предельных отклонений и допусков на размер $\bar{S}_{a1}$ для цилиндрического червяка по ГОСТ 3675–81 (СТ СЭВ 1162–76). Наименьшее отклонение толщины витка червяка определяется по зависимости

$$E_{ca} = E_{a1} + E_{a\Pi}, \qquad (16.14)$$

где E_{a1} – наименьшее отклонение толщины витка, зависящее от межосевого расстояния a_w и вида сопряжения, слагаемое I (табл. 16.16); $E_{a\Pi}$ – наименьшее отклонение толщины витка, зависящее от a_w, m и степени точности передачи, – слагаемое II (табл. 16.17).

Таблица 16.14

Значение сомножителя k_1

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности		
	4–6	7	8
D	1,8	2,0	2,2
C	2,4	2,7	3,0
B	3,4	3,8	4,2
A	5,0	5,5	6,0

Наибольшее отклонение толщины витка червяка определяется по формуле

$$(E_{ca})_{max} = |E_{ca}| + T_a \qquad (16.15)$$

Таблица 16.15

Допуск (мкм) на среднюю постоянную хорду T_{cr} для конических передач и допуск (мкм) на толщину витка червяка T_s для червячных передач

Вид бокового зазора	Допуск на биение зубчатого венца F_r, мкм						
	До 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32
d	25	28	30	32	36	42	48
c	30	34	36	40	45	52	60
b	40	45	48	52	58	65	75
a	52	55	60	65	75	85	95

Вид бокового зазора	Допуск на биение зубчатого венца F_r, мкм						
	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160
d	55	65	75	90	110	130	160
c	70	80	95	110	140	170	200
b	85	100	120	130	170	200	250
a	100	130	150	180	220	260	320

Таблица 16.16

Наименьшее отклонение толщины витка E_{sI} (слагаемое I), мкм

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм				
	До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315
D	48	56	67	75	85
C	80	95	105	120	130
B	130	150	170	200	220
A	200	220	260	300	340

Таблица 16.17

Наименьшее отклонение толщины витка E_{sII} (слагаемое II), мкм

Степень точности	Модуль *m*, мм	Межосевое расстояние a_w, мм				
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315
6	От 2 до 3,5	36	40	45	48	50
	Св. 3,5 до 6,3	40	42	45	50	53
	» 6,3 » 10	–	–	53	56	56
	» 10 » 16	–	–	–	63	67
7	От 2 до 3,5	60	63	71	75	80
	Св. 3,5 до 6,3	63	67	75	80	85
	» 6,3 » 10	–	–	85	90	95
	» 10 » 16	–	–	–	100	105
8	От 2 до 3,5	90	100	110	120	130
	Св. 3,5 до 6,3	100	110	120	130	140
	» 6,3 » 10	–	–	130	140	150
	» 10 » 16	–	–	–	160	170

где T_s – допуск на толщину витка червяка, определяется из табл. 16.15 в зависимости от вида сопряжения и допуска на радиальное биение червяка F_r, который находится из табл. 16.7 в зависимости от делительного диаметра червяка и модуля.

Пример 5. Определить предельные отклонения толщины витка червяка на размер $\bar{S}_{a1} = 12{,}19$ мм по следующим данным: $a_w = 192$ мм; $m = 8$ мм, $d_1 = 64$ мм; степень точности по СТ СЭВ 1162–76 соответствует 7-В.

По табл. 16.16 находим $E_{sI} = 200$ мкм, а по табл. 16.17 определяем $E_{sII} = 90$ мкм. По формуле (16.14) подсчитываем наименьшее отклонение толщины витка:

$$E_{ss} = E_{sI} + E_{sII} = 200 + 90 = 290 \text{ мкм}.$$

Из табл. 16.7 в зависимости от $d_1 = 64$ мм; $m = 8$ мм, степени точности 7 находим $F_r = 45$ мкм и по табл. 16.15 определяем $T_s = 100$ мкм. По формуле (16.15) подсчитываем наибольшее отклонение толщины витка червяка

$$(E_{ss})_{max} = |E_{ss}| + T_s = 290 + 100 = 390 \text{ мкм}.$$

На размер $\bar{S}_{a1}$ назначают отклонения $12{,}19^{-0{,}29}_{-0{,}39}$ (см. таблицу параметров, приведенную на рис. 16.20).

Глава 17

КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, УСТАНОВОЧНЫХ ПЛИТ И РАМ

§ 17.1. Литые корпусные детали

Корпусные детали являются составными частями редуктора и предназначаются для обеспечения правильного взаимного расположения сопряженных деталей редуктора, восприятия нагрузок, действующих в редукторе, защиты рабочих поверхностей зубчатых колес и подшипников от взвешенных инородных частиц окружающей среды, защиты масла от выброса его в окружающую среду при работе редуктора, отвода теплоты, а также для размещения масляной ванны (у редукторов с картерной смазкой).

Габаритные размеры корпусных деталей выясняют при компоновке редуктора, они в основном определяются типом, размерами и относительным расположением деталей передачи, системой смазки зацеплений и подшипниковых узлов.

Работоспособность кинематических пар (зубчатых зацеплений, подшипников и др.) зависит от жесткости корпусных деталей. Требуемая жесткость достигается за счет оптимизации формы и размеров корпусных деталей, а также за счет рационального использования ребер жесткости.

У большинства редукторов корпус выполняют разъемным. У цилиндрических, коническо-цилиндрических и червячных редукторов с расположением осей валов в горизонтальной плоскости может быть один разъем в плоскости осей валов (см. рис. 20.1 и 20.2 и др.). У многоступенчатых редукторов с осями валов в вертикальной плоскости (валы распо-

ложены горизонтально) может быть несколько разъемов (в горизонтальной и вертикальной плоскостях). Благодаря разъему в плоскости осей валов обеспечивается наиболее удобная сборка редуктора. Корпус может не иметь разъемов в плоскости осей валов. В этом случае сборку осуществляют вдоль осей (торцовая сборка) через предусмотренные отверстия на боковых стенках корпуса.

В большинстве случаев корпусные детали получают методом литья, реже методом сварки (обычно при единичном производстве).

Общие рекомендации по конструированию литых корпусных деталей и их элементов. Для изготовления литых корпусных деталей широко используют чугун, сталь, а при ограничении массы изделия – легкие сплавы.

Корпусная деталь любого редуктора, несмотря на разнообразие форм и размеров, состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев, приливов и других элементов.

Толщина стенок и сопряжение их с другими элементами отливки. Минимальная толщина стенки определяется условиями хорошего заполнения формы жидким металлом. Поэтому чем больше размеры корпуса, тем больше толщина его стенки. Рекомендуемую минимальную толщину стенок на основании опытных данных для отливок из чугуна и стали [41] определяют из рис. 17.1 в зависимости от приведенного размера N

$$N = (2L + B + H)/3, \qquad (17.1)$$

где L, B и H – длина, ширина и высота отливки, м.

В практике проектирования корпусов редукторов толщину стенки δ, удовлетворяющую требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса, определяют в зависимости от максимального длительно действующего крутящего момента на тихоходном валу редуктора (табл. 17.1). Из двух величин δ, найденных по рис. 17.1 и табл. 17.1, принимают бо́льшую.

Уклоны вертикальных стенок назначают в зависимости от высоты корпусной детали:

Высота h, мм	До 20	21 – 50	51 – 100	101 – 200	201 – 300
Рекомендуемый конструктивный уклон, °	8,5	8,0	7,6	6,0	4,3

Плоскости стенок в корпусных деталях редуктора обычно располагаются под прямым или тупым углом. В этом случае их сопрягают дугами окружностей с радиусами r и R (рис. 17.2, *а*).

В местах расположения обрабатываемых платиков, приливов, бобышек толщина сопрягаемых стенок обычно неодинакова. При отношении толщин $\delta/\delta_1 \leqslant 2$ сопряжение стенок выполняют радиусом, показанным на рис. 17.2, *а*, при $\delta/\delta_1 > 2$ одно сечение должно сопрягаться с другим плавным переходом (рис. 17.2, *б*) и в соответствии со следующими данными:

	r	R	l	δ_2	r_1
$\delta/\delta_1 \leqslant 2$	$(0{,}5 \div 1{,}0)\,\delta$	$r + \delta_1$	–	–	–
$\delta/\delta_1 > 2$	$0{,}25\,(\delta + \delta_1)$	$0{,}5\,(\delta + \delta_1)$	$> 4\,(0{,}6\delta - \delta_1)$	$0{,}6\delta_1$	$0{,}5\delta_1$

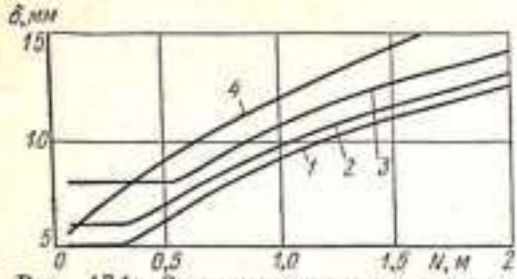


Рис. 17.1. Зависимость технологически минимальной толщины стенки литой детали из чугуна [58] и стали [42] приведенного габаритного размера:
1 – СЧ 12–28; *2* – СЧ 15–32; *3* – СЧ 18–36; *4* – сталь

Радиусы галтелей (закруглений) принимают из следующего ряда чисел *Ra*20 (ГОСТ 6636–69): 4; 5; 6,3; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20 мм.

Ребра предназначаются для увеличения жесткости или увеличения поверхности охлаждения редуктора (например, в червячных редукторах). В первом случае ребра размещают в местах соединения приливов со стенками корпусных деталей и располагают симметрично относительно оси прилива. Во втором случае расположение ребер подчиняют условию лучшего обтекания их и корпуса воздухом: при естественном охлаждении корпуса ребра располагают вертикально; при искусственном обдуве корпуса ребра располагают вдоль направления потока воздуха. Толщину ребер назначают в зависимости от толщины стенок (см. табл. 17.1). Высота ребер $h \leqslant 5\delta$, где δ – толщина стенки корпуса. Сопряжение ребра со стенкой выполняют в соответствии с рис. 17.2, *г*. Уклон поверхностей ребер выбирают из следующих данных:

Высота h, мм	До 20	21–50	51–80	81–120	121–180	Св. 180
Рекомендуемый конструктивный уклон, °	7,1	6,5	4,4	3,4	2,8	2,3

Корпусные детали цилиндрических редукторов. Форма и размеры корпусных деталей определяются при компоновке редуктора (см. п. 14.1). На рис. 17.3 показан корпус и крышка цилиндрического редуктора в сборе, разъем которых выбран в плоскости осей валов.

Фланцы предусматривают в местах, предназначенных для соединения корпуса и крышки редуктора, и в местах присоединения корпуса редуктора к основанию (раме, плите и т. п.).

Крепление крышки к корпусу редуктора производят болтами (рис. 17.4, *а*) и винтами. Применение винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» по ГОСТ 11738–72* или звездчатой формы (рис. 17.4, *б*) приводит к уменьшению размеров фланцев.

Рекомендации для определения диаметров болтов и винтов крепления крышки редуктора к корпусу приведены в табл. 17.1.

Ориентировочные размеры фланцев (K_1, K_1' на рис. 17.3 и K на рис. 17.4) назначают по табл. 17.1.

Оси отверстий для болтов или винтов крепления крышки к корпусу редуктора располагают по периметру фланца с шагом l_1 (табл. 17.1) на расстоянии C_1 или C_1' (рис. 17.4) от кромки фланца. Для уменьшения размеров приливов и увеличения жесткости соединения стяжные болты или винты (располагаемые у подшипниковых гнезд) необходимо максимально приблизить к отверстию под подшипник. При этом следует обеспечить непересечение стяжных болтов (винтов) и болтов (винтов),

Таблица 17.1

Ориентировочные соотношения размеров (мм) основных элементов чугунного и стального литого корпуса цилиндрического редуктора (см. рис. 17.3)

Параметры корпусных деталей	Формулы	Параметры корпусных деталей	Формулы
Толщина стенки корпуса	$\delta \approx 1{,}12\sqrt[4]{T_{тих}}$	Диаметр прилива подшипникового гнезда:	
Толщина стенки крышки	$\delta_1 \approx 0{,}9\,\delta$	для торцовой крышки	$d_4 \approx 1{,}25\,D_п + 10$
Толщина ребра:		для врезной крышки	$d_5 \approx d_к + 20$
в сопряжении со стенкой корпуса	$\delta_2 = (0{,}8 \div 1)\,\delta$	Расстояние от стенки корпуса до края фланца фундаментных лап	$K \approx (3{,}2 \div 3{,}5)\,d$
в сопряжении со стенкой крышки (см. рис. 17.6)	$\delta_3 = (0{,}8 \div 1)\,\delta_1$	Расстояние от стенки до края фланца по разъему корпуса и крышки:	
Толщина фундаментных лап	$h = 1{,}5\,d$	для болта с шестигранной головкой (см. рис. 17.4, *а*)	$K_1 \approx (2{,}7 \div 3)\,d_1$
Толщина фланца корпуса (см. рис. 17.4)	$h_1 = 1{,}5d_1$	для винта с цилиндрической головкой (см. рис. 17.4, *б*)	$K_1' \approx (2{,}1 \div 2{,}2)\,d_1$
Толщина фланца крышки (см. рис. 17.4):		Расстояние от края фланца до оси болта (винта)	$C \approx 0{,}5K$; $C_1 \approx 0{,}5K_1$; $C_1' \approx 0{,}5K_1'$
для болта с шестигранной головкой	$h_2 = 1{,}3\,d_1$	Расстояние между осями болтов (винтов) для крепления:	
для винта с цилиндрической головкой	$h_2' = (0{,}8 \div 1)\,d_1$; $h_2' = 1{,}5\,d_1$	крышки редуктора к корпусу	$l_1 \approx (10 \div 15)\,d_1$
Толщина подъемных ушей:		крышки редуктора к корпусу в месте приливов подшипниковых гнезд	$l_2 \approx D_п + (1{,}8 \div 2)\,d_1$
корпуса (см. рис. 17.8)	$\delta_4 = 2{,}5\,\delta$	Высота центров	$h_3 = a_w$
крышки	$\delta_5 = 2{,}5\,\delta_1$		
Диаметр фундаментных болтов	$d \approx \sqrt[3]{4T_{тих}} \geqslant 12$		
Диаметр болтов (винтов) соединения крышки с корпусом редуктора	$d_1 \approx \sqrt[3]{2T_{тих}} \geqslant 10$		
Диаметр болтов (винтов) крепления торцовых крышек подшипников и крышки смотрового отверстия	$d_2 = d_3 = 0{,}5d_1 \geqslant 6$		

Примечание. Здесь $T_{тих}$ – крутящий момент на тихоходном валу, Н · м; $D_п$ – наружный диаметр подшипника, мм; $d_к$ – диаметр центрирующего буртика врезной крышки; a_w – межосевое расстояние тихоходной ступени, мм.

крепящих торцовую крышку подшипника. Ориентировочное значение расстояния l_2 между осями отверстий стяжных болтов (винтов) и корпуса редуктора у подшипниковых гнезд (см. рис. 17.3) определяют по данным табл. 17.1.

Отношение глубины завинчивания h'/d винтов для крепления крышек корпуса (рис. 17.4) и подшипников выбирают в зависимости от предела

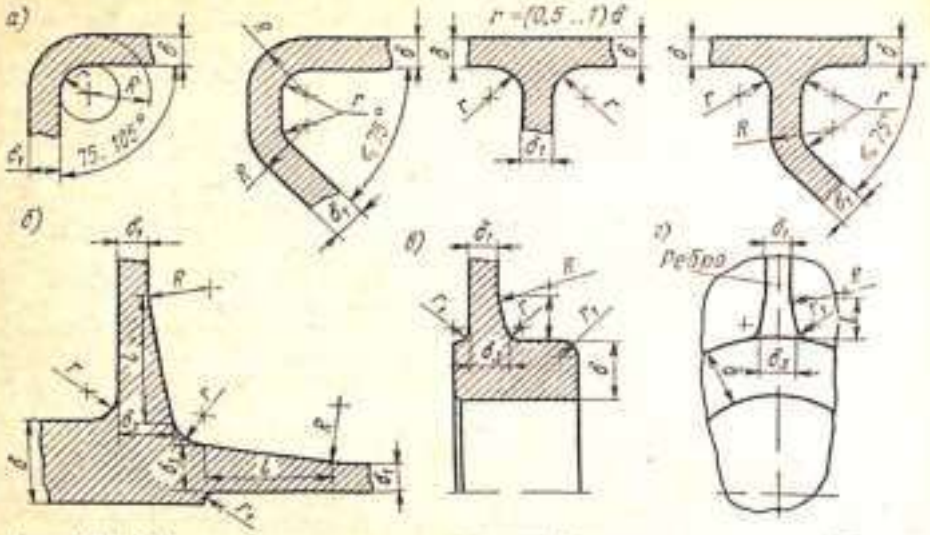


Рис. 17.2. Сопряжение литых стенок разной толщины: *а* – при $\delta/\delta_1 \leqslant 2$; *б – г* – при $\delta/\delta_1 > 2$

прочности материала $\sigma_в$ винтов и материала корпуса по данным, приведенным ниже:

$\sigma_в$, МПа	Сталь	Чугун	Силумин
400 – 500	0,8 – 0,9	1,3 – 1,4	1,4 – 2,0
900 – 1000	1,6 – 2,0	2,0 – 2,5	2,0 – 2,5

Корпусные детали при сборке перед расточкой отверстий для подшипников валов фиксируют относительно друг друга с помощью цилиндрических или конических штифтов (рис. 17.5) или с помощью болтов для отверстий из-под развертки. Точное фиксирование достигается двумя штифтами, располагаемыми по диагонали фланца (см. рис. 17.3). Диаметр штифта назначают на 20 – 30 % меньше диаметра стяжного болта (винта). Штифты устанавливают для совместной обработки корпуса и крышки и при окончательной сборке редуктора.

Приливы для подшипниковых гнезд конструктивно оформляют по рис. 17.6. Диаметр прилива d_4 в случае установки торцовой крышки и d_5 в случае врезной крышки для осевой фиксации подшипников определяют по табл. 17.1. Диаметр прилива d_5 меньше, чем d_4. Пример оформления прилива для врезной крышки показан на рис. 17.3, *б*.

Длину прилива в осевом направлении определяют с учетом размеров K_1, K_1' и длины подшипникового узла вала. Уклоны поверхностей приливов назначают в соответствии с данными, приведенными на с. 313. Наружные торцы приливов гнезд подшипников разных валов обычно располагают в одной плоскости для удобства механической обработки (рис. 17.3) и для упрощения отливки. Близко расположенные фланцы объединяют в один прилив.

Отверстия различного назначения располагают в местах, удобных для механической обработки и легко доступных при эксплуатации редуктора. Например отверстие I для заливки масла может быть расположено в верхней части (I) или на боковой поверхности корпуса (II), отверстия для

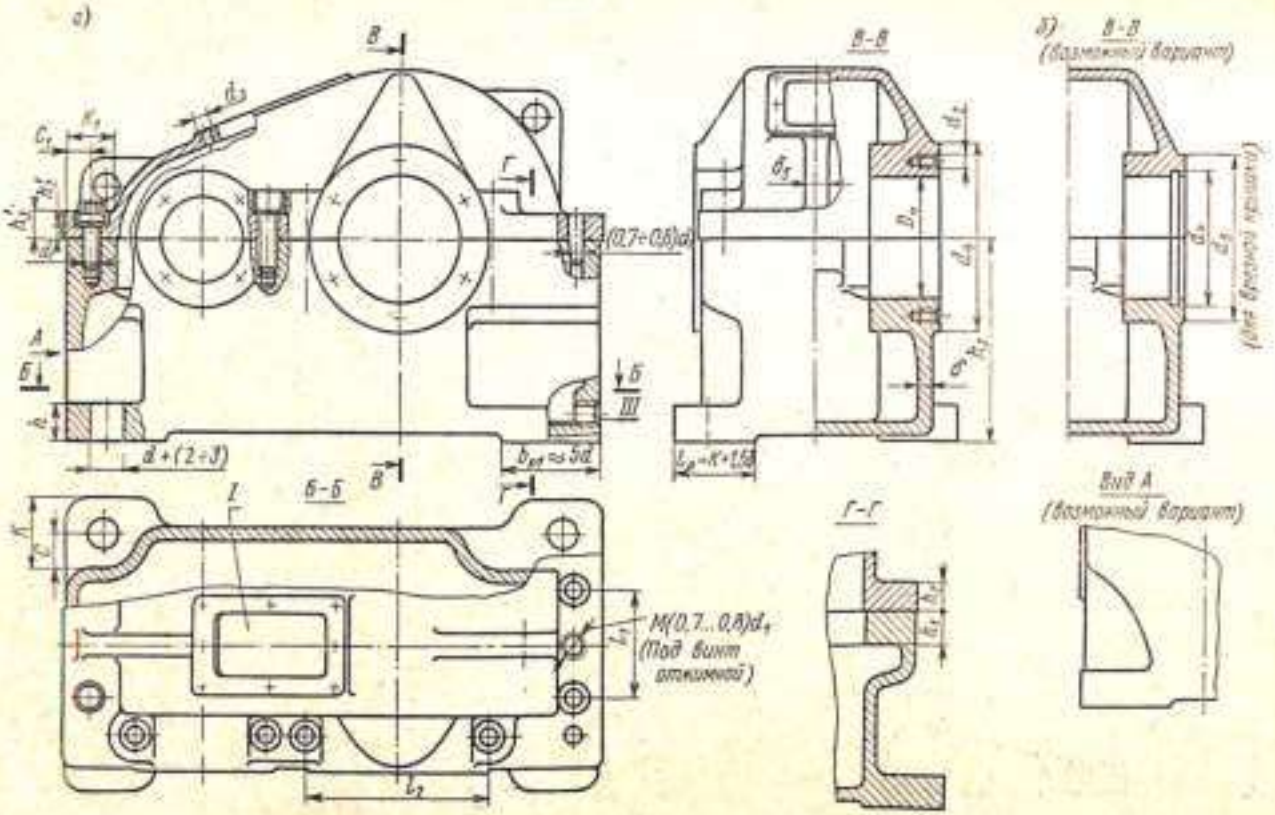


Рис. 17.3. Корпус и крышка редуктора в сборе (основные элементы)

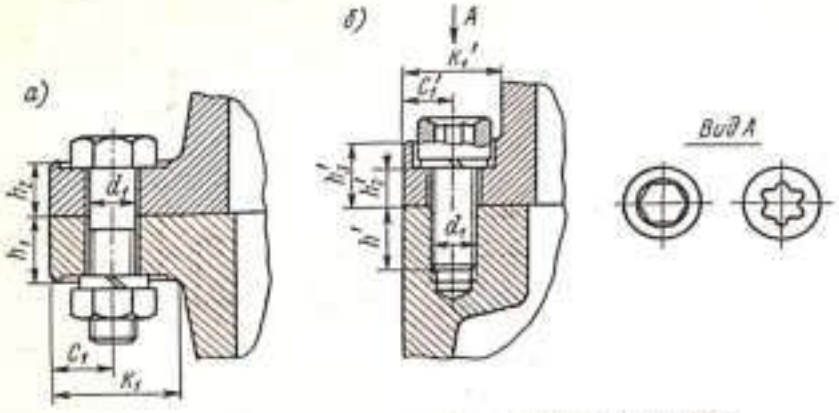


Рис. 17.4. Крепление корпуса и крышки редуктора

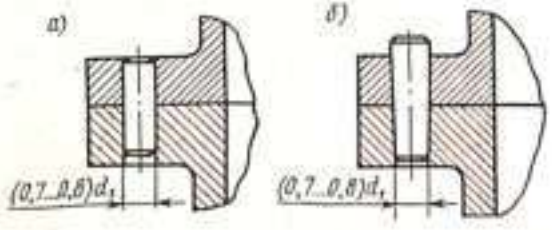


Рис. 17.5. Соединение с помощью цилиндрического (*а*) и конического (*б*) штифтов

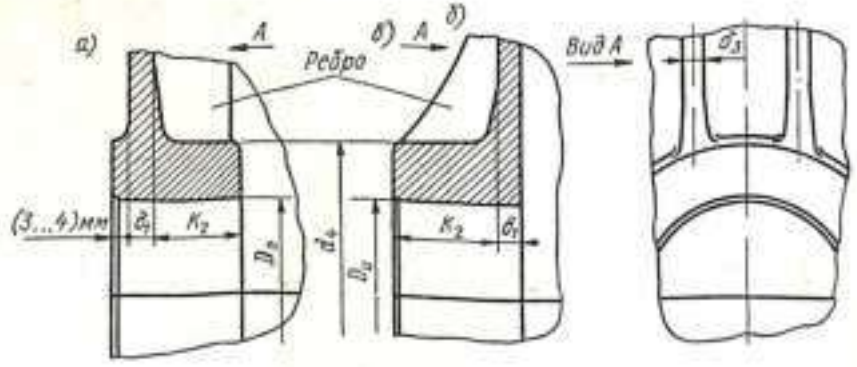


Рис. 17.6. Приливы с ребрами жесткости для подшипниковых гнезд: *а* – прилив внутри корпуса и крышки редуктора; *б* – прилив снаружи корпуса и крышки редуктора с ребрами жесткости

отдушин всегда располагают в верхней части корпуса (см. рис. 17.3 и 17.8). Отверстие III для слива масла из редуктора располагают таким образом, чтобы его поверхность находилась ниже уровня дна корпуса. Для этого в дне около сливного отверстия предусматривают углубление (см. рис. 17.3).

В верхней части корпуса или его крышки предусматривают смотровое окно для контроля состояния рабочих поверхностей зубчатых колес. Размеры этих отверстий выбирают максимально возможными, форма их может быть различной (на рис. 17.3 отверстие прямоугольное). Смотровые отверстия закрывают легкими крышками, крепящимися винтами, размеры которых выбирают по рекомендациям табл. 17.1.

Устройства для подъема и транспортировки корпусных деталей представляют собой грузовые крюки, отлитые в виде ребер, проушины в ребрах и др. (рис. 17.7). Располагают их в верхних частях корпусных деталей, по возможности не увеличивая габаритные размеры редуктора. Толщина ребер подъемных ушей назначается в соответствии с табл. 17.1.

Обрабатываемые поверхности рекомендуется располагать в доступных местах и четко выделять от необрабатываемых поверхностей с помощью приливов, бобышек и т. п. Плоские поверхности по возможности располагают на одном уровне для обработки на проход. Площадь обрабатываемых поверхностей должна быть минимальной.

Корпусные детали коническо-цилиндрического редуктора. Корпусные детали редукторов этого типа отличаются от корпусных деталей цилиндрических редукторов наличием прилива, в котором размещен комплект вала конической шестерни с подшипниками и другими деталями (см. рис. 20.6, 20.7). Форму прилива для размещения подшипников конической шестерни и его конструктивные размеры определяют при компоновке редуктора (см. п. 14.1).

Корпусные детали червячных редукторов. Форму и размеры корпусных деталей определяют при компоновке редукторов (см. п. 14.1).

Корпусные детали червячных редукторов конструируют в двух исполнениях: при небольших $a_w < 200$ – с окнами на боковых стенках корпуса

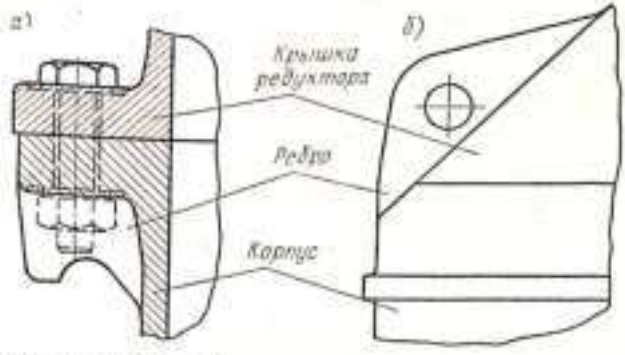


Рис. 17.7. Устройства для подъема и транспортировки корпусных деталей: *а* – грузовой крюк на ребре корпуса; *б* – проушина в ребре крышки редуктора

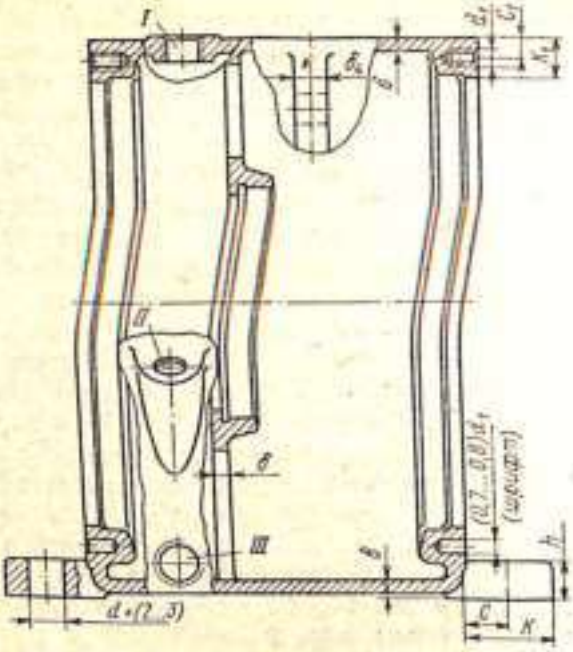


Рис. 17.8. Основные элементы корпуса планетарного редуктора

через которое вводят комплект вала с червячным колесом (см. рис. 20.16), при $a_w \geq 200$ – с плоскостью разъема, совпадающей с осью вала червячного колеса. Комплект вала червяка вставляют в корпус через отверстие для подшипников (см. рис. 20.17).

Корпусные детали планетарных редукторов. Форму и размеры их определяют при компоновке редуктора (см. п. 14.2). Толщина стенок литого корпуса назначается в соответствии с табл. 17.1 при учете минимальной толщины стенки отливки (см. рис. 17.1). Другие необходимые размеры элементов корпуса планетарного редуктора определяют по табл. 17.1 и рис. 17.8.

В соединении крышек, воспринимающих крутящий момент от основных звеньев планетарной передачи, с корпусом устанавливают цилиндрические штифты, диаметр которых выбирают в пределах $(0,7 \div 0,8)\,d_1$. Глубину отверстия под штифт и число штифтов определяют из расчета на смятие.

Пример выполнения чертежа корпуса планетарного редуктора (см. рис. 20.9) показан на рис. 17.9.

§ 17.2. Установочные плиты и рамы

Установочные плиты и рамы предназначены для объединения механизмов привода в установку, монтируемую на фундаменте. В состав механического привода, разрабатываемого при курсовом проектировании, входит редуктор, электродвигатель, соединительные муфты и другие элементы.

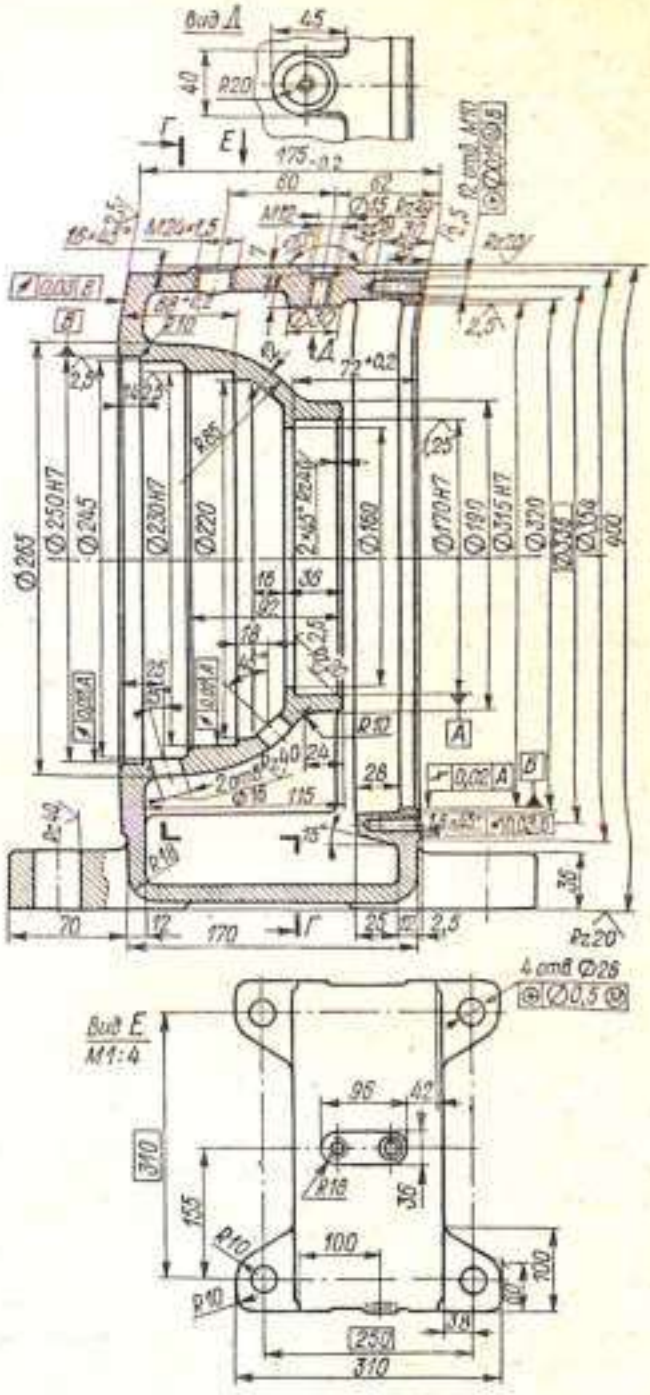
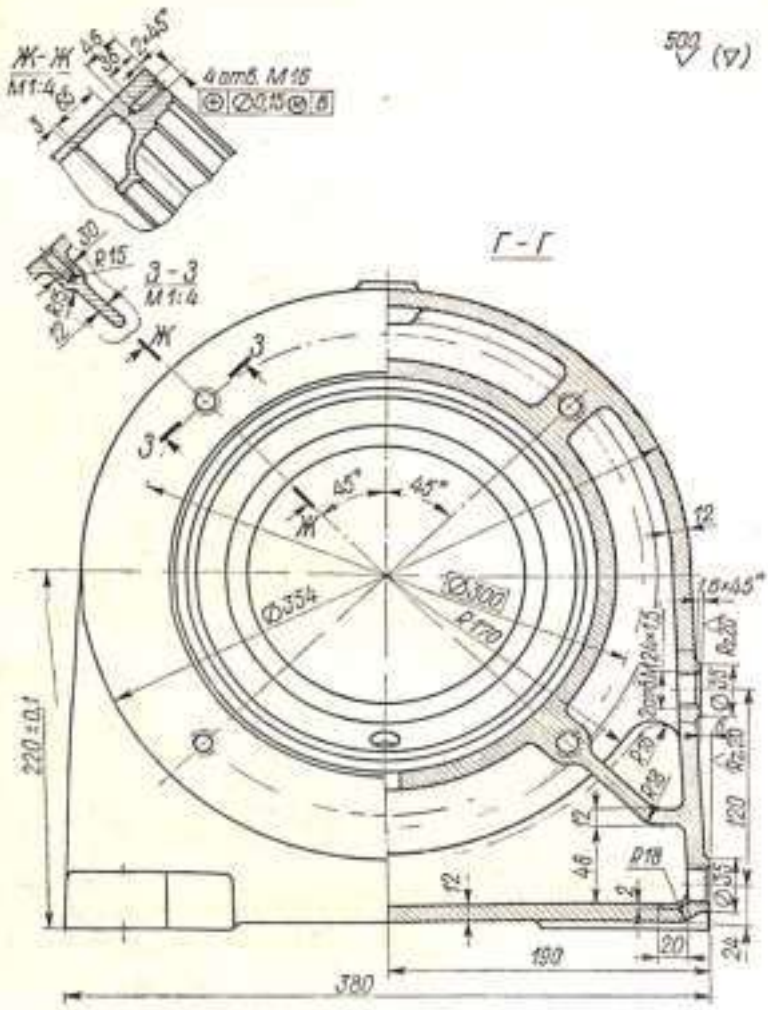


Рис. 17.9. Чертеж корпуса планетарного редуктора (см. рис. 20.9, левая часть)



1. Предельные отклонения литейных размеров по III классу точности ГОСТ 1855-55
2. Формовочные уклоны типа II по ГОСТ 3212-57
3. Неуказанные литейные радиусы 3-5 мм
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий по H14, валов по h14, остальных ±IT14/2
5. Покрытие внутренних необработанных поверхностей: Гр. Гф-020.ПГМ в два слоя

Рис. 17.9. Чертеж корпуса планетарного редуктора (см. рис. 20.9, правая часть)

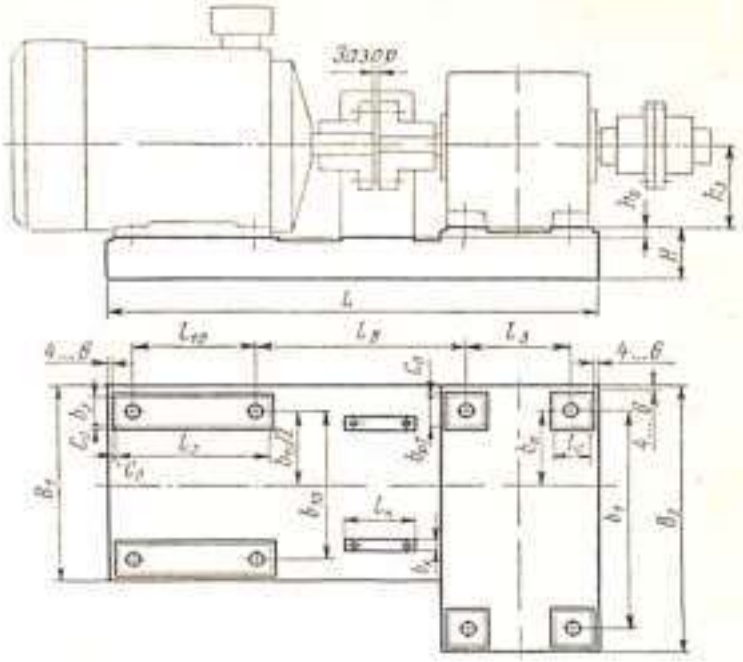


Рис. 17.10. Проектирование литой плиты и сварной рамы (основные размеры)

Конфигурацию и размеры литой плиты или сварной рамы определяют при выполнении компоновочного чертежа привода. Можно рекомендовать следующую последовательность его выполнения.

В верхней части чертежа в масштабе вычерчивают контур электродвигателя (рис. 17.10).

В соединении с валом электродвигателя вычерчивают муфту (у МУВП — полумуфту, в которой закрепляются пальцы, соединяют с валом электродвигателя). Вал редуктора соединяют с другой полумуфтой и вычерчивают контур редуктора с указанием положения фундаментальных лап. В результате выясняют разность высот центров осей электродвигателя и редуктора h_0 и расстояние между болтами их крепления к плите (раме) l_0.

На главном виде вычерчивают контур плиты (рамы) и приступают к конструированию плиты (рамы) на виде сверху. Для этого в контурах электродвигателя и редуктора наносят центры и контуры опорных поверхностей (фундаментных лап). Опорные поверхности под лапы электродвигателя, редуктора и защитного кожуха для муфты (если он необходим по технике безопасности) на плите (раме) выделяют в виде приливов (платиков) и подвергают механической обработке. Ширину и длину приливов (платиков) назначают больше ширины $b_з$, $b_{р1}$, $b_к$ и длины l_0, $l_р$, $l_к$ опорных (присоединительных) поверхностей соответственно электродвигателя, редуктора и защитного кожуха на величину $2C_0 = 8 \div 10$ мм (рис. 7.10).

Длину плиты (рамы) определяют следующим образом:

$$L = l_{10} + l_6 + l_3 + (l_0 - l_{10})/2 + l_p/2 + 2C_0 + (8 \div 12),$$

l_{10}, l_3 – расстояния между болтами крепления электродвигателя (обозначение по ГОСТ 19528–74) и редуктора.

Высоту плиты (рамы) H, в значительной мере определяющую жесткость, назначают в зависимости от L

$$H = (0{,}12 \div 0{,}15)\,L.$$

Ширину B_1 и B_2 рассчитывают по зависимостям:

$$B_1 = b_{10} + b_3 + 2C_0 + (8 \div 10),\ B_2 = b_1 + b_{p1} + 2C_0 + (8 \div 10),$$

b_{10} и b_1 – расстояние между болтами крепления электродвигателя и редуктора (рис. 17.10).

Размеры L, B_1, B_2 и H округляют до предпочтительных чисел по ГОСТ 6636–69.

Толщину стенки литой плиты назначают в зависимости от приведенного размера N, рассчитываемого по формуле (17.1), и марки чугуна или стали с учетом минимальной толщины (см. рис. 17.1). У сварной рамы толщина стенок определяется толщиной элементов сортового проката (швеллера, угловой стали, полосы, листа).

Диаметр болтов крепления плиты (рамы) к фундаменту ориентировочно определяют по зависимости $d_0 = \sqrt[3]{5T_{тех}}$. Количество болтов рассчитывают из условия обеспечения допускаемого давления опорного фланца плиты (рамы) на фундамент. Расстояние между болтами 300–500 мм.

Примеры конструирования литых плит и сварных рам приведены в [18, 23, 29].

Глава 18

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

§ 18.1. Общие сведения

В зависимости от условий работы проектируемого узла валы с опорами качения могут быть плавающими или фиксированными в осевом направлении. Например, для выравнивания нагрузки между полушевронами зубчатой передачи вал шестерни выполняют плавающим в осевом направлении. Напротив, валы червячных, конических и косозубых передач выполняют фиксированными, их опоры должны воспринимать не только радиальные, но также и осевые нагрузки. Конструктивную схему опор валов с подшипниками качения выбирают в зависимости от сочетания нагрузок, действующих на вал, с учетом тепловых деформаций и требований к точности осевого фиксирования.

В данной главе рассмотрены также конструкции опор сателлитов, которые охватывают основные способы установки деталей на осях, вращающихся или неподвижных относительно вектора нагрузки.

При разработке конструкции опор и оформлении чертежей необходимо обращать внимание на удобство монтажа и демонтажа, учитывать требования, предъявляемые к точности базирования колец подшипников, регулирования осевой игры и осевого положения валов.

Осевая игра представляет осевое перемещение вала, установленного на подшипниках качения, из одного крайнего положения в другое и определяет точность осевого фиксирования. Осевую игру указывают в технических требованиях сборочного чертежа. Осевая игра связана с осевым зазором, который, в свою очередь, зависит от диаметрального зазора в подшипнике. Диаметральный зазор 2δ равен полному перемещению колец относительно друг друга в радиальном направлении из одного крайнего положения в другое. С уменьшением зазора в подшипнике возрастает жесткость опор и точность фиксирования вала в радиальном и осевом направлениях, улучшается распределение нагрузки между телами качения, что вызывает увеличение долговечности опор. При малых зазорах увеличиваются потери на трение и тепловыделение, способствующее дальнейшему снижению зазора и даже возможному заклиниванию тел качения при высокой частоте вращения вала. Радиальные подшипники могут поставляться с исходными диаметральными зазорами по основному или дополнительным рядам. При сборке опоры исходный зазор изменяется в зависимости от посадок колец на вал или в корпус. Ориентировочно можно принять, что увеличение диаметра беговых дорожек качения внутреннего кольца после посадки на вал составляет 55 – 70 % от номинального натяга, а уменьшение диаметра дорожки качения наружного кольца, запрессованного в чугунный или стальной корпус, равно 50 – 60 %. При работе узла зазоры в подшипниках качения зависят от температурных деформаций подшипников, сопряженных деталей и конструктивной схемы опор. Диаметральный зазор в радиально-упорных и в радиальных шариковых подшипниках зависит от осевого положения колец. При относительном осевом смещении S наружного и внутреннего колец в роликовых радиально-упорных подшипниках диаметральный зазор уменьшается на величину $\delta = 2S \operatorname{tg} \alpha$, где α – угол конусности.

В радиально-упорных подшипниках зазоры регулируют при монтаже перемещением упорных буртов наружных или внутренних колец подшипников.

§ 18.2. Элементы базирования и осевого фиксирования подшипников на валу и в корпусе

В связи с малым отношением ширины и диаметров колец подшипника его самоустановка без перекоса на валу или в корпусе затруднена. Для исключения перекоса колец необходимо обеспечивать надежное базирование одного из торцов подшипника. Восприятие осевых сил, действующих на подшипники, и удержание колец от самопроизвольного осевого смещения осуществляют фиксирующими элементами. Функции базирования и фиксирования часто совмещают в одном и том же элементе.

Базирование и фиксирование внутреннего кольца подшипника на валу осуществляют упорными буртами, гайками, концевыми шайбами, пружинными кольцами.

Надежное базирование подшипника качения обеспечивают поджимом внутреннего кольца к торцу заплечика вала или торцу детали, установленной на валу. Прилегание кольца подшипника к торцовой поверхности достигается при высоте заплечика $h = (1{,}4 \div 1{,}5)\,R$, где R – размер фаски или радиуса скругления на внутреннем кольце подшипника (см. рис. 9.3, *а*). Размеры заплечиков для подшипников качения приведены в справочнике [4], элементы конструктивного оформления рассмотрены на с. 167. Если высота заплечика вала или детали не согласована с диаметром внутреннего кольца подшипника, то устанавливают промежуточное кольцо (см. рис. 9.3, *б*). Выступ на промежуточном кольце, показанный на рис. 9.3, *б*, может быть использован для демонтажа подшипника (см. ниж., с. 336).

Допускаемое торцовое биение базирующих буртов приведено в табл. 18.1.

Плотный контакт кольца и упорного бурта может быть обеспечен осевым усилием, действующим на кольцо со стороны тел качения, или специальными фиксирующими элементами: гайкой или концевой шайбой.

Фиксирование гайкой (рис. 18.1, *а*) является надежным, но относительно дорогим способом. От самопроизвольного отвинчивания гайка стопорится шайбой. Для внутреннего уса шайбы в валу выфрезеровывают паз, при изготовлении которого дисковой фрезой допускается частично прорезать опорную поверхность вала. Размеры гаек и стопорных шайб приведены в работах [3, 18].

Фиксирование концевыми шайбами применяют в комбинации с упорным буртом для противоположного торца внутреннего кольца подшипника. Между торцами шайбы и вала предусматривают зазор 1 – 2 мм. В конструкции, приведенной на рис. 18.1, *б*, использована стандартная шайба (ГОСТ 14734 – 69). Для быстровращающихся валов используют нестандартные шайбы с центрирующими пояскими (рис. 18.1, *в*), снижающими дисбаланс собранного вала. При действии значительных осевых сил в направлении концевой шайбы устанавливают два или три винта, стопорение которых обеспечивают отгибными шайбами (рис. 18.1, *а*) или обвязкой проволокой.

Все более широкое применение находит фиксирование подшипников на валу пружинными эксцентрическими *1* (рис. 18.1, *г*, *д*) или концентрическими (приложение 5) кольцами, позволяющее во многих случаях существенно упрощать конструкции узлов. Размеры a, b, s и z образуют замкнутую цепь. Зазор между пружинным кольцом и подшипником $z = a - b - s$ с учетом допусков на размеры a, b и s может колебаться от 0 до 0,3 мм при посадочном диаметре на валу $d = 50 \div 80$ мм. При действии

Таблица 18.1

Допускаемое торцовое биение упорных буртов на валу для подшипников качения

Внутренний диаметр подшипника d, мм	Торцовое биение упорных буртов для шарико- и роликоподшипников классов точности, мкм			
	0	6	5	4
Св. 15 до 50	20	10	7	4
» 50 » 120	25	12	8	6
» 120 » 250	30	15	10	8

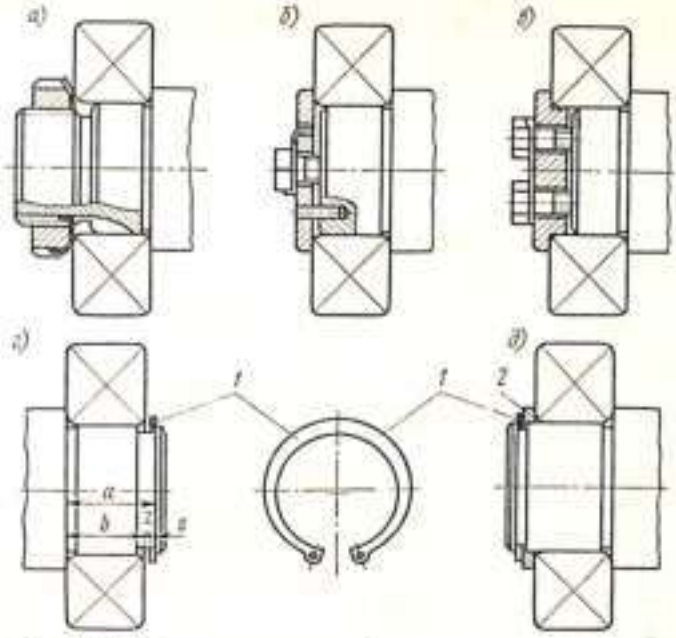


Рис. 18.1. Элементы осевого фиксирования внутренних колец подшипников

осевой силы в направлении пружинного кольца возможен перекос внутреннего кольца подшипника относительно вала вследствие переменной жесткости пружинного кольца по окружности. Использование промежуточного сплошного кольца 2 (рис. 18.1, *д*) позволяет обеспечить более точное базирование кольца подшипника и исключить зазор *z*. Сплошные кольца выполняют с незакругленными кромками и подгоняют по месту подшлифовкой торцов на плоскошлифовальном станке. Монтаж и демонтаж пружинных колец осуществляют специальным инструментом.

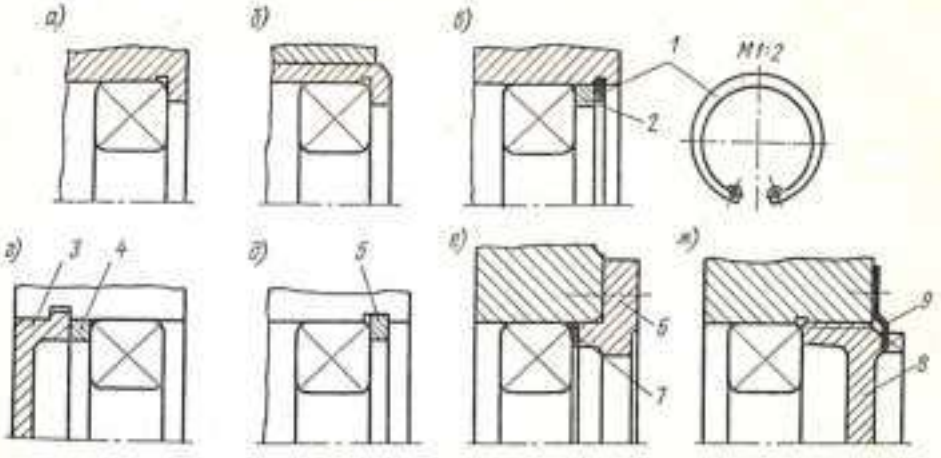


Рис. 18.2. Упорные бурты в корпусе для наружных колец подшипников

Таблица 18.2

Допускаемое торцовое биение упорных буртов в корпусе для подшипников качения

Наружный диаметр подшипника D, мм	Торцовое биение упорных буртов для шарико- и роликоподшипников классов точности, мкм			
	0	6	5	4
До 80	40	20	13	8
Св. 80 до 120	45	22	15	9
» 120 » 150	50	25	18	10
» 150 » 180	60	30	20	12
» 180 » 250	70	35	23	14

Базирование и фиксирование наружного кольца подшипника в корпусе обеспечивают упорными буртами, крышками, винтами, пружинными кольцами и др. деталями.

Упорные бурты в отверстии корпуса (рис. 18.2, *а*) затрудняют растачивание отверстия и применяются сравнительно редко. Чаще изготавливают бурт в стакане (рис. 18.2, *б*), необходимость применения которого может быть обусловлена конструктивной схемой опор и вала. Более технологичным является растачивание отверстий в корпусе на проход с последующим изготовлением канавки, в которую закладывают пружинное кольцо *1* (рис. 18.2, *в*). Сплошное кольцо *2* с нескругленными кромками способствует более точному базированию наружного кольца подшипника. Если корпус выполнен разъемным, для создания упорного бурта можно использовать закладную крышку *3* (рис. 18.2, *г*) или закладное кольцо *5* (рис. 18.2, *д*). Крышки *6*, крепящиеся к корпусу винтами (рис. 18.2, *е*), используют как в разъемных, так и в неразъемных корпусах. Конструирование крышек рассмотрено на с. 338.

Регулирование положения упорного бурта в конструкциях, показанных на рис. 18.2, *в*, *г*, осуществляют подшлифовкой торцов колец *2* и *4*. В конструкции, приведенной на рис. 18.2, *е*, для этой цели может быть использован набор металлических прокладок, устанавливаемых между наружным кольцом подшипника и упорным буртом или между крышкой и корпусом. В первом варианте прокладки имеют простую конструктивную форму и более низкую трудоемкость изготовления. В конструкции, изображенной на рис. 18.2, *ж*, регулирование положения упорного бурта осуществляют резьбовой крышкой *8*, угловое положение которой фиксируют стопором *9*, входящим в прорези на крышке. Допускаемое торцовое биение базирующих буртов в корпусе приведено в табл. 18.2.

Если наружное кольцо подшипника имеет стопорную канавку для пружинного кольца или бурт, то для его базирования и фиксирования используют торцы корпуса и крышки (рис. 18.3, *а*, *б*). В этих вариантах установки подшипников корпус не имеет канавки или бурта, что сни-

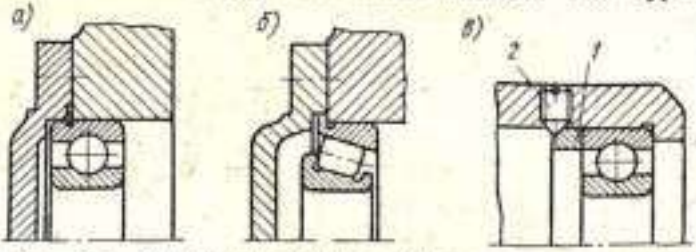


Рис. 18.3. Элементы осевого фиксирования наружных колец подшипников

жает трудоемкость его изготовления. В конструкции, показанной на рис. 18.3, *в*, фиксирование наружного кольца осуществляют кольцом *1* и двумя или тремя винтами *2* (ГОСТ 1476–75), равномерно расположенными по окружности.

§ 18.3. Конструкции опор плавающих валов

Плавающие валы устанавливают на плавающие опоры. В качестве плавающих опор применяют, как правило, радиальные шариковые, роликовые (рис. 18.4) или игольчатые подшипники.

В конструкции опоры, показанной на рис. 18.4, *а*, внутреннее кольцо подшипника зафиксировано на валу и осевое смещение вала происходит за счет скольжения в контакте наружного кольца подшипника и корпуса. Это скольжение осуществляется в условиях, близких к статическим; в этом случае коэффициенты трения и осевые силы значительны, поэтому контактирующие поверхности подвержены изнашиванию. Поэтому подобные конструкции плавающих опор могут быть использованы лишь при компенсации температурных деформаций и погрешностей изготовления вала и корпуса.

В роликовых или игольчатых подшипниках без буртов на наружных (рис. 18.4, *б*) или внутренних кольцах смещение вала относительно корпуса происходит при относительно малой осевой силе, так как коэффициент продольного трения в контактах катящихся роликов значительно меньше коэффициента трения при скольжении без качения.

§ 18.4. Конструкции опор фиксированных валов

Основные конструктивные схемы опор фиксированных валов представлены на рис. 18.5.

В конструктивной схеме 1 одну из опор (на рис. 18.5, *а* правая опора) выполняют фиксирующей, а вторую – плавающей. В зависимости от сочетания и численного значения нагрузок фиксирующую опору конструируют с одним подшипником типа 0000, 1000, 3000, который может воспринимать осевые нагрузки в любом направлении; с двумя подшипниками, каждый из которых может воспринимать осевую нагрузку одного направления; с двумя или тремя подшипниками, один из которых воспринимает радиальную нагрузку, а другие – только осевую. Плавающая опора (рис. 18.5, *а*) компенсирует погрешности изготовления и температурные деформации вала и корпуса, поэтому схема *1* может применяться без ограничения расстояния между опорами.

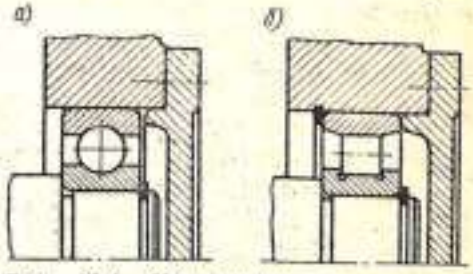


Рис. 18.4. Конструкции плавающих опор

В варианте исполнения фиксирующей опоры, показанной на рис. 18.5, *а*, базирование колец подшипников осуществляют упорными буртами (см. рис. 18.1, 18.2). Для фиксирования внутреннего кольца применяют концевые шайбы, пружинные кольца или

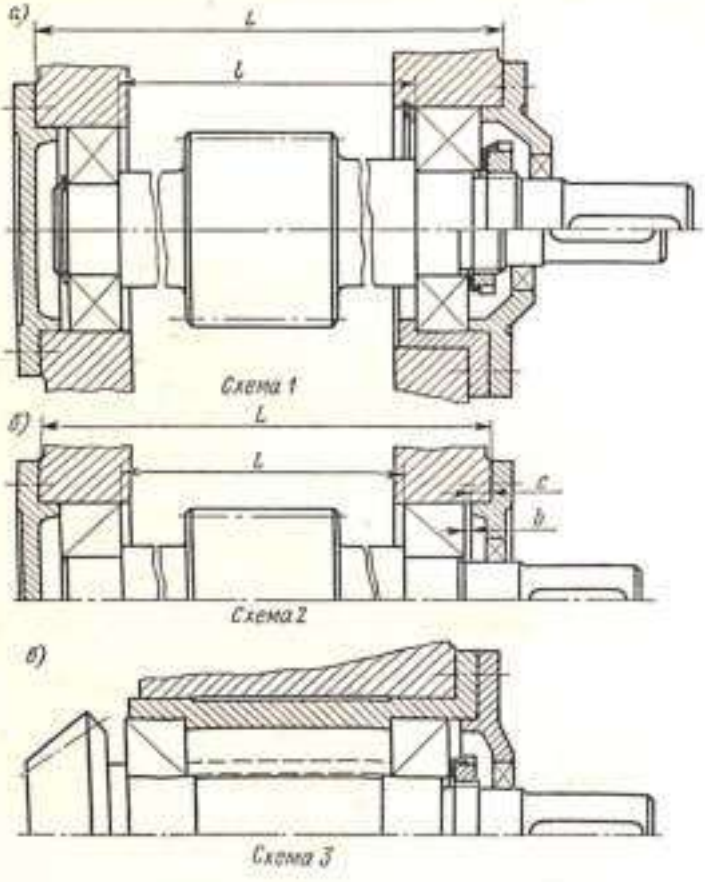


Рис. 18.5. Конструктивные схемы опор фиксированных валов

гайки, а для наружного кольца – крышки или пружинные кольца. Используют также варианты фиксирования, приведенные на рис. 18.3, *а, в*.

Точность осевого фиксирования вала зависит от осевой игры в фиксирующей опоре, а также зазоров между фиксирующими элементами и кольцами подшипника. Осевая игра минимальна в конструкциях фиксирующей опоры с двумя или тремя подшипниками (см. § 18.5).

В конструктивной схеме 2 (рис. 18.5, *б*) обе опоры базируют одинаково с соблюдением принципа зеркальной симметрии: внешние торцы наружных колец подшипников упирают в бурты на корпусе, а противоположные торцы внутренних колец – в бурты на валу. В сечениях вала между опорами от осевых сил действуют напряжения сжатия, поэтому такую схему осевого фиксирования вала называют установкой «в распор». В качестве опор могут быть использованы радиальные (в том числе самоустанавливающиеся) и радиально-упорные подшипники.

Для базирования и фиксирования наружных колец используют, как правило, крышки (см. рис. 18.2, *г, е*). Если герметизация подшипников

не нужна, могут быть использованы пружинные (см. рис. 18.2, *в*), а для разъемного корпуса – закладные кольца (см. рис. 18.2, *д*).

Размеры L, l и c (рис. 18.5, *б*) вала, корпуса и базирующих элементов образуют размерную цепь, что вызывает необходимость назначения соответствующих допусков или использование компенсирующих деталей для регулирования осевой игры.

Если допустимые осевые погрешности установки валов достигают 1–2 мм (например, валов цилиндрических зубчатых передач), а осевые нагрузки ограничены по величине, то применяют радиальные подшипники. Регулирование осевой игры при использовании радиальных подшипников обычно не выполняют. Зазор $b = 0{,}2 \div 0{,}6$ мм обеспечивают соответствующим назначением допусков на размеры L, l и c, поэтому конструктивная схема *2* с радиальными подшипниками может применяться без ограничения расстояния между опорами. При большом расстоянии l между опорами с целью снижения требований к точности изготовления, могут быть использованы компенсационные кольца *2*, *4* (рис. 18.2, *в*, *г*) или набор прокладок *7* (рис. 18.2, *е*).

При действии осевых нагрузок в конструктивной схеме *2* используют радиально-упорные подшипники, к точности регулирования осевой игры которых предъявляют высокие требования (табл. 18.3). Ограничение максимальной осевой игры связано с отрицательным влиянием зазора на распределение нагрузки между телами качения и долговечность опор. Чтобы избежать защемления вала в радиально-упорных подшипниках при сборке узла регламентируют также минимально допустимую осевую игру.

Регулирование осевой игры радиально-упорных подшипников в конструктивной схеме *2* обеспечивают перемещением наружных колец подшипников набором металлических прокладок *7* (см. рис. 18.2, *е*) или подгонкой колец *2*, *4* (см. рис. 18.2, *в*, *г*). Сравнительно редко используют винтовые крышки *8*, устанавливаемые в корпусе (см. рис. 18.2, *жс*). Для регулирования осевого положения вала (например, вала с червячными или коническими зубчатыми колесами) наиболее удобен набор прокладок,

Таблица 18.3

Рекомендуемая осевая игра S_a радиально-упорных подшипников и расстояние l между опорами в конструктивной схеме *2* (рис. 18.5, *б*)

Внутренний диаметр подшипника d, мм	Шариковые подшипники (угол контакта $\alpha = 12°$)		Роликовые подшипники (угол конусности $\alpha = 10 \div 16°$)	
	S_a, мкм	l, мм, менее	S_a, мкм	l, мм, менее
До 30	30 – 50	$8d$	40 – 70	$14d$
Св. 30 до 50	40 – 70	$7d$	50 – 100	$12d$
» 50 » 80	50 – 100	$6d$	80 – 150	$11d$
» 80 » 120	60 – 150	$5d$	120 – 200	$10d$

Примечания: 1. Разность температур вала и корпуса не более 20 °С. 2. Осевую игру радиально-упорных подшипников в конструктивной схеме *3* (рис. 18.5, *в*) можно принять в соответствии с приведенными в данной таблице значениями, а расстояние l между опорами может быть увеличено на 25 %.

которые после регулирования могут быть перераспределены между двумя крышками.

В конструктивной схеме 3 (рис. 18.5, *в*) обе опоры базируют одинаково с соблюдением принципа зеркальной симметрии: внешние торцы внутренних колец подшипников упирают в бурты на валу, а внутренние торцы наружных колец подшипников – в бурты на корпусе. В сечениях вала между опорами от осевых сил действуют напряжения растяжения, поэтому эту схему осевого фиксирования называют установкой подшипников «в растяжку».

В рассматриваемой схеме применяют радиально-упорные шариковые или роликовые подшипники с обязательным регулированием осевой игры, допускаемые пределы изменения которой указаны в табл. 18.3 (см. примечание 2). При одном и том же расстоянии между упорными буртами расчетное расстояние *l* между радиально-упорными подшипниками в конструктивной схеме *3* возрастает по сравнению со схемами *1* или *2*, что позволяет уменьшить углы поворота сечений вала вследствие деформации опор при действии нагрузок на консольных участках.

Для базирования наружного кольца подшипника используют упорные бурты (см. рис. 18.2, *а, б*) и, если это возможно, дистанционные втулки, устанавливаемые между наружными кольцами. Удачные конструктивные решения *возможны при* использовании радиально-упорных роликовых *подшипников исполнения* 67 000 с бортом на наружном кольце (рис. 18.3, *б*).

Для регулирования осевой игры используют гайки или комбинацию гайки для одного из подшипников и бурта для другого подшипника. Для исключения перетягивания подшипников и создания более точной базы следует использовать дистанционные втулки, устанавливаемые между внутренними кольцами подшипников.

Так как при регулировании осевой игры перемещают внутреннее кольцо подшипника, его посадка на вал должна быть выполнена ослабленной с допуском h6 или j,6. При циркуляционном нагружении внутреннего кольца в рассматриваемом сопряжении возможно развитие контактной коррозии. Для снижения износа посадочную поверхность вала следует закаливать.

Регулирование осевого положения вала наиболее просто осуществляется при использовании двух гаек на валу. В отдельных случаях (например, опор валов конических передач) опоры устанавливают в стакан, который фиксируют в корпусе в данном осевом положении (см. с. 364).

Для выбранной конструктивной схемы подбор подшипников качения осуществляют по динамической грузоподъемности *C* (см. с. 192) для рассчитанных диаметров валов (см. с. 166) с учетом ограничений, накладываемых на размеры посадочных мест в корпусе.

§ 18.5. Конструкции фиксирующих опор

Примеры конструктивного исполнения фиксирующих опор для конструктивной схемы *1* с двумя радиальными или радиально-упорными подшипниками представлены на рис. 18.6. Варианты конструктивного исполнения отличаются способом регулирования осевой игры и угловой жесткостью опор.

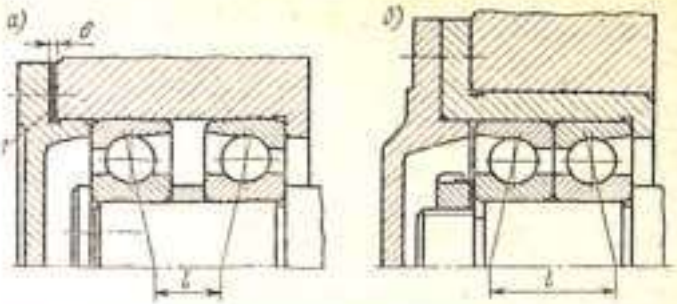


Рис. 18.6. Конструкции фиксирующих опор с двумя радиально-упорными подшипниками

В конструкции опоры, показанной на рис. 18.6, *а*, регулирование осевой игры осуществляют перемещением наружных колец подшипников. Регулирование удобно выполнять набором металлических прокладок *1*, устанавливаемых между крышкой и корпусом (рис. 18.6, *а*) или между крышкой и наружным кольцом подшипника (см. рис. 18.2, *е*). В предварительно собранном узле без установки прокладок замеряют зазор Δ между крышкой и корпусом, набирают комплект металлических прокладок суммарной толщины $\delta = \Delta + S_н$ (выбор $S_н$ см. в табл. 18.4) и окончательно собирают узел.

В конструкции опоры, показанной на рис. 18.6, *б*, регулирование осевой игры осуществляют перемещением внутренних колец подшипников винтами через концевую шайбу или гайкой. Для строгой регламентации натяга в фиксирующую опору устанавливают комплект подшипников исполнения 206 000, внутренние торцы внутренних колец которых подшлифованы на подшипниковом заводе.

При регулировании осевой игры радиальных или радиально-упорных подшипников в фиксирующей опоре винтом через самоустанавливающуюся шайбу *1* не обеспечивается базирование наружного кольца подшипника (рис. 18.7). Равномерное давление на торец наружного кольца, создаваемое самоустанавливающейся шайбой, не может уравновесить осевые силы от реакций роликов, действующие по части дуги окружности наружного кольца подшипника. При действии этих сил наружное кольцо подшипника перекашивается и подвергается неплоской деформации, которая вызывает неравномерное распределение нагрузки вдоль ро-

Таблица 18.4

Рекомендуемая осевая игра $S_н$ (мкм) радиально-упорных подшипников, используемых в фиксирующих опорах (рис. 18.6)

Внутренний диаметр подшипника d, мм	Угол α, ...°			
	12°	26, 36°	10 – 16°	25 – 29°
	Шариковые подшипники		Роликовые подшипники	
До 30	20 – 40	10 – 20	20 – 40	–
Св. 30 до 50	30 – 50	15 – 30	40 – 70	20 – 40
» 50 » 80	40 – 70	20 – 40	50 – 100	30 – 50
» 80 » 120	50 – 100	30 – 50	80 – 150	40 – 70

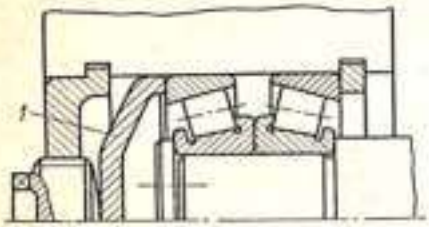


Рис. 18.7. Неработоспособная конструкция фиксирующей опоры

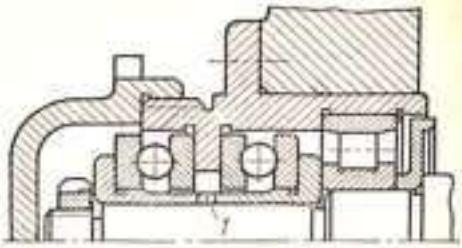


Рис. 18.8. Конструкция фиксирующей опоры с радиальным и упорными подшипниками

ликов, снижение долговечности опоры и износ опорной поверхности в корпусе. В связи с отмеченными недостатками эта конструкция фиксирующей опоры *не рекомендуется* к применению.

Долговечность фиксирующей опоры удается повысить, если радиальную и осевую нагрузки воспринимают разные подшипники. В прогрессивной конструкции фиксирующей опоры на рис. 20.2 использован радиально-упорный подшипник исполнения 176 000, в котором необходимая осевая игра обеспечена при изготовлении подшипника и в процессе сборки не регулируется. Чтобы радиально-упорный подшипник воспринимал только осевые нагрузки, между наружным кольцом и посадочным отверстием предусматривают зазор $z = 0{,}2 \div 0{,}5$ мм. Регулирование осевой игры в конструкции, показанной на рис. 18.8, осуществляют кольцом *1*.

§ 18.6. Посадки подшипников качения

Внутренний и наружный диаметры подшипников качения изготавливают с относительно малыми отклонениями от номинальных размеров. Требуемый характер посадки колец обеспечивают выбором соответствующих отклонений размеров сопряженных деталей. Посадки назначают в зависимости от режима работы подшипника и вида нагружения колец. Различают местное, циркуляционное и колебательное нагружение колец.

При *местном нагружении* кольцо не вращается относительно вектора нагрузки, одни и те же участки воспринимают внешнюю нагрузку и могут быть подвержены интенсивному изнашиванию. Для колец с местным нагружением используют посадки, не гарантирующие натяга. Возможное медленное вращение кольца относительно детали, на которой оно установлено, является положительным явлением, поскольку при этом нагрузку будут воспринимать различные участки кольца.

При *циркуляционном нагружении* кольцо подшипника вращается относительно вектора нагрузки. Для обеспечения надежности опоры кольцо подшипника с циркуляционным нагружением устанавливают с натягом. Надежность узла снижается, если циркуляционно нагруженное кольцо устанавливают с зазором, так как при этом неизбежно перекатывание кольца по сопряженной детали. При перекатывании кольца происходит обмятие и изнашивание контактирующих поверхностей, что вызывает увеличение посадочного зазора.

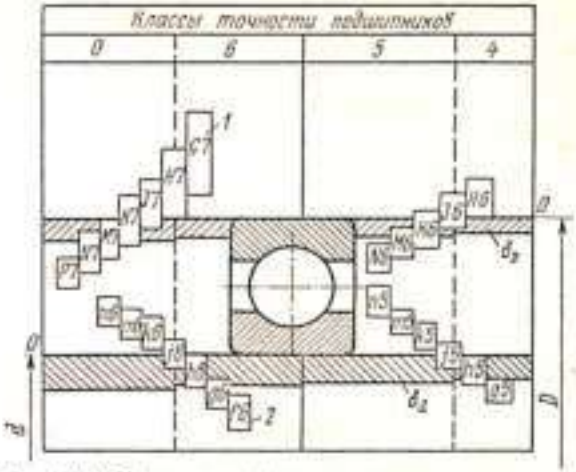


Рис. 18.9. Схема полей допусков колец подшипников качения, вала и отверстия при различных посадках:

1 – поля допусков отверстия в корпусе; *2* – поля допусков вала; δ_D – поле допуска наружного кольца; δ_d – поле допуска внутреннего кольца

При *колебательном нагружении* вектор нагрузки перемещается относительно кольца подшипника, но не совершает полных оборотов. Для ограничения обкатывания кольца с колебательным нагружением по сопряженной детали выбирают посадки с натягом.

Схемы полей допусков колец подшипников качения и сопряженных деталей представлены на рис. 18.9. Поле допуска внутреннего кольца подшипника располагается в сторону вала, соединение кольца с валом оказывается более плотным, чем при обычных посадках в системе отверстия. Шероховатость посадочных поверхностей для подшипников качения представлена в табл. 18.5, а рекомендуемые поля допусков для радиальных и радиально-упорных подшипников – в табл. 18.6. Если при циркуляционном нагружении кольца подшипников передвигают вдоль оси вала или отверстия при регулировании осевой игры, то их посадка

Таблица 18.5

Параметр шероховатости R_a (мкм) для подшипников качения

Посадочная поверхность	Подшипники классов точности	Номинальные диаметры, мм	
		До 80	Св. 80 до 500
На валу	0 6, 5 4	1,25 – 1,0 0,63 – 0,50 0,32 – 0,25	2,5 – 2,0 1,25 – 1,0 0,63 – 0,50
В отверстии корпуса	0 6, 5 и 4	1,25 – 1,0 0,63 – 0,50	2,5 – 2,0 1,25 – 1,0
Заплечики на валу и в корпусе	0 6, 5 и 4	2,5 – 2,0 1,25 – 1,0	2,5 – 2,0 2,5 – 2,0

Таблица 18.6

Поля допусков валов и отверстий для радиальных и радиально-упорных подшипников классов точности 0 и 6, не перемещаемых при регулировании

Нагружение колец	Режим работы	Обозначение поля допуска	
		для вала	для отверстия
Местное	A, B, C	h6 j_s6	*H7* J_s7
Колебательное	A, B, C	j_s6	K7
Циркуляционное	A B C	k6 m6 n6	K7 M7 N7

Примечание. A – легкий режим, нагрузка спокойная с кратковременными перегрузками; B – средний режим, нагрузка спокойная с непродолжительными перегрузками и умеренными толчками; C – тяжелый режим, длительная работа с максимальными нагрузками или нагрузка с сильными толчками и вибрацией.

должна быть принята более свободной. Одно из колец (тугое) упорных шариковых и роликовых подшипников устанавливают на валу по посадке j_s6, а свободное кольцо упорного подшипника монтируют в корпус с зазором, обеспечивающим самоустановку в радиальном направлении.

§ 18.7. Монтаж и демонтаж подшипников качения

Неправильный и небрежный монтаж и демонтаж является одной из основных причин преждевременного разрушения подшипников. При монтаже необходимо обеспечивать соосность и отсутствие перекосов подшипника относительно посадочной поверхности. Перекосы колец затрудняют посадку и приводят к образованию задиров на посадочных поверхностях, а в отдельных случаях – к разрыву колец подшипников. Соосному положению способствуют фаски на посадочной поверхности, а снижению перекосов – центральное приложение усилия запрессовки. Во всех случаях монтажа во избежание вмятин на беговых дорожках недопустимо передавать усилие запрессовки через тела качения. Усилие запрессовки резко снижается при подогреве подшипников перед сборкой в масляной ванне до температуры 100 – 120 °С. У правильно смонтированного подшипника внутреннее кольцо должно плотно прилегать по всей окружности к упорному бурту.

У наружных колец, подвергающихся местному нагружению, посадка ослаблена, что существенно облегчает сборку. Для посадки подшипников в корпус с натягом применяют прессы и монтажные стаканы или оправки.

Демонтаж подшипников, смонтированных на валу или корпусе с натягом, осуществляют на прессе или при помощи винтовых съемников. Для съема подшипника может быть использована деталь *2*, смежная с подшипником (рис. 9.3, *б*).

§ 18.8. Стаканы и крышки

Стаканы применяют для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с фиксирующими опорами (рис. 18.10). Наиболее часто стаканы используют в конических передачах, где требуется точная установка и регулирование относительного положения зубчатых колес.

Толщину δ_c стенок литых стаканов из чугуна марки СЧ 15–32 выбирают в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника в соответствии с данными, приведенными ниже:

Диаметр отверстия для стакана или крышки, мм	21–35	38–60	63–75	80–95	100–150
Толщина стенки стакана δ_c, мм	4	5–6	6–8	8–9	10–12
Толщина стенки крышки δ_c, мм	4	5	6	7	7
Диаметр винта d, мм	5	6	8	8	10
Число винтов z	3	4	4	4	6

Наружный диаметр стакана $D_c \approx D + 2\delta_c$ округляют до ближайшего стандартного числа по ГОСТ 6636–69* из ряда *R*40. Толщину упорного бурта δ_1 и толщину фланца δ_2 принимают равной толщине δ_c стенок (рис. 18.10). Высоту t упорного бурта назначают в соответствии с рекомендациями [4] в зависимости от размеров подшипника качения. Для шлифуемого бурта канавка должна быть выполнена в соответствии с рис. 9.2. Если осевая сила направлена в сторону, противоположную бурту, то можно использовать более технологичную конструкцию стакана с пружинным кольцом, заменяющим бурт (см. рис. 18.2, *б*).

Диаметр и количество винтов для крепления стаканов принимают в зависимости от диаметра стакана или крышки (см. выше). Диаметр фланца выполняют минимальным (рис. 18.10)

$$D_\phi = D_c + (4{,}2 \div 4{,}4)\, d, \qquad (18.1)$$

где d – диаметр винта.

Для снижения массы корпуса допускается свисание стакана $b \approx (1{,}5 \div 2{,}0)\,\delta_c$. Проточка, выполненная на наружной поверхности стакана, облегчает сборку и уменьшает длину шлифуемой поверхности. Если стакан в процессе сборки неоднократно перемещают вдоль оси отверстия, то предусматривают посадку H7/h6 или H7/j$_s$6. Более надежной является

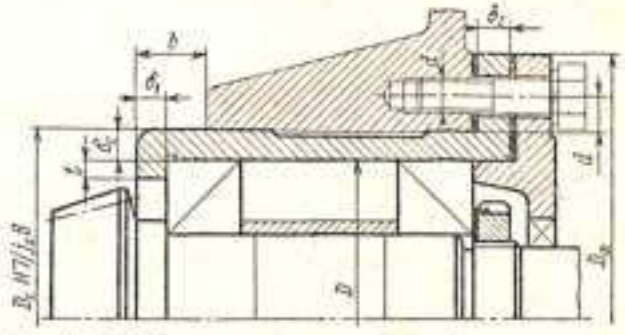


Рис. 18.10. Конструкция стакана для фиксирующих опор или опор конических зубчатых колес

посадка H7/k6, которая может быть применена в том случае, если регулирование осевого положения стакана не требуется.

Заготовки крышек получают литьем из чугуна марки СЧ 15–32, реже из стали. Крышки с отверстием для прохода вала должны быть выполнены с центрирующим пояском (рис. 18.11), обеспечивающим соосность вала и уплотнения. Форма крышек определяется конструкцией опоры и элементами осевого фиксирования подшипников. Если элементы, фиксирующие подшипник на валу, позволяют конструировать крышку плоской, то наружную поверхность следует выполнять с обрабатываемым приливом для головок крепежных винтов (рис. 18.11, *а*). Обработка такого прилива может быть выполнена на токарном или фрезерном станке на проход с наименьшими затратами. При неплоской форме крышки опорная поверхность для головок винтов может быть обработана на сверлильных (рис. 18.11, *б*) и токарных станках. В условиях крупносерийного и массового производства отливку крышек целесообразно производить в оболочковые формы или кокиль, что позволяет исключить обработку опорной поверхности под головки винтов.

Диаметр d и количество z винтов для крепления крышек выбирают в зависимости от диаметра отверстия D (см. с. 337). Оси отверстий для крепежных винтов размещают на расстоянии d от стенки отверстия в корпусе, так же, как и на рис. 18.10. Наружный диаметр крышки определяют по формуле (18.1), где $D_c = D$, а минимальную толщину стенки $\delta_к$ по с. 337. Толщину фланца увеличивают $[\delta_1 = (1{,}2 \div 1{,}3)\,\delta_к]$, а толщину *центрирующего пояска уменьшают* $[\delta_2 = (0{,}8 \div 0{,}9)\,\delta_к]$ по сравнению с минимальной толщиной крышки $\delta_к$ (рис. 18.11, *в*). Размер c центрирующего пояска должен быть ограничен, чтобы поясок не мешал установке крышки по основной базовой поверхности – фланцу. Обычно принимают $c = (1 \div 1{,}5)\,b$, где b – ширина канавки. Если центрирующий поясок обеспечивает соосность уплотнения и вала, то на диаметр пояска назначают допуск *h*8. Для удобства разборки крышек с центрирующим пояском предусматривают два резьбовых отверстия, расположенных на одном диаметре. Такие крышки легко снимают с корпусной детали при помощи винтов, вворачиваемых в эти отверстия. В наибольшей степени требованиям техники безопасности отвечают конструкции, показанные на *рис. 18.11, б*, с креплением крышек винтами, утопленными во фланце (крепление «впотай»). Такая конструкция обеспечивает также лучший внеш-

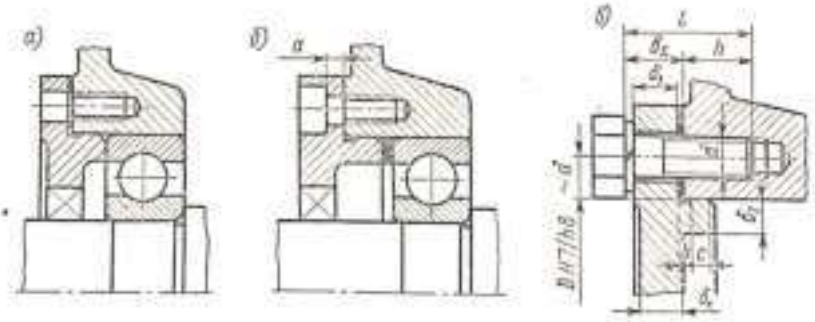


Рис. 18.11. Конструкции винтовых крышек с отверстием для прохода вала

ний вид узла, однако при увеличенной толщине фланца $\delta_1 = (1{,}8 \div 2{,}0)\,\delta_к$.

Глубину h завинчивания винта в корпусную деталь определяют в соответствии со с. 316 в зависимости от материала корпуса. Для крепления крышек и стаканов используют винты из сталей марок 20, Ст3 с пределом прочности $\sigma_в = 400 \div 500$ МПа. Ориентировочную длину винта $l = h + \delta_\Sigma$ (δ_Σ – суммарная толщина фланца, прокладки и других прикрепляющих деталей, рис. 18.11, *в*) округляют в бóльшую сторону до ближайшего стандартного значения l для принятого типа и диаметра винта. Глубина завинчивания винта в корпус составляет $h = l - \delta_\Sigma$ (рис. 18.11, *в*). Проверку достаточности резьбы на винте, назначение глубины сверления и нарезания резьбы выполняют в соответствии с указаниями на с. 315 и в работе [3].

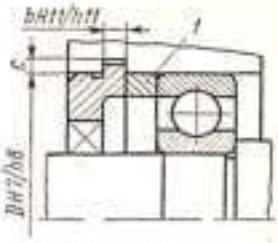


Рис. 18.12. Конструкция закладной крышки

Если корпус выполнен разъемным, то могут быть использованы закладные крышки (рис. 18.12). Трудоемкость изготовления и монтажа узлов с закладными крышками ниже, чем с винтовыми, из-за отсутствия крепежных отверстий и винтов. Недостатком врезных крышек является усложнение расточки отверстий с канавками для кольцевых выступов и возможное просачивание масла.

Минимальная толщина стенок закладных крышек может быть принята по с. 337. Ширину b и глубину c паза назначают в зависимости от минимальной толщины стенки: $b = (0{,}8 \div 1{,}2)\,\delta_к$; $c = (0{,}6 \div 0{,}7)\,\delta_к$. Для регулирования осевой игры между закладной крышкой и подшипником может быть установлено кольцо *1*, высоту которого определяют при сборке узла.

§ 18.9. Конструкции опор сателлитов

Установка сателлита на ось, не вращающуюся относительно вектора нагрузки (рис. 18.13), с опорой, встроенной в сателлит, позволяет сократить осевые габаритные размеры узла. Наибольшее распространение такая конструкция получила в планетарных передачах типа *А*. Полый сателлит имеет меньшую массу, создает меньшие центробежные нагрузки при вращающемся водиле. Однако в этом случае относительно вектора нагрузки вращается наружное кольцо подшипника [$V = 1{,}2$, см. формулу (10.3)], что неблагоприятно сказывается на долговечности опоры.

При высокой твердости поверхностей зубьев по мере увеличения длительности работы передачи и уменьшения параметра p диаметральные габаритные размеры передачи типа *А* могут определяться не прочностью зацеплений, а работоспособностью подшипников качения сателлитов. Для повышения долговечности опор переходят от шариковых подшипников типа 0000 (рис. 18.13, *а*) к роликовым радиальным (исполнения 12000 или 42000, рис. 18.13, *в*, *г*) или радиально-упорным подшипникам типа 7000 (рис. 18.13, *д*). Сравнение основных параметров подшипников различных типов и серий дано на рис. 10.1.

В вариантах конструкции опор, приведенных на рис. 18.13, *а* – *г*, для снижения неравномерности распределения нагрузки между сателлитами и по ширине зубчатых венцов целесообразна комплектация опор подшип-

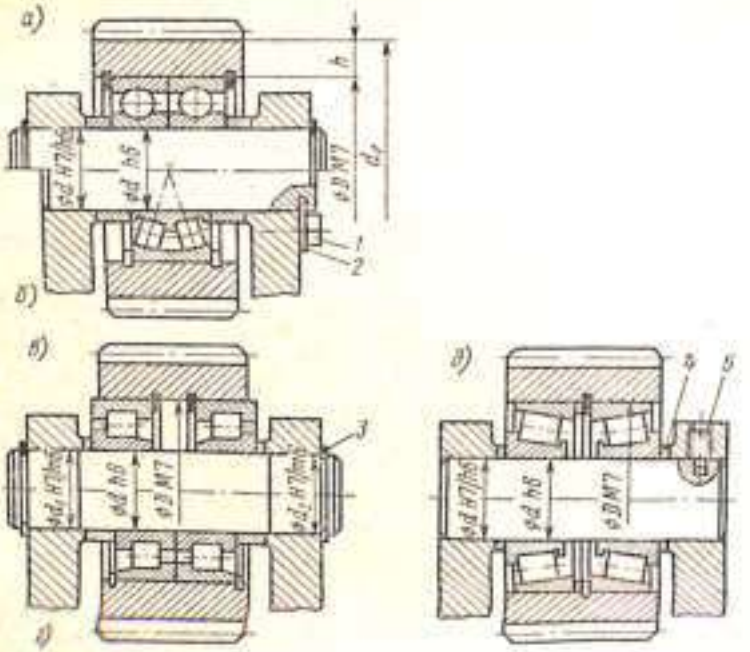


Рис. 18.13. Конструкции узлов сателлитов с подшипниками в отверстии обода

никами качения с одинаковыми зазорами в пределах всего планетарного ряда без регулирования осевой игры в процессе сборки. При сборке с коническими подшипниками регулирование осевой игры осуществляют подшлифовыванием колец *4*, рис. 18.13, *д*.

В прямозубых планетарных передачах *А*, имеющих не более одного плавающего звена, в качестве опоры сателлита эффективно использование самоустанавливающегося сферического подшипника (рис. 18.13, *б*), который позволяет выравнивать удельные нагрузки в зацеплениях. Однако применение одного или двух подшипников, установленных на малом расстоянии друг от друга, недопустимо для косозубых и двухвенцовых сателлитов, испытывающих действие опрокидывающих моментов в зацеплениях. Для уменьшения углов перекоса зубьев в зацеплениях под действием опрокидывающих моментов или из-за разности зазоров в подшипниках следует увеличивать расстояние между подшипниками. В этом случае наружные кольца подшипников могут выходить за пределы обода сателлита (рис. 18.13, *в*), но не более чем на 1/3 ширины подшипника.

Фиксирование сателлита относительно встроенной опоры осуществляют при помощи разрезных пружинных колец прямоугольного поперечного сечения. При установке пружинных колец по краям сателлита (рис. 18.13, *а, б, г*) облегчается демонтаж подшипников, а при установке между подшипниками (рис. 18.13, *в, д*) может быть увеличено расстояние между подшипниками.

Фиксирование оси сателлита обеспечивают пружинными кольцами *3* (рис. 18.13, *в, г*) или планкой *2* (рис. 18.13, *б*), которая входит в прорезь

на оси и крепится к водилу двумя винтами *1*. Винты для предупреждения самоотвинчивания перевязывают проволокой. Реже используют стопорные винты *5*, установленные по радиусу в щеке водила (рис. 18.13, *д*).

Подбор подшипников качения в передачах типа *А* выполняют по динамической грузоподъемности *С*. При малых толщинах обода *h* падает изгибная выносливость зубьев, в связи с этим рекомендуется принимать $h \geq 0{,}5m\sqrt{z_g}$ (m, z_g – модуль и число зубьев сателлита) и наружный диаметр подшипника $D \leqslant d_f - 2h$. Если встроенную опору требуемой долговечности не удается разместить в заданных диаметральных габаритных размерах, то прибегают к одной из перечисленных мер или их сочетанию: предусматривают периодическую замену подшипников [$n_{1ш} > 0$, см. формулу (10.6)], увеличивают диаметральные габаритные размеры передачи или используют нестандартные опоры с принудительной проточной смазкой.

Нестандартные опоры передач типа А (рис. 18.14) выполняют с цилиндрическими бомбинированными роликами. Диаметр D_1 отверстия в сателлите увеличивают вплоть до ограничений, определяемых изгибной выносливостью зубьев и обода. Приближенно можно принять $D_1 \approx d_f - m\sqrt{z_g}$. Беговые дорожки непосредственно на внутренней поверхности обода сателлита и оси выполняют по 5–6 квалитету, обеспечивают твердость рабочих поверхностей более 60 HRC, шероховатость не ниже $R_a = 0{,}16$ по СТ СЭВ 638–77. На ступенчатой оси сателлита (рис. 18.14, *б*) предусматривают канавки для выхода шлифовального круга. При проектировании стремятся как можно шире использовать детали стандартных подшипников или подшипники исполнения 502000 без наружного кольца (рис. 18.14, *а*).

Фиксирование сателлита осуществляют шлифованными шайбами *1*, *2*, *3* ($R_a = 0{,}16$) с твердостью 58–61 HRC, которые устанавливают в ободе между роликами и пружинными кольцами, а на оси – между роликами и щеками водила (рис. 18.14, *б*).

Проточная смазка из расчета 0,5–1 л/мин на 10 кН нагрузки позволяет повысить долговечность подшипников в 2–2,5 раза [см. формулу (10.10)]. Смазка подается под давлением 0,2–0,4 МПа через сверления в водиле и оси сателлита (рис. 18.14, *б*). Деталь *4*, устанавливаемая

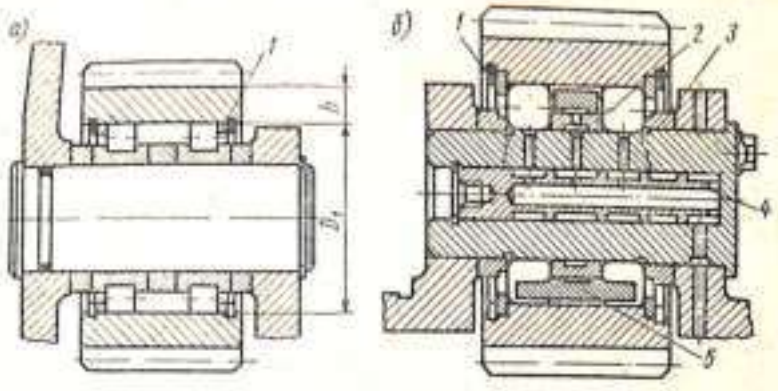


Рис. 18.14. Конструкции узлов сателлитов с нестандартными подшипниками качения в отверстии обода

внутри оси сателлита, при вращающемся водиле обеспечивает грубую очистку масла.

Наибольшая расчетная долговечность роликоподшипника с наружным диаметром D_1 и шириной b достигается при использовании коротких цилиндрических роликов: *диаметр ролика* $D'_w \approx 0{,}2D_1$; *длина ролика* $l'_p \approx D'_w$ [30]. Рекомендуемые значения D'_w и l'_p округляют до ближайших величин D_w и l_p в соответствии с сортаментом цилиндрических роликов [4, стр. 538]. Для особо ответственных узлов выбирают ролики класса точности I при разноразмерности роликов по диаметру не более 1 мкм.

Число рядов роликов $K \approx b/(C_c l_p)$ принимают в зависимости от ширины подшипника b. Коэффициент $C_c = 1 \div 3$ зависит от конструктивного оформления элементов осевого фиксирования, от конструктивных особенностей сепаратора и от числа рядов роликов. Наименьшее значение C_c будет у бессепараторных подшипников, большее – у подшипников с массивным сепаратором при $K > 2$.

Число роликов (в одном ряду тел качения) выбирают из соотношения $z'_p \approx \pi(D_1 - D_w)/(D_w K_c)$. Найденную величину округляют до ближайшего целого значения z_p. Коэффициент заполнения сепаратора роликами зависит от прочности сепаратора, условий теплоотвода и конструктивного исполнения сепаратора. Для быстроходного подшипника с массивным сепаратором $K_z \geqslant (1{,}17 \div 1{,}19) + 1{,}7/D_w$. Центрирование сепаратора 5 осуществляют по оси сателлита (рис. 18.14, *б*). В этом случае центробежные нагрузки, действующие на сепаратор и ролики, не нагружают опору.

При относительно низкой частоте вращения ($d_m n < 120\,000$ мм·мин$^{-1}$) возможно использование бессепараторных опорных узлов. Такие подшипники существенно проще и дешевле подшипников с сепаратором, имеют большее число роликов и, следовательно, более высокую несущую способность. Однако применение их при высокой частоте вращения нежелательно из-за повышенного трения роликов друг о друга, которое приводит к высокой теплонапряженности. Для предотвращения возможного перекоса роликов и снижения трения полный окружной зазор (мм) между роликами в полностью укомплектованном подшипнике должен быть выдержан в диапазоне $t = (0{,}1 + 0{,}2)\, z_p$. Если это условие не соблюдается, необходимо произвести пересчет диаметров D_1 или D_w.

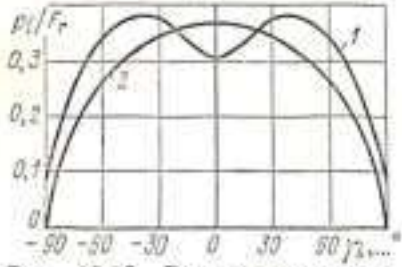


Рис. 18.15. Распределение нагрузки между роликами встроенного подшипника качения сателлита (p_i/F_r – относительная реакция i-го ролика, находящегося под углом γ_i к вектору радиальной нагрузки на подшипник)

Радиальная деформация обода усилиями в зацеплениях вызывает перераспределение нагрузки между телами качения. При назначении зазора из основного ряда [4, с. 163] характерное распределение нагрузки представлено на рис. 18.15 кривой *1*. Назначение диаметрального зазора из дополнительного ряда 9 с учетом радиальной деформации обода сателлита позволяет получить распределение нагрузки между роликами, приближающееся к оптимальному (кривая 2 на рис. 18.15). При этом расчетная долговечность подшипника в зависимости от расчетной радиальной нагрузки на подшипник F_r составляет

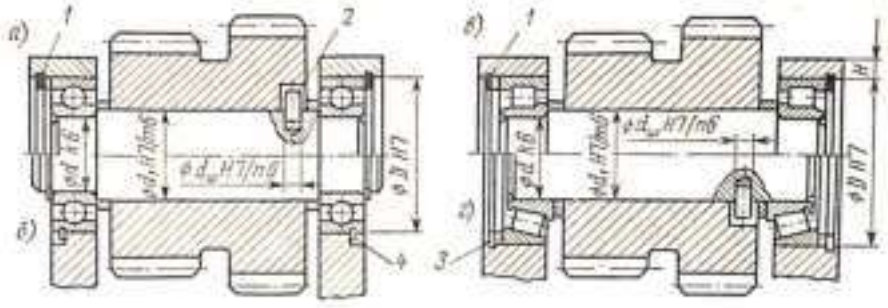


Рис. 18.16. Конструкции узлов сателлитов с подшипниками качения в отверстиях щек водила

$$L_{max} = K_v F_r^{-4} K_z^{-3} l_\Sigma^{3,11} D^{4,3}, \qquad (18.2)$$

где l_Σ – суммарная рабочая длина роликов без фасок, мм; K_v – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между роликами и по их длине, для рекомендуемых зазоров в опорах сателлитов $K_v \approx 3{,}4 \cdot 10^7$.

Установка сателлитов на вращающуюся ось и подшипники, размещенные в щеках водила (рис. 18.16), позволяет увеличить расстояние между опорами, что способствует уменьшению перекоса двухвенцовых сателлитов в передачах типа *B*, *C* и 3*k* под действием опрокидывающих моментов.

Снижения перекоса сателлита добиваются также выбором подшипников с уменьшенным диаметральным зазором по дополнительному ряду 6 или 1 [4, с. 161] соответственно для шариковых и роликовых подшипников или за счет регулирования осевой игры.

Базирование и фиксирование наружных колец подшипников в водиле осуществляют пружинными кольцами *1* или *4* (рис. 18.16, *а* – *г*). Вариант установки пружинных колец *4* возможен только при использовании подшипников исполнения 50000. В случае использования конических подшипников (рис. 18.16, *г*) дистанционные кольца *3* служат для регулирования осевой игры подшипников и увеличивают осевую жесткость разрезных пружинных колец.

С помощью штифтов *2* осуществляют осевое и угловое фиксирование сателлита относительно оси.

Подбор подшипников выполняют по динамической грузоподъемности *C*, рассчитываемой по формуле (10.9) с использованием расчетных схем, приведенных на с. 112. Из условия сборки передачи наружный диаметр щеки неразъемного водила должен быть меньше диаметра вершин колес с внутренними зубьями. Это должно учитываться при определении наибольшего допустимого наружного диаметра подшипника *D* [можно принять $H \geqslant (7 \div 10)$ мм, рис. 18.16].

Назначение полей допусков для посадок подшипников на ось или в отверстие в сателлите или водиле необходимо производить в соответствии с указаниями в табл. 18.6.

Глава 19

СМАЗЫВАНИЕ. СМАЗОЧНЫЕ И УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА. РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА НАГРЕВ

§ 19.1. Смазочные материалы

Смазочные материалы в машинах применяют с целью уменьшения интенсивности изнашивания, снижения сил трения, отвода от трущихся поверхностей теплоты и продуктов изнашивания, а также для предохранения деталей от коррозии. Снижение сил трения благодаря смазке обеспечивает повышение КПД машин. Кроме того, бо́льшая стабильность коэффициента трения и демпфирующие свойства слоя смазочного материала между взаимодействующими поверхностями способствуют снижению динамических нагрузок, увеличению плавности и точности работы машин.

В зависимости от условий работы применяют жидкие, пластичные и твердые смазочные материалы. Наибольшее распространение имеют нефтяные жидкие масла. К ним относятся индустриальные масла общего назначения и специальные масла, первоначальное назначение которых отражено в их названиях: турбинные (для смазывания подшипников и вспомогательных механизмов турбоагрегатов), авиационные, трансмиссионные, автомобильные и т. д. Практическое применение специальных масел значительно шире их первоначального назначения. Сведения о вязкости и температуре застывания распространенных базовых масел (без присадок) приведены в табл. 19.1.

Имеющиеся в настоящее время синтетические масла обладают лучшими показателями по температуре застывания, температуре вспышки и зависимости вязкости от температуры. Из-за сравнительно высокой стоимости этих масел они используются только в тех случаях, когда нефтяные масла неприменимы.

Пластичные смазочные материалы представляют собой загущенные масла или смеси масел с включением различных присадок. Для них свойственно отсутствие свободной текучести и способность удерживаться на смазываемых поверхностях независимо от их ориентации в пространстве. Наибольшее распространение имеют смазочные материалы, приведенные в табл. 19.2.

Твердые смазочные материалы (графит, дисульфид молибдена и др.) применяют в том случае, если невозможно применение жидких или пластичных смазочных материалов, например, когда недопустимо их попадание в рабочую среду или когда из-за условий работы пар трения (агрессивная среда, температура, радиация и пр.) обычные смазки неработоспособны. Часто дисульфид молибдена добавляют к жидким маслам и пластичным смазочным материалам для улучшения их противозадирных свойств. Графит также используется как компонент в графитной смазке (ГОСТ 3333—55), применяемой для смазывания открытых зубчатых колес прокатных станов, рессор автомобилей и других высоконагруженных узлов трения.

Таблица 19.1

Нефтяные смазочные масла

Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с, при 50 °С (при 100 °С)	Температура застывания, °С	Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с, при 50 °С (при 100 °С)	Температура застывания, °С
Индустриальные (ГОСТ 20799–75)*:			Турбинные (ГОСТ 32–74):		
И-5А	4–5	–25	$Т_{22}$	20–23	–15
И-8А	6–8	–20	$Т_{30}$	28–32	–10
И-12А	10–14	–30	$Т_{46}$	44–48	–10
И-20А	17–23	–15	$Т_{57}$	55–59	–
И-25А	24–27	–15	Авиационные (ГОСТ 21743–76):		
И-30А	28–33	–15	МС-14	92(14)	–30
И-40А	35–45	–15	МС-20	161(20,5)	–18
И-50А	47–55	–20	МК-22	192,5(22)	–14
И-70А	65–75	–10	МС-20С	–(20)	–18
И-100А	90–118	–10			

* Для передач общего назначения следует выбирать индустриальные масла.

Таблица 19.2

Пластичные смазочные материалы

Смазочный материал	ГОСТ	Температурные пределы работоспособности, °С	Область применения
Смазка универсальная среднеплавкая (солидол жировой) УС-2	1033–79	(–25) – (+65)	Узлы трения скольжения и качения
Солидол синтетический С	4366–76	(–20) – (+65)	Заменитель УС-2
Смазка жировая 1-13	1631–61	(–20) – (+110)	Подшипники качения: для повышения химической стабильности вводятся присадки
Смазка ЦИАТИМ-201	6267–74	(–60) – (+90)	Приборы и механизмы, эксплуатируемые при низких температурах
Смазка ЦИАТИМ-202	11110–75	(–50) – (+120)	Подшипники качения, работающие в широком диапазоне температур
Смазка ЦИАТИМ-203	8773–73	(–50) – (+90)	Механизмы, работающие при высоких удельных нагрузках

§ 19.2. Выбор вязкости масла

Экономичность и долговечность машин в большой степени зависят от правильности выбора смазочного материала. Обычно значения коэффициентов трения в парах трения снижаются с ростом вязкости смазочного материала, но вместе с тем повышаются гидромеханические потери на перемешивание смазочного материала. Вопрос правильного выбора вязкости масла сводится к определению некоторого оптимального ее значения на основе опыта изготовления и эксплуатации узлов машин, а также рекомендаций теории смазывания.

Для смазывания зубчатых передач со стальными зубьями ориентировочное значение вязкости масла определяется по рис. 19.1 (заштрихованная зона) в зависимости от фактора $\chi_{з.п}$ [36]

$$\chi_{з.п} = 10^{-5} H_{HV} \sigma_H^2 / v, \qquad (19.1)$$

где H_{HV} – твердость по Виккерсу активных поверхностей зубьев; σ_H – контактные напряжения, МПа (см. стр. 33); v – окружная скорость в зацеплении, м/с.

Из рекомендуемого диапазона значений вязкости выбирают величину, наиболее соответствующую конкретным условиям. Например, при температуре окружающего воздуха ниже +10 °С и для передач высокой точности следует принимать наименьшее значение вязкости. Верхний предел рекомендуется назначать при зубчатых колесах из стали одной марки или, если хотя бы одно из них выполнено из никелевой или хромоникелевой стали.

Ориентировочные значения вязкости масел для червячных передач определяют по рис. 19.2 (заштрихованная зона) в зависимости от величины $\chi_{з.п}$ [36]:

$$\chi_{з.п} = 10^{-3} \sigma_H^2 / v_s, \qquad (19.2)$$

где σ_H – см. на стр. 101; v_s – скорость скольжения в зацеплении, м/с (см. стр. 97).

Противозадирные свойства минеральных масел, применяемых в червячных передачах, повышают добавлением 3–10% растительных или животных жиров, поскольку обычные противозадирные присадки оказывают корродирующее действие на бронзовые червячные колеса.

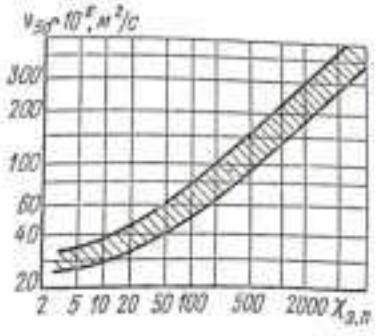


Рис. 19.1. Вязкость нелегированных нефтяных масел для стальных зубчатых передач

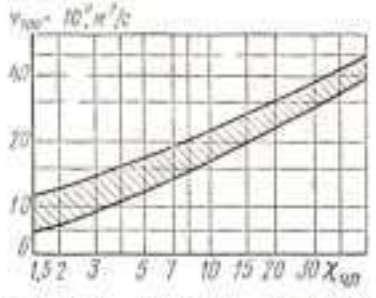


Рис. 19.2. Вязкость нелегированных нефтяных масел для червячных передач

При подборе масел для многоступенчатых редукторов с общей масляной ванной выбирают промежуточное значение вязкости между требуемыми значениями для тихоходной и быстроходной ступеней. Для смазывания подшипников в общем машиностроении применяют жидкие масла и пластичные смазочные материалы. В подшипниковых устройствах с индивидуальным смазыванием, несмотря на недостатки в отношении вязких потерь и теплоотвода, применяют пластичные смазочные материалы, обеспечивающие лучшую коррозионную защиту и не требующие сложных уплотнений и частого контроля.

В редукторах, коробках передач, станках и других устройствах, содержащих зацепления, подшипники качения обычно смазываются смазочным материалом, применяемым для зацеплений. Если же смазочный материал выбирается исходя из условий работы подшипников, то рекомендуется назначать вязкость $(10 \div 30)\,10^{-6}\,м^2/с$ при рабочей температуре. Бо́льшие значения вязкости соответствуют случаям высоконагруженных подшипников со сравнительно низкой окружной скоростью. Более вязкие масла применяются также для смазывания роликовых сферических, конических и упорных подшипников, так как в подшипниках этих типов имеет место повышенное трение скольжения тел качения о дорожки и сепаратор.

§ 19.3. Смазывание передач

Под смазыванием понимается подведение смазочного материала к поверхностям трения. В зависимости от условий работы узлов назначают виды смазывания (ГОСТ 18273–72), которые характеризуют как время, так и способ подвода и нанесения смазочного материала на поверхности трения.

В отношении цикличности подачи смазочного материала различают: непрерывное, периодическое, ресурсное (один раз за весь ресурс), предварительное (нанесение смазочного материала на поверхности до работы деталей), предпусковое (перед каждым пуском) и другие виды смазывания.

Способы подвода и нанесения смазочного материала на поверхности трения характеризуются следующими видами смазывания: циркуляционное (жидкий смазочный материал подается принудительно, например поливом, к поверхностям трения, стекает с них в сборник и через нагнетательную систему вновь подается к поверхностям трения); погружением (поверхность трения частично или полностью, постоянно или периодически погружена в ванну с жидким смазочным материалом); под давлением (жидкий смазочный материал подается к поверхности трения под избыточным давлением); кольцом (смазочный материал наносится на поверхность вала из ванны с помощью кольца, свободно навешенного на вал и погруженного нижней частью в ванну); масляным туманом (к поверхности трения подается смесь воздуха или другого газа с диспергированным посредством распылителей смазочным материалом); разбрызгиванием (смазочный материал подается на поверхность трения за счет разбрызгивания его движущимися деталями) и др.

В редукторах общего назначения обычно применяется комбинированное смазывание. Одно или несколько зубчатых колес (или звездочка в цепной передаче) смазываются погружением в ванну с жидким сма-

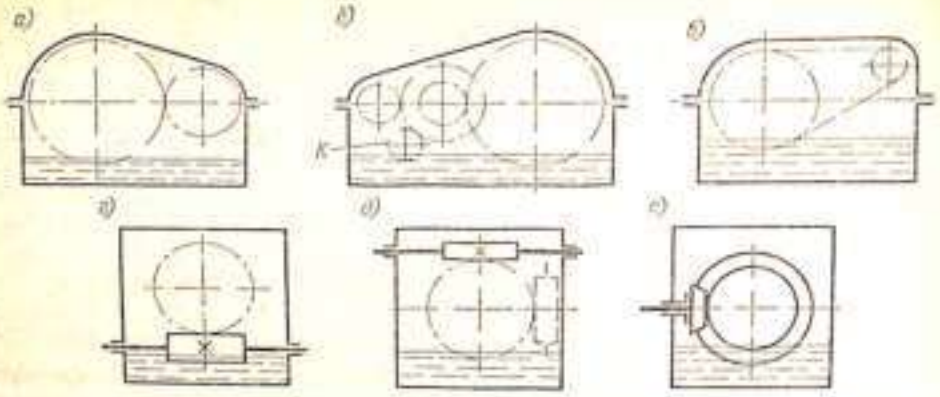


Рис. 19.3. Смазывание погружением (картерное смазывание): *а* – цилиндрическая зубчатая передача; *б* – цилиндрическая зубчатая передача со вспомогательным смазывающим колесом; *в* – цепная передача; *г*, *д* – червячная передача; *е* – коническая зубчатая передача

зочным материалом в нижней части корпуса редуктора (картере) (рис. 19.3), а остальные узлы и детали, в том числе подшипники качения, смазываются за счет разбрызгивания масла погруженными колесами и циркуляции внутри корпуса образовавшегося масляного тумана. По времени – это непрерывное смазывание. Часто такое смазывание называют картерным. В случае необходимости улучшения условий смазывания зубчатых зацеплений, у которых колеса располагаются выше уровня масла в ванне, применяют *вспомогательные*, свободно вращающиеся на осях зубчатые колеса, зацепляющиеся со смазываемыми колесами, и погруженные нижней своей частью в ванну (зубчатое колесо *К* на рис. 19.3, *б*). Конструктивное выполнение установки вспомогательного зубчатого колеса показано на рис. 20.14.

В отличие от подшипников качения подшипники скольжения смазываются посредством масляного тумана обычно только в случае работы их в ненагруженном состоянии (например, подшипники отключаемых шестерен в коробках передач) или в случае их кратковременной работы (например, подшипники паразитных шестерен заднего хода автомобильных коробок передач). В этом случае принимаются меры для обеспечения циркуляции масляного тумана через подшипник: выполняются радиальные отверстия в теле шестерни и лыски или канавки на поверхности оси. Обычно же в подшипники скольжения масло подается под давлением.

Из-за гидравлических потерь на разбрызгивание, нагрева и окисления масла при интенсивном перемешивании с воздухом картерное смазывание применяют при окружных скоростях погруженных колес до $v = 15$ м/с. Превышение этого значения допустимо при кратковременной работе.

Глубина погружения цилиндрических зубчатых колес и звездочек цепной передачи (рис. 19.3, *а, б, в*) при $v = 5 \div 7$ м/с принимается не более 0,8 – 1,5 шага зацепления (шага цепи в цепной передаче), но не менее 10 мм. При меньших скоростях, например в тихоходных ступенях много-

ступенчатых редукторов, допустимо более глубокое погружение колес, обычно диктуемое компоновкой редуктора. Расстояние от днища корпуса до быстроходного погруженного колеса следует принимать не менее удвоенной глубины погружения этого колеса.

В червячных редукторах (рис. 19.3, *г*, *д*) смазывание погружением применяют при скоростях скольжения в зацеплении $v_s < 15$ м/с. При нижнем расположении червяка (рис. 19.3, *г*) глубина его погружения должна быть примерно равна высоте витка. При верхнем или вертикальном расположении червяка (рис. 19.3, *д*) смазывание зацепления обеспечивается погружением червячного колеса. Глубина погружения – не менее высоты его зуба, но обычно не превышает одной трети радиуса колеса.

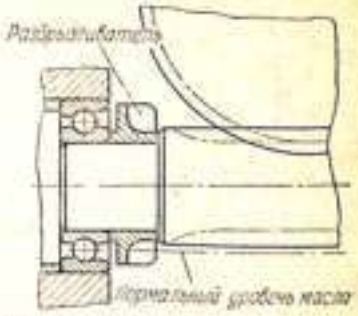


Рис. 19.4. Смазывание червячной передачи с помощью разбрызгивателя

При нижнем расположении червяка (рис. 19.3, *г*) во избежание значительных гидравлических потерь стремятся, чтобы уровень масла в ванне не был выше центра нижнего тела качения опорных подшипников. Если конструктивно затруднительно установить необходимое соответствие диаметров червяка и опорных подшипников, то можно применить разбрызгиватель (рис. 19.4), насаженный на червяк и забрасывающий масло на червячное колесо. В этом случае уровень масла устанавливают не выше центра нижнего тела качения. При близком расположении подшипников к нарезанной части погруженного червяка или к зоне зацепления в зубчатых передачах может иметь место избыточное поступление масла в подшипник из-за винтового эффекта червяка или из-за резкого выдавливания масла из впадин в зоне зацепления. В этом случае на валу устанавливают защитные шайбы (рис. 19.5).

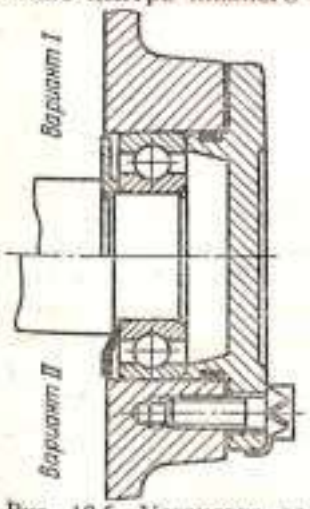


Рис. 19.5. Установка защитных шайб для ограничения поступления масла в подшипник при близком расположении зубчатых зацеплений или червяка: *I* – точеная защитная; *II* – штампованная защитная шайба

При смазывании погружением конических зубчатых колес уровень масла в ванне должен обеспечивать смачивание зубьев одного из колес по всей длине зуба (рис. 19.3, *е*).

Существует весьма ориентировочная рекомендация, в соответствии с которой назначают объем масла в ванне в пределах $(0{,}3 \div 0{,}7)\,10^{-3}$ м^3 на 1 кВт передаваемой мощности. На практике же объем масляной ванны принимается исходя из опыта эксплуатации конкретных механизмов в конкретных условиях и может существенно отличаться от приведенных значений. При окружных скоростях зубчатых колес или звездочек цепной передачи $v > 15$ м/с (для червячных передач $v_s > 15$ м/с) в редукторах и коробках передач большой мощности с интенсивным тепловыделением, а также в редукторах малой и средней

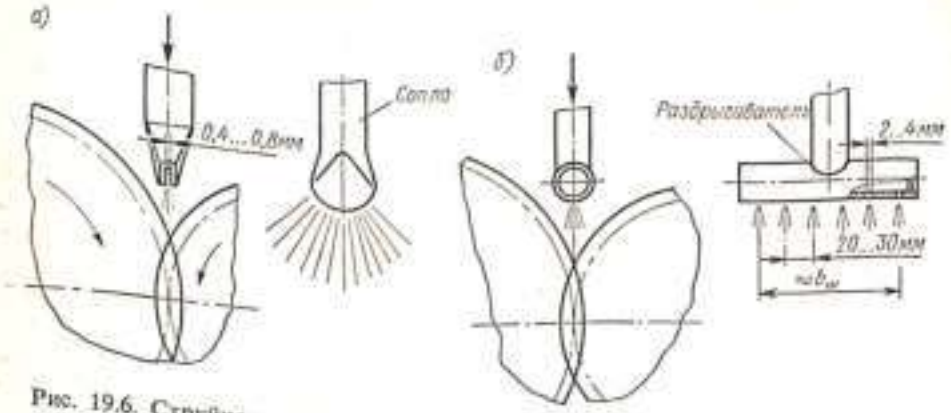


Рис. 19.6. Струйное смазывание зубчатых зацеплений при циркуляционном смазывании передачи

мощности некоторых компоновок (например, цилиндрический редуктор с вертикальными валами) применяют циркуляционное смазывание зацеплений и ответственных подшипниковых узлов. Зацепления смазываются поливом колес или звездочек маслом, подаваемым под сравнительно небольшим избыточным давлением (до 0,1 МПа) через сопла или разбрызгиватели (рис. 19.6). Для узких зубчатых колес достаточно одного щелевого сопла (рис. 19.6, *а*). Для смазывания широких зубчатых зацеплений используют разбрызгиватели (рис. 19.6, *б*) в виде труб с сопловыми круглыми отверстиями диаметром 2—4 мм, размещенными с шагом 20—30 мм по всей ширине зубчатого зацепления. Обычно масло подается со стороны входа зубьев в зацепление непосредственно в зону зацепления. Иногда прибегают к смазыванию одного из колес перед входом в зону зацепления или обоих колес отдельно. В последнем случае используют разбрызгиватели с двумя рядами сопловых отверстий. В реверсивных передачах полив колес осуществляется с двух сторон от зоны зацепления.

Принципиальная гидравлическая схема системы подачи масла в передачу при циркуляционном смазывании показана на рис. 19.7. Масло из бака *1* нагнетается насосом *2* через фильтр грубой очистки *3*, магнитосетчатый фильтр тонкой очистки *4* и теплообменник *5* в маслораспределитель *6*. Из маслораспределителя, имеющего ряд выходов с регуляторами расхода, масло поступает к точкам смазывания (сопла, разбрызгиватели, отверстия в подшипниках скольжения и т. д.). Для предохранения фильтров *3*, *4* от перепада давления, превышающего допустимое

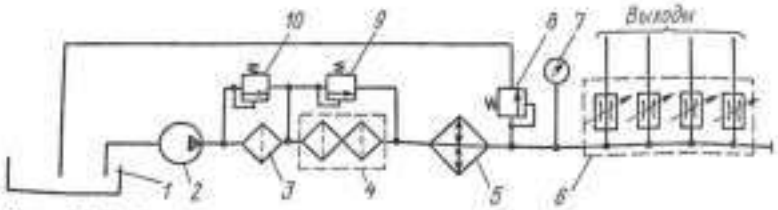


Рис. 19.7. Принципиальная гидравлическая схема системы подачи масла при циркуляционном смазывании

значение, установлены предохранительные клапаны *9* и *10*. Давление масла перед маслораспределителем контролируется по манометру *7*. Предохранение системы от перегрузки по давлению обеспечивается с помощью предохранительного клапана *8*.

Как правило, необходимую подачу масла в передачу определяют из условия, что вся теплота, выделяемая в передаче, отводится маслом.

Для предотвращения быстрого старения масла скорость в нагнетательных трубопроводах принимают не более 2 – 3 м/с, а во всасывающих – не более 1,5 м/с. Объем масла в баке *1* принимают равным объему масла, подаваемому насосом за 3 – 5 мин.

§ 19.4. Смазочные и уплотнительные устройства

При картерном смазывании заправка корпуса передачи отфильтрованным маслом производится через заливную пробку – отдушину (рис. 19.8), которая обеспечивает также сообщение внутренней полости корпуса с атмосферой, предотвращая возникновение внутри корпуса избыточного давления или вакуума при изменении температуры передачи. Заливная пробка – отдушина завинчивается непосредственно в корпус в верхней его части или в крышку смотрового люка.

Контроль уровня масла при заправке и эксплуатации производится с помощью маслоуказателей (рис. 19.9). Поскольку допустимый уровень масла в редукторах может изменяться в весьма ограниченных пределах, из прозрачных маслоуказателей наиболее удобны в применении круглые (рис. 19.9, *а*). Они компактны, просты в изготовлении, однако из-за загрязнения в них со временем снижается видимость уровня. Широкое применение нашли жезловые указатели, примерные конструкции которых показаны на рис. 19.9, *б*, *в*. Жезловые маслоуказатели в трубчатых чехлах (рис. 19.9, *в*) применяются в условиях интенсивного разбрызгивания масла. Иногда жезловые маслоуказатели одновременно выполняют роль отдушины.

Для контроля уровня применяются также пробки малых размеров с цилиндрической метрической (рис. 19.10, *а*) или конической (рис. 19.10, *б*) резьбой. Такие же пробки больших размеров применяются в качестве сливных. Они располагаются непосредственно у днища корпуса, чтобы с маслом сливался и осадок (рис. 19.10).

В хорошо герметизированных передачах, в которых практически исключен вынос масла, применяют контрольно-заливное отверстие с пробкой, через которое производится заправка передачи. Такое устройство нашло применение в коробках передач и ведущих мостах автомобилей.

Для индивидуального смазывания узлов, например подшипниковых, применяются масленки. Для заправки пластичных смазочных материалов без приспособлений применяют колпачковые масленки (рис. 19.11, *а*). С их помощью можно

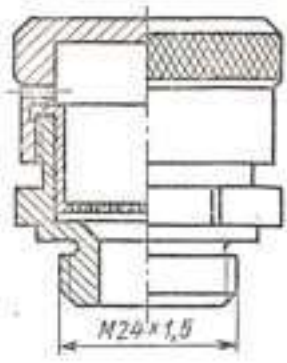


Рис. 19.8. Заливная пробка – отдушина

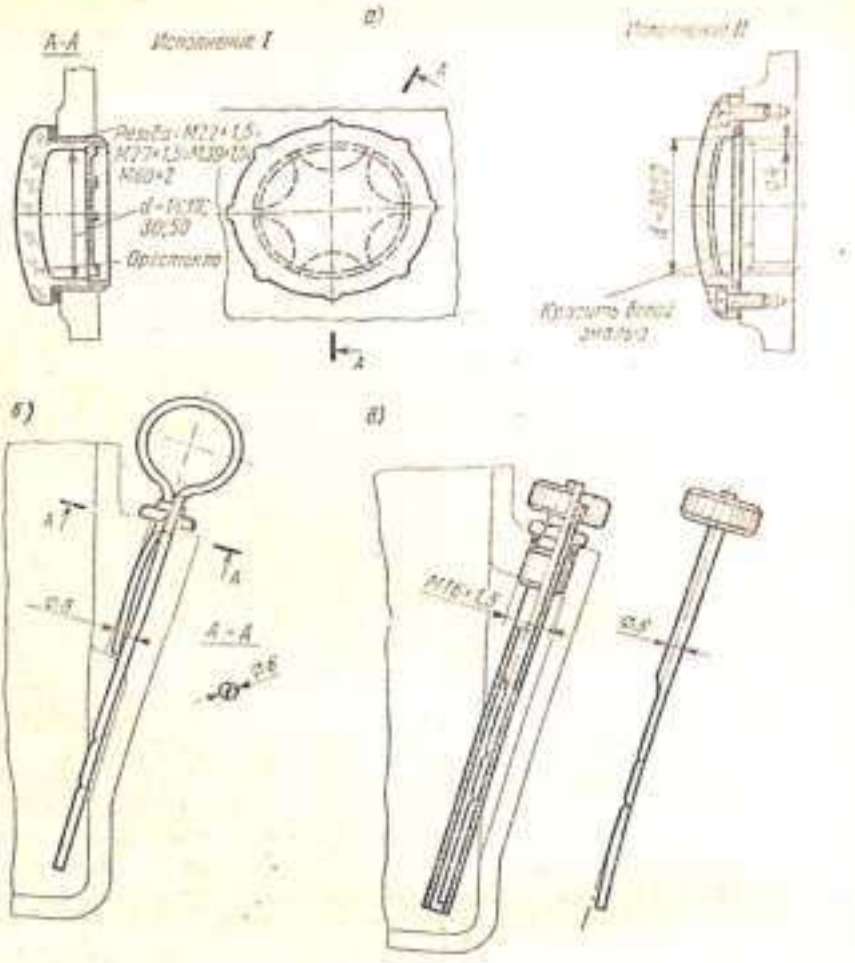


Рис. 19.9. Маслоуказатели

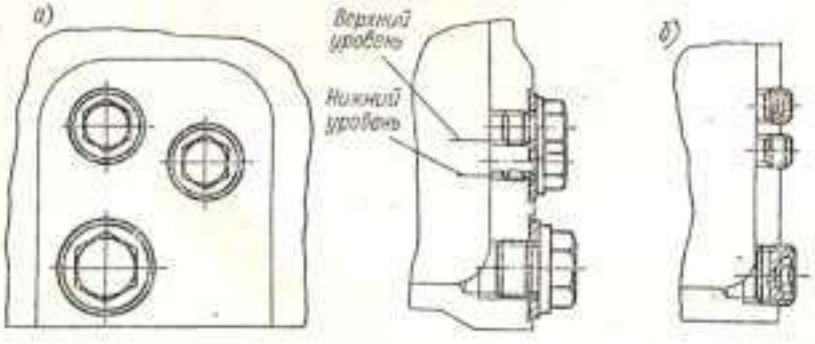


Рис. 19.10. Установка контрольных и сливных пробок

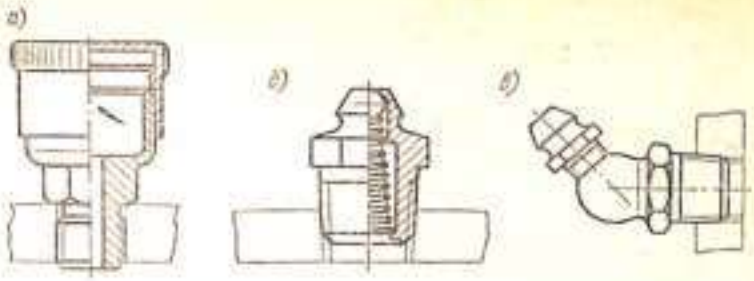


Рис. 19.11. Масленки для пластичных смазочных материалов

создать давление до 0,25 МПа. Заправка пластичных материалов с помощью ручных шприцев производится через пресс-масленки (рис. 19.11, *б*, *в*), прямые и угловые. С помощью шприцев создается давление заправки до 25 МПа. Для жидких масел используются масленки, показанные на рис. 19.12.

Для предотвращения вытекания смазочного материала из корпуса редуктора или выноса его в виде масляного тумана и брызг применяют различные уплотняющие материалы и устройства. Разъемы составных корпусов герметизируют специальными мазями, наносимыми на плоскости разъема перед сборкой корпуса. Во фланцевых соединениях, когда положение фланца не определяет осевой зазор в подшипниковом узле, могут применяться также мягкие листовые прокладочные материалы. В настоящее время для герметизации фланцевых соединений широко применяют уплотнения (ГОСТ 9833–73) в виде резиновых колец круглого сечения (рис. 19.13, *а*). Для герметизации стыков типа фланец – корпус с центровочным буртом применяют установки колец в канавку (рис. 19.13, *б*), в торец (рис. 19.13, *в*) и в фаску (рис. 19.13, *г*). Установка в канавку занимает больше места в осевом направлении, но удобна при наличии регулировочных прокладок между фланцем и корпусом (см. рис. 19.5), поскольку в этом случае изменение толщины прокладок не влияет на деформацию сечения кольца и прижатие его к уплотняемым поверхностям. Размеры сечений колец и установочных мест для них приведены в табл. 19.3. Эти же кольца можно применять для нецентрованных плоских стыков (не обязательно круговых). Для этого на одной из соединяемых деталей должна быть выполнена канавка. Пример кругового уплотнения показан на рис. 19.13, *д*.

Для герметизации мест выхода из корпуса валов диаметром 6–500 мм широко применяются резиновые манжетные уплотнения (ГОСТ 8752–70). Манжеты предотвращают вынос масла из корпуса и препятствуют попаданию в него пыли и влаги извне. Металлический каркас придает жесткость манжете (рис. 19.14) и позволяет обеспечить плотную и герметич-

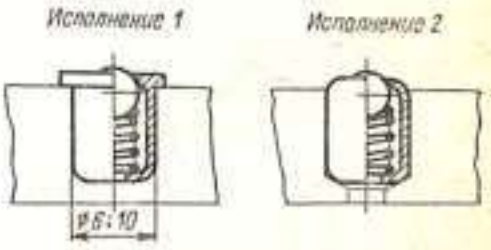


Рис. 19.12. Масленки под запрессовку в корпус для смазочных масел (ГОСТ 19853–74)

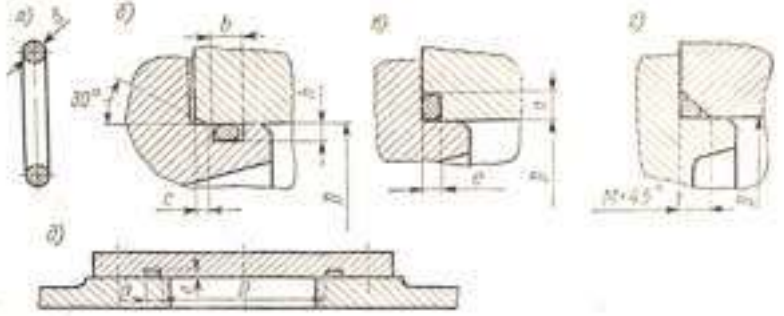


Рис. 19.13. Уплотнение стыков резиновыми кольцами круглого сечения (ГОСТ 9833–73): *а* – уплотнительное кольцо; *б* – радиальное уплотнение; *в* – торцовое уплотнение; *г* – уплотнение по конусной фаске; *д* – уплотнение плоских стыков

ную посадку ее в корпус. Рабочая кромка манжеты прижимается к валу за счет упругих сил резины и браслетной пружины, которая располагается в желобе воротника и представляет собой обычную витую пружину с соединенными между собой концами. Пыльник (рис. 19.14, *б*) предохраняет рабочую кромку от попадания пыли и грязи. Манжеты этих типов могут работать при окружной скорости вала у рабочей кромки манжеты до 20 м/с и избыточном давлении среды (со стороны браслетной пружины) до 0,05 МПа. Избыточное давление увеличивает усилие прижатия рабочей кромки манжеты. Условиями, обеспечивающими длительную работу манжет, являются высокая (не грубее $R_a = 0{,}63$) чистота и достаточная (не менее 30 HRC) твердость поверхности вала, контактирующей с рабочей кромкой манжеты. Иногда участок вала, находящийся в контакте с манжетой, цементируют с последующим шлифованием и полированием. Рабочая кромка манжеты может контактировать с валом или другой деталью, насаженной на вал, например ступицей полумуфты (рис. 19.15) или втулкой (рис. 19.16), закрывающей нерабочую часть шлицев. В этих случаях удается сократить осевые размеры выступающих концов валов. Размеры установочных мест для манжет и ширины манжет приведены в табл. 19.4.

В практике имеют применение и другие типы уплотнений валов: с помощью сальниковых войлочных колец или разрезных пружинных колец, торцовые уплотнения с прижимными дисками, лабиринтные уплотнения и др. Рекомендации по их применению и проектированию приведены в литературе [3, 41].

Таблица 19.3

Размеры установочных мест под неподвижные резиновые уплотнительные кольца круглого сечения (рис. 19.13)

Размеры	*d*, мм				Размеры	*d*, мм			
	2,5	3,0	3,6	4,6		2,5	3,0	3,6	4,6
D	24–54	25–100	28–205	36–260	*a*	3,5	4,5	5,0	6,0
b	3,6	4,0	4,7	5,6	*e*	1,85	2,2	2,6	3,3
h	1,85	2,35	2,8	3,7	*M*	3,3	4,2	5,0	7,2
c	2,0	2,0	2,5	2,5					

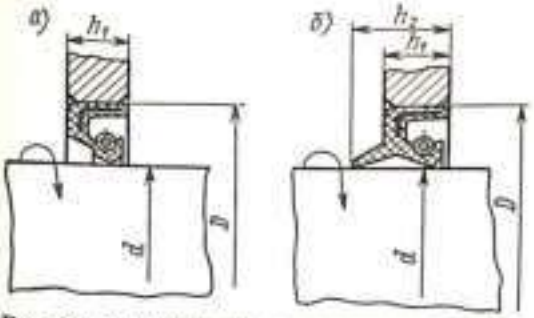


Рис. 19.14. Манжетные уплотнения валов: *а* – однокромочная манжета; *б* – однокромочная манжета с пыльником (ГОСТ 8752 – 70)

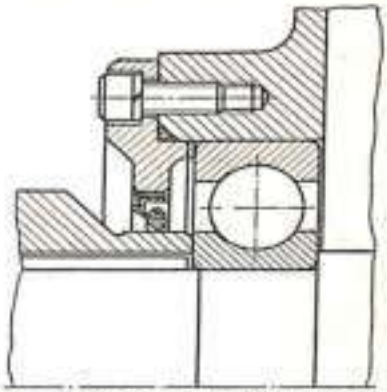


Рис. 19.15. Манжетное уплотнение с контактированием рабочей кромки манжеты с поверхностью полумуфты

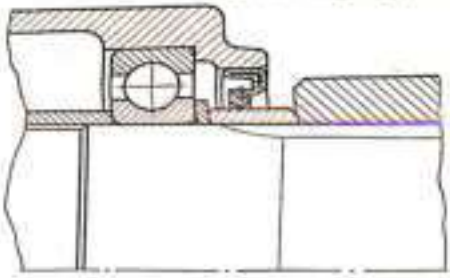


Рис. 19.16. Манжетное уплотнение со втулкой на нерабочей части шлицев вала

Таблица 19.4

Размеры установочных мест для манжет и ширина манжет (мм) по ГОСТ 8752 – 70 (см. рис. 19.14)

Диаметр вала *d*	Диаметр расточки в корпусе (крышке) *D*	Ширина манжеты однокромочной h_1	Ширина манжеты однокромочной с пыльником h_2, не более	Диаметр вала *d*	Диаметр расточки в корпусе (крышке) *D*	Ширина манжеты однокромочной h_1	Ширина манжеты однокромочной с пыльником h_2, не более
10; 11	26	7	–	55; 56; 58	80	12	16
12; 13; 14	28			60	85		
15; 16	30			63; 65	90		
17	32			70; 71	95		
18; 19	35			75	100		
20; 21; 22; 24	40	10	14	80	105		
25	42			85	110		
26	45			90; 95	120		
30; 32	52			100	125		
35; 36; 38	58			105	130		
40	60			110	135		
42	62			115	145		
45	65			120	150		
48; 50	70			125	155		
52	75			130	160	15	20

§ 19.5. Расчет механических передач на нагрев

Повышение температуры сопряженных поверхностей кинематических пар зубчатых и червячных передач в результате работы сил трения вызывает падение защитных свойств масляного слоя. Во избежание повышения интенсивности изнашивания и для предупреждения опасных форм повреждения контактирующих поверхностей температура масла $\vartheta_м$ не должна превышать предельного допускаемого значения $[\vartheta_{м\,max}]$, при котором масло еще сохраняет свои защитные функции. Обычно принимают $[\vartheta_{м\,max}] = (80 \div 95)\,^\circ C$. Для некоторых специальных масел $[\vartheta_{м\,max}] = (100 \div 110)\,^\circ C$.

Для передач, работающих при постоянной нагрузке в течение времени, достаточного для появления установившегося теплового режима, надо обеспечить условие

$$\vartheta_м = P_{вш}(1 - \eta)/\Omega_{тр} + \vartheta_{о.в} \leqslant [\vartheta_{м\,max}], \qquad (19.3)$$

где $\vartheta_м$ – *установившаяся* температура масла, °С; $P_{вш}$ – мощность на ведущем валу передачи, Вт; η – КПД передачи; $\vartheta_{о.в}$ – температура окружающего воздуха (при отсутствии специальных указаний принимается равной 20 °С); $\Omega_{тр}$ – мощность теплового потока, отводимого от передачи в окружающую среду при перепаде температур в 1 °С,

$$\Omega_{тр} = K_в A_в + K_{обд} A_{обд}, \qquad (19.4)$$

$K_в$ – коэффициент теплопередачи с поверхности корпуса, не обдуваемой вентилятором [$K_в \approx 12 \div 19$ Вт/(м^2·°С)]; $K_{обд}$ – коэффициент теплопередачи при использовании искусственного обдува корпуса, например центробежным вентилятором, Вт/(м^2·°С); $A_в$ и $A_{обд}$ – площади соответственно необдуваемых и обдуваемых поверхностей корпуса, омываемых внутри маслом или его брызгами (включая 50% поверхности ребер, предназначенных для охлаждения).

На основании эмпирических данных для передач зацеплением принимают $K_в \approx 12 \div 19$ Вт/(м^2·°С) в зависимости от интенсивности циркуляции воздуха и $K_{обд} \approx 16\sqrt{v_{о.в}}$, Вт/(м^2·°С), где $v_{о.в}$ – скорость потока воздуха относительно охлаждаемой поверхности, м/с (ориентировочно принимают $v_{о.в} = 3 \div 5$ м/с).

Время $t_у$, в течение которого температура масла практически достигает установившегося значения при постоянной нагрузке, можно определить по формуле

$$t_у \approx (3 \div 3{,}5)\,П/Q_{тр}, \qquad (19.5)$$

где

$$П = G_{см} C_м + \Sigma(C_j G_{mj});$$

$G_{см}$ – масса масла в корпусе передачи, кг; $C_м$ – удельная теплоемкость масла, $C_м = (1{,}7 \div 1{,}9)\,10^3$, Дж/(кг·с); C_j и G_{mj} – удельная теплоемкость и масса j-й детали передачи.

Если продолжительность работы $t_т$ передачи под нагрузкой меньше времени $t_у$, а за время остановки температура успевает снизиться до температуры окружающего воздуха $\vartheta_{о.в}$, то проверка на нагрев выполняется по формуле

$$\vartheta_м = P_{вш}(1 - \eta)(1 - \chi_{тр}^{-1})/\Omega_{тр} + \vartheta_{о.в} \leqslant [\vartheta_{м\,max}], \qquad (19.6)$$

где

$$\chi_{нгр} = \exp(\Omega_{нгр} t_з / П).$$

Время, в течение которого ненагруженная передача охлаждается практически до температуры окружающего воздуха, можно определить по формуле

$$t_о \approx (3 \div 3{,}5)\, П / \Omega_{охл}, \qquad (19.7)$$

где $\Omega_{охл} = \Omega_{нгр}$, если передача вращается вхолостую; если же передача неподвижна, то $\Omega_{охл} = K_н A$ (A – увеличенная на 50 % поверхность корпуса, омываемая изнутри маслом).

Для многих машин (например, для грузоподъемных) характерны режимы, при которых работа под нагрузкой с продолжительностью $t_Т$ чередуется с работой без нагрузки продолжительностью $t_{Т=0}$. Полный рабочий цикл $t_{р.с} = t_Т + t_{Т=0}$ при этом не превышает обычно 10 мин и за время $t_{Т=0}$ передача не успевает охладиться до температуры $\vartheta_{о.в}$. На рис. 19.17 показан пример такого цикла, причем гистограмма блока нагружения с продолжительностью $t_Т$ представлена в порядке убывания нагрузок, как это было принято и в приведенных ранее гистограммах (см. рис. 2.14 и др.).

Для рассматриваемого случая тепловой расчет выполняется по формуле

$$\vartheta_м = \frac{P_{вш} \beta (1 - \eta) \chi_{охл}}{\Omega_{нгр}} \cdot \frac{\chi_{нгр} - 1}{\chi_{нгр} \chi_{охл} - 1} + \vartheta_{о.в} \leqslant [\vartheta_{м\,max}], \qquad (19.8)$$

где

$$\chi_{охл} = \exp(\Omega_{охл} t_{Т=0} / П);$$

$$\beta = \frac{1}{t_Т} \sum_{i=1}^{k} \frac{T_i t_i}{T},$$

T – момент, соответствующий мощности $P_{вш}$.

При постоянной нагрузке $\beta = 1$.

Если условия (19.3), (19.6) или (19.8) не выполняются, то прибегают к одному или совокупности следующих способов: изыскивают пути снижения потерь на трение; увеличивают площадь поверхности охлаждения оребрением корпуса; применяют обдув или повышают его интенсивность; создают водяное охлаждение масляной ванны. При интенсивном теплообразовании используют охлаждение циркулирующей смазкой, подаваемой под давлением к поверхности трения.

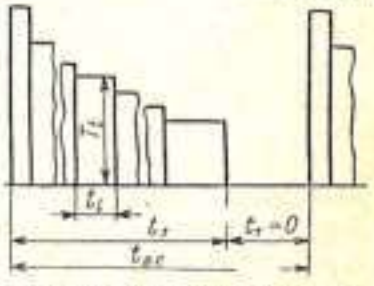


Рис. 19.17. Блок нагружения

Объем смазки (м³/с), который должен пройти через передачу в единицу времени, определяется по формуле

$$Q = P^{отв}_{ц.м} / [C_м \rho_м (\vartheta_{вых} - \vartheta_{вх})],$$

где $P^{отв}_{ц.м}$ – мощность теплового потока, отводимого циркулирующим маслом, равная мощности потерь, Вт; $\rho_м$ – плотность масла, $\rho_м \approx 890$ кг/м^3; $(\vartheta_{вых} - \vartheta_{вх})$ – разность температур отводимого и подводимого масла, обычно она составляет 5 – 8 °С.

Глава 20
КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ

§ 20.1. Цилиндрические редукторы

Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме (см. рис. 1.3, *б*) с косозубыми колесами представлена на рис. 14.57 в работе [36].

Конструкция двухступенчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью, выполненного по схеме рис. 1.3, *е*, представлена на рис. 20.1. В обеих ступенях косозубые колеса цементованы. Зубья колес быстроходной раздвоенной ступени имеют противоположное направление и большой угол наклона ($\beta \geqslant 30°$). Для выравнивания нагрузки в зацеплениях быстроходный вал установлен на «плавающих» опорах (см. гл. 18). Для этого использованы радиальные роликоподшипники (без буртов на наружных обоймах), обеспечивающие осевое перемещение вала при неравенстве сил в зацеплениях. Опорами промежуточного и тихоходного валов служат радиально-упорные роликоподшипники. Регулирование осевой игры этих подшипников осуществлено по рекомендациям, приведенным в гл. 18.

Все зубчатые колеса расположены симметрично относительно опор валов, что благоприятно сказывается на распределении нагрузки по ширине зубчатых венцов и обеспечивает одинаковую радиальную нагрузку подшипников.

Корпус редуктора имеет фланцы для крепления крышки, не выступающие за внешние обводы корпуса, что позволяет увеличить объем заливаемого масла и площадь наружной поверхности редуктора без увеличения его габаритных размеров. Смазывание зацеплений осуществляется погружением в масляную ванну, уровень которой достигает колес быстроходной ступени. Подшипники вала-шестерни быстроходной ступени предохраняются от излишнего попадания смазки из зацеплений маслоотражательными шайбами.

Двухступенчатый редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью, (рис. 20.2) также выполнен по схеме рис. 1.3, *е*. Конструкция редуктора отличается от представленной на рис. 20.1 тем, что опорами всех валов служат радиальные роликоподшипники. Дополнительно на промежуточном и тихоходном валах установлено по одному радиально-упорному шарикоподшипнику с разъемным внутренним кольцом, воспринимающему только осевую нагрузку – фиксирующая опора. (Другие варианты выполнения фиксирующей опоры см. гл. 18). Регулирование осевой игры радиально-упорных подшипников выполнено в соответствии с рекомендациями, приведенными в гл. 18. Роликоподшипники этих валов

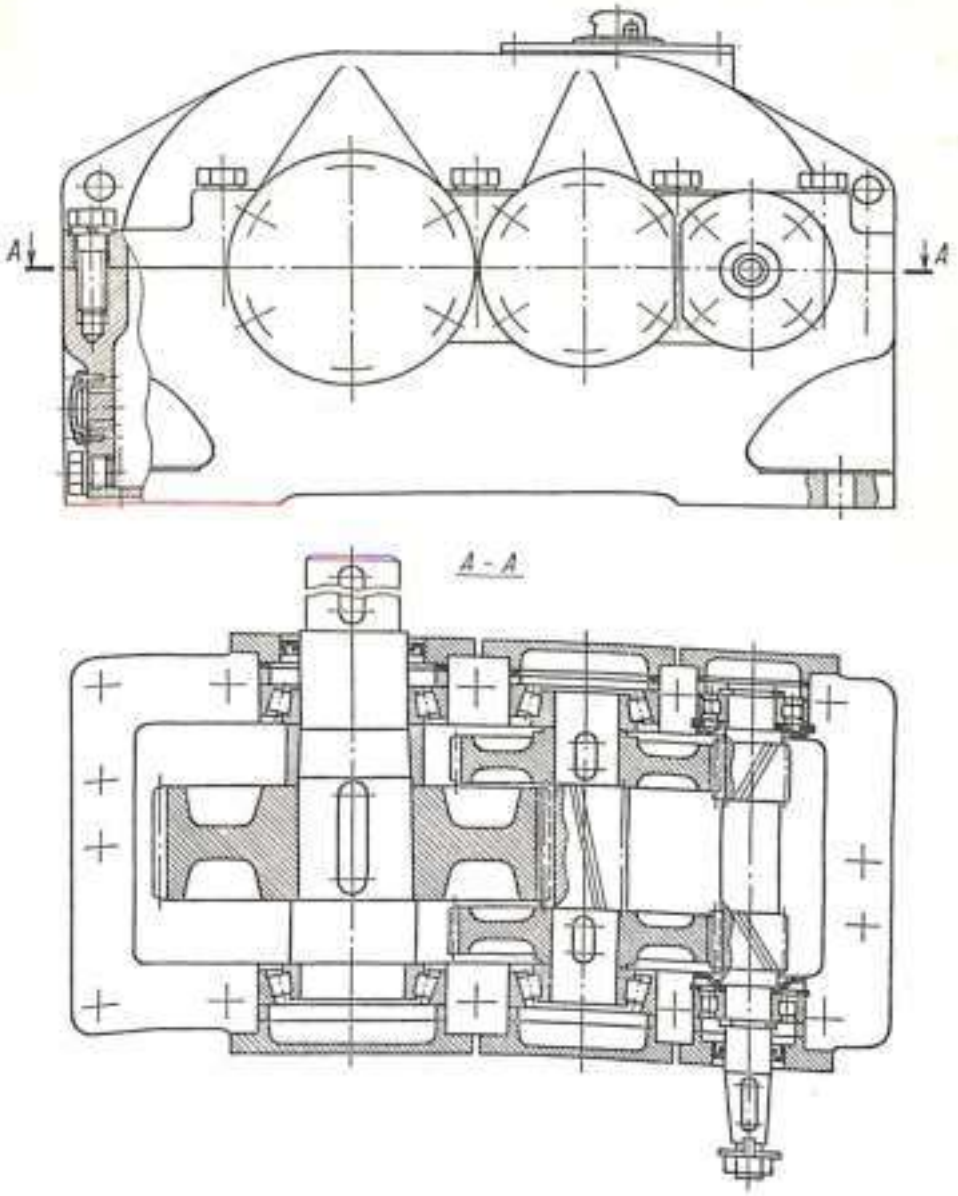


Рис. 20.1. Цилиндрический двухступенчатый редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью

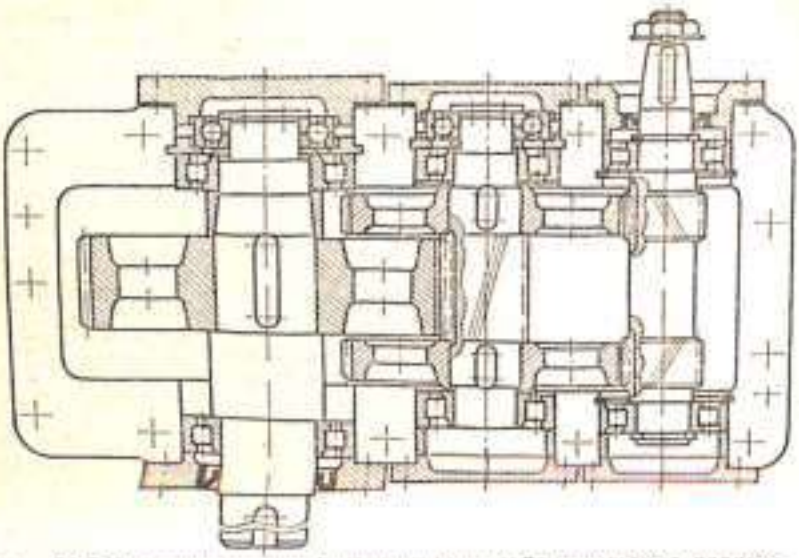


Рис. 20.2. Цилиндрический двухступенчатый редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью и раздельными опорами валов для восприятия радиальной и осевой нагрузок

установлены в корпусе с гарантированным осевым зазором, шарикоподшипники — с гарантированным радиальным зазором.

Двухступенчатый редуктор (рис. 20.3) с соосными выходными валами выполнен по схеме рис. 1.3, *ж*. Косозубые колеса обеих ступеней цементованы. Шестерня быстроходной и колесо тихоходной ступени установлены симметрично относительно опор. Для этого в корпусе предусмотрена внутренняя стенка, в которой имеется отверстие под подшипники

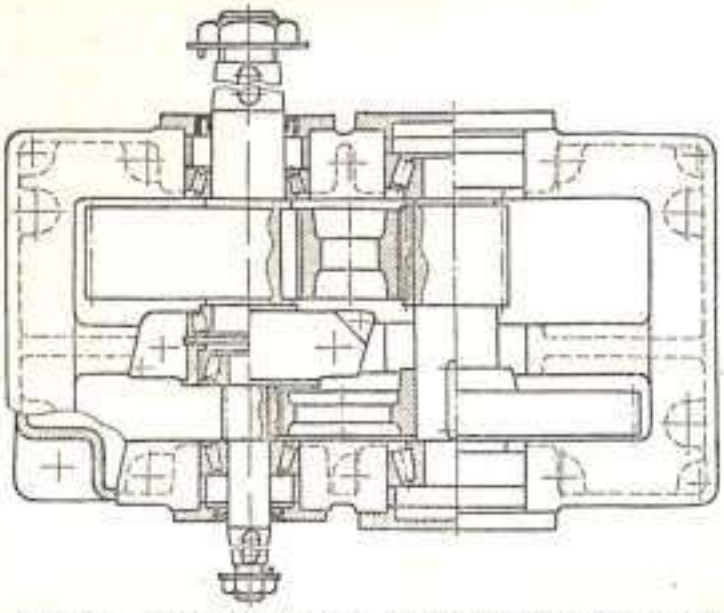


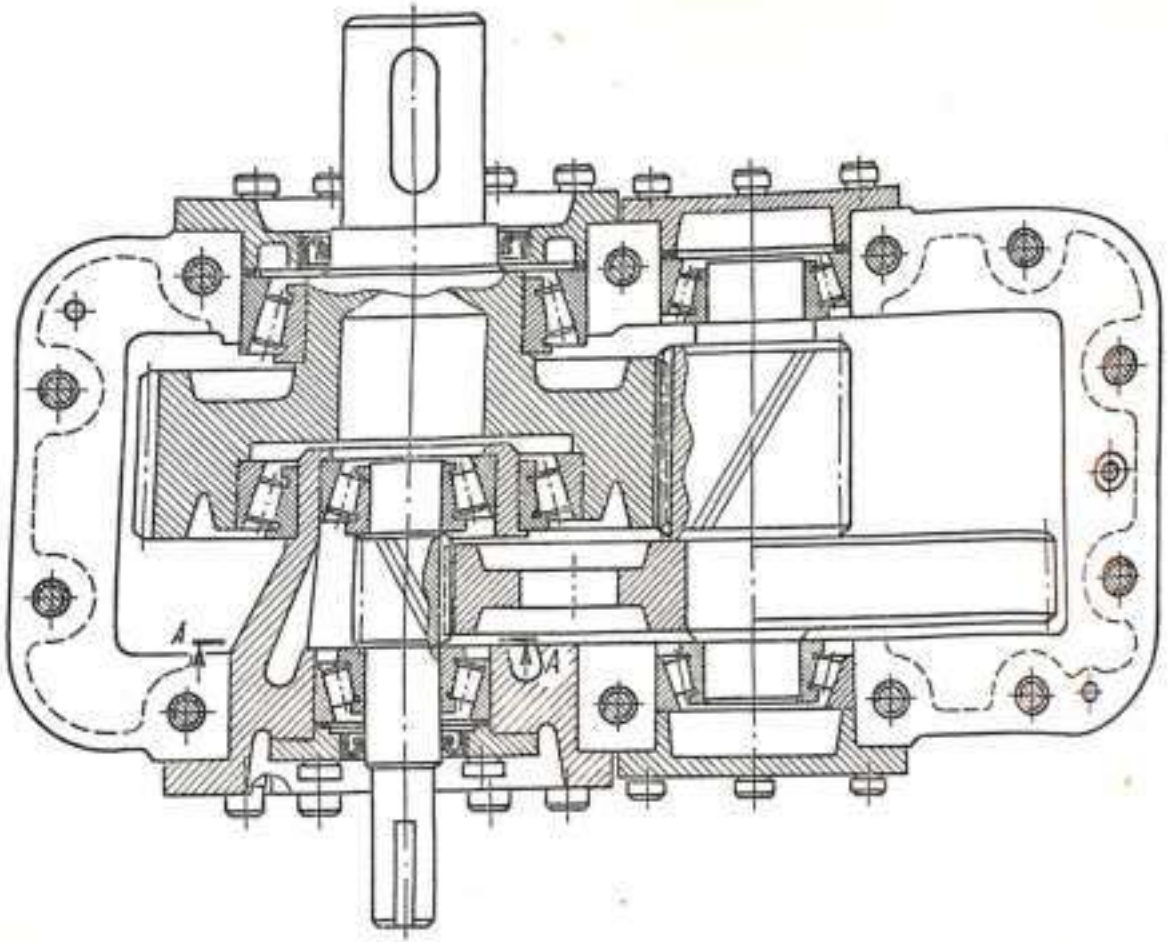
Рис. 20.3. Двухступенчатый редуктор с соосными валами

выходных валов. Диаметр этого отверстия соответствует диаметру подшипника тихоходного вала, поэтому подшипник быстроходного вала, имеющий меньшие размеры, установлен в промежуточной втулке. Все валы установлены на радиально-упорных роликоподшипниках. Регулирование осевой игры подшипников осуществлено в соответствии с указаниями, приведенными в гл. 18. Корпус имеет разъем в горизонтальной плоскости. Подшипники, установленные в промежуточной стенке, крепятся отдельной крышкой. Смазывание зацеплений — окунанием в масляную ванну, уровень которой достигает колеса быстроходной ступени.

Двухступенчатый редуктор с соосными выходными валами (рис. 20.4) также выполнен по схеме рис. 1.3, *ж*. Редуктор имеет меньшие осевые габаритные размеры по сравнению с представленным на рис. 20.3, так как в нем отсутствует внутренняя стенка. Оба подшипника быстроходного вала размещены в стакане, который одновременно предназначен и для установки одной из опор тихоходного вала. Для увеличения жесткости стакан выполнен с толстыми оребренными стенками; колесо тихоходной ступени, в отверстии которого размещен подшипник, изготовлено за одно целое с валом. Посадка колеса быстроходной ступени на валу рассчитана на передачу крутящего момента и осевой силы без использования шпонок.

Двухступенчатый редуктор с соосными выходными валами и двумя потоками мощности (рис. 20.5) выполнен по схеме рис. 1.3, *и*. Благодаря раздвоению потока мощности и расположению валов в горизонтальной плоскости редуктор имеет минимальную высоту. Для выравнивания нагрузки между зацеплениями колеса быстроходных и шестерни тихоходных ступеней соединены торсионными валами. Один из торсионных валов окончательно устанавливается при сборке редуктора после того, как будут устранены зазоры между рабочими профилями зубьев во всех зацеплениях. Достаточная точность сборки обеспечивается применением в соединениях с треугольными шлицами торсионного вала с зубчатыми колесами z и $z+1$ шлицев, что позволяет получить угол относительного поворота колес равным $1/[z(z+1)]$. Все подшипники расположены симметрично относительно зубчатых колес, тем самым обеспечивается минимальная неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов и равномерная загрузка подшипников. Подшипники обоих выходных валов практически разгружены от сил, действующих в зацеплениях. Смазывание зацеплений осуществляется окунанием, уровень масляной ванны достигает зубьев колеса тихоходной ступени.

Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор (рис. 20.6) выполнен по схеме рис. 1.4, *в*. Конические зубчатые колеса быстроходной ступени с круговыми зубьями, тихоходная ступень — с цилиндрическими прямозубыми колесами. Все зубчатые колеса цементованы. Шестерня быстроходной ступени установлена консольно на радиально-упорных роликоподшипниках. Регулирование осевого положения шестерни относительно колеса выполнено прокладками, установленными между корпусом редуктора и опорной поверхностью стакана, в котором установлен один из подшипников вала-шестерни. Для смазывания подшипников быстроходного вала на горизонтальной поверхности разъема корпуса редуктора



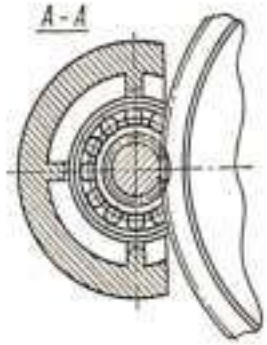


Рис. 20.4. Двухступенчатый редуктор с соосными валами без внутренней стенки в корпусе

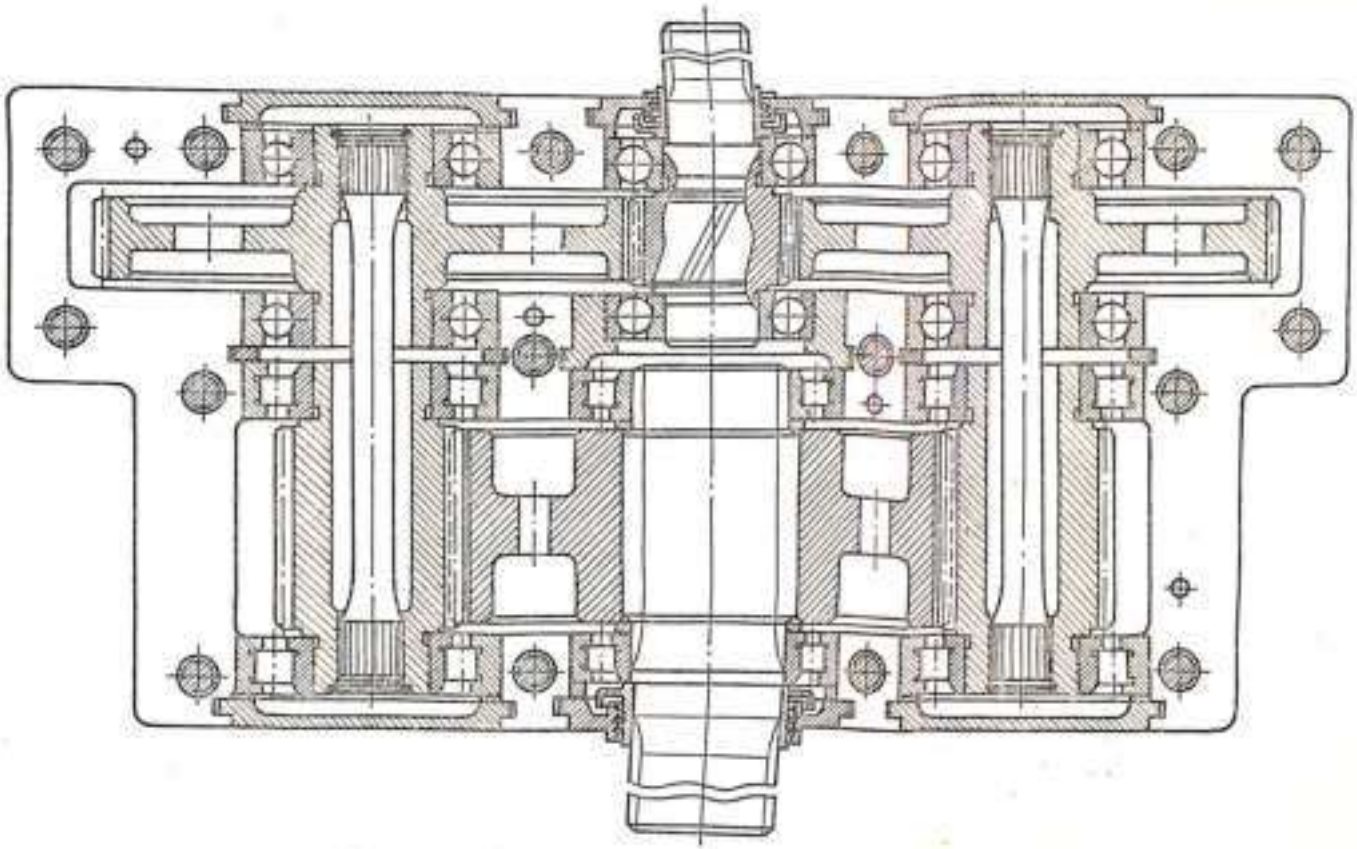


Рис. 20.5. Двухступенчатый редуктор с двумя потоками мощности

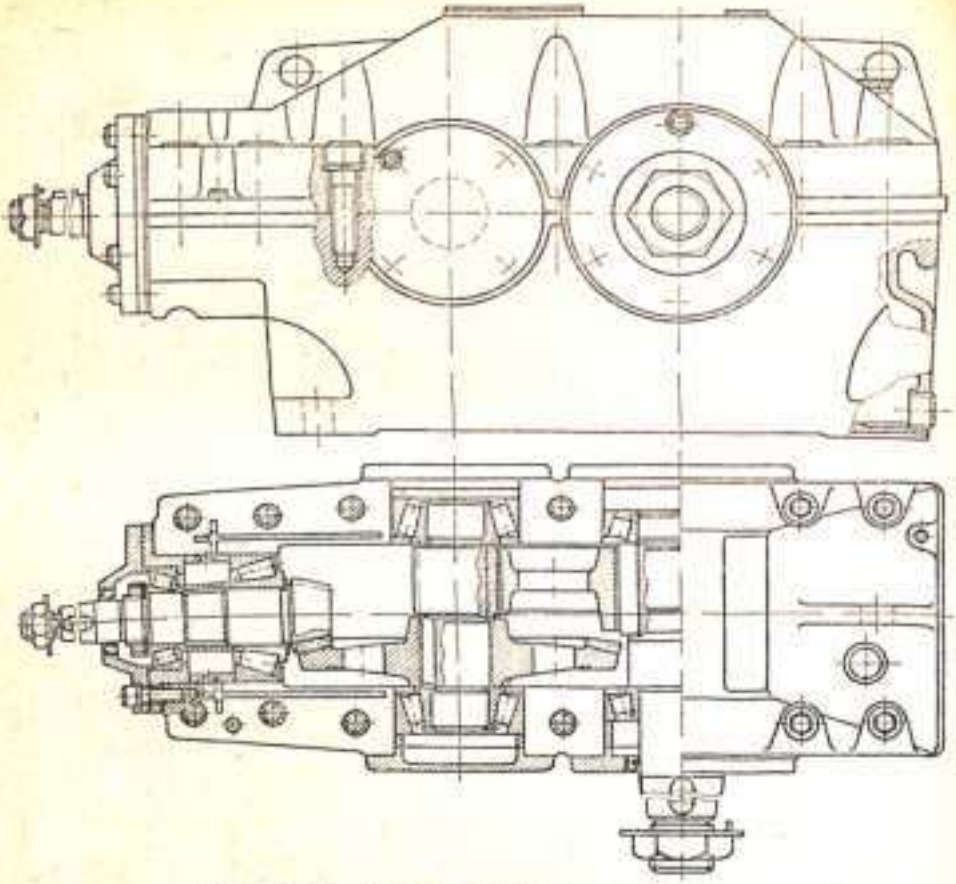


Рис. 20.6. Коническо-цилиндрический редуктор

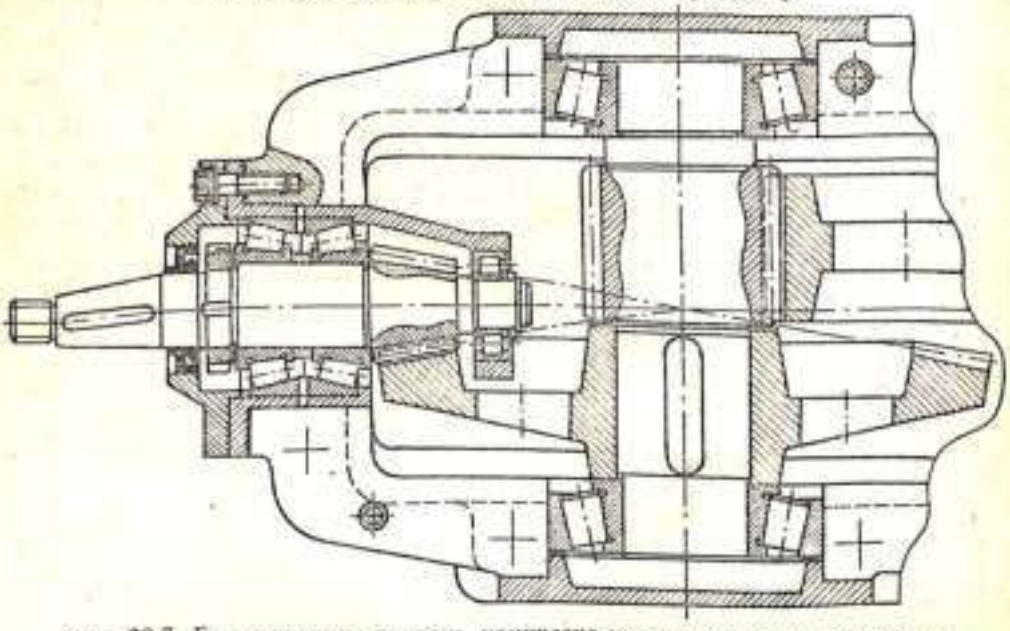


Рис. 20.7 Быстроходная ступень коническо-цилиндрического редуктора

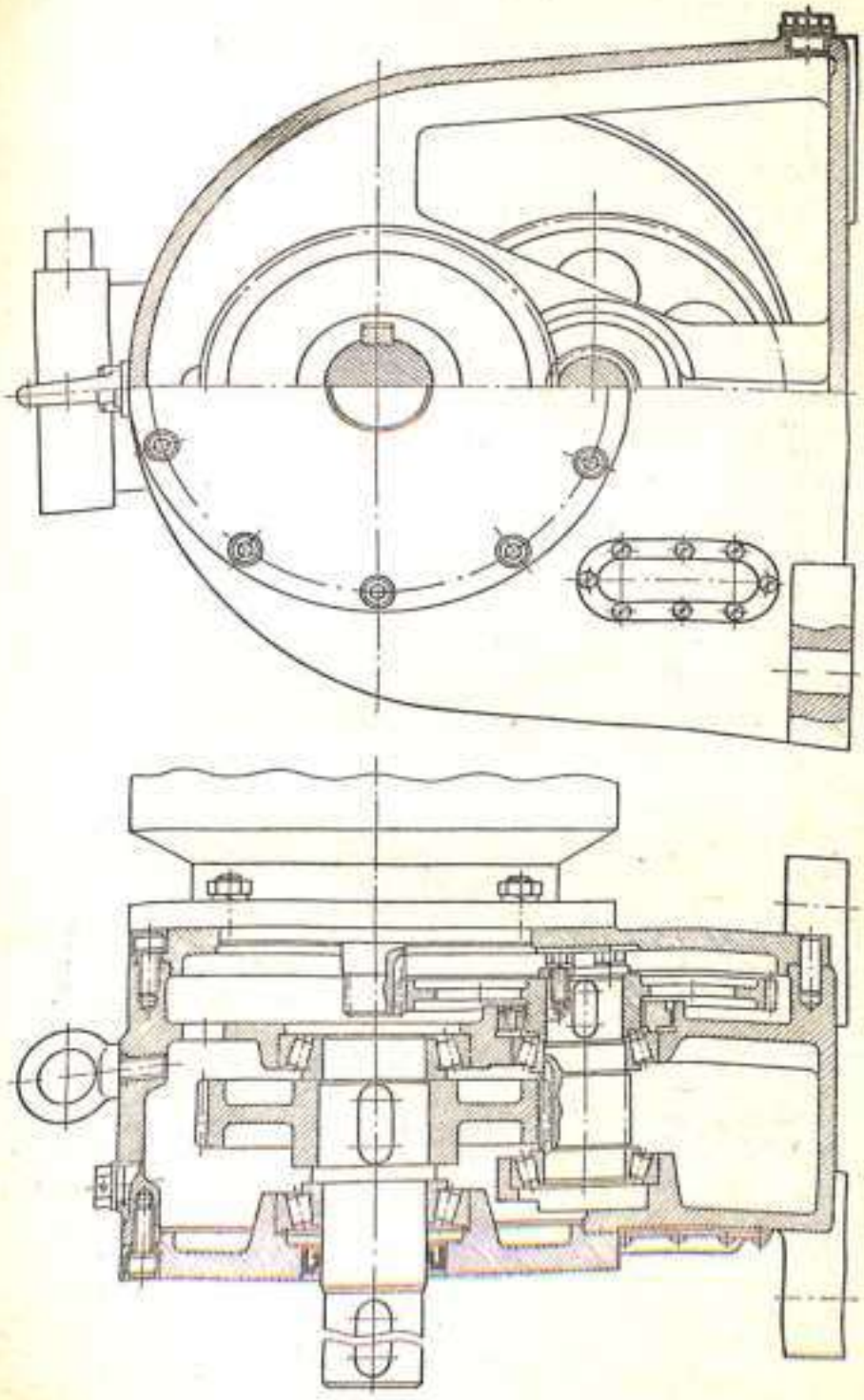


Рис. 20.8. Сосный мотор-редуктор

выфрезерованы канавки, соединяющие картер с полостью стакана. Промежуточный и тихоходный валы установлены на радиально-упорных роликоподшипниках, регулирование осевого зазора в которых выполнено по рекомендациям гл. 18. Зубчатые колеса установлены на валах по посадке с натягом в сочетании с призматической шпонкой, при этом для удобства сборки на тихоходном валу предусмотрен конический направляющий участок, на котором расположена выступающая из ступицы часть шпонки. Смазывание зацеплений производится окунанием в масляную ванну, уровень которой достигает колеса быстроходной ступени.

На рис. 20.7 показана быстроходная ступень коническо-цилиндрического редуктора, в которой коническая шестерня установлена не консольно, а между двумя опорами, что снижает неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых колес.

Соосный мотор-редуктор с двухступенчатой цилиндрической передачей показан на рис. 20.8. Зубчатые колеса цементованы. Шестерня быстроходной ступени нарезана непосредственно на валу якоря электродвигателя, который закреплен на корпусе редуктора. Промежуточный вал состоит из двухопорной шестерни тихоходной ступени с консольно закрепленным колесом быстроходной ступени. Регулирование осевой игры конических роликоподшипников этого вала производится резьбовой крышкой через отверстия в диске колеса. Ведомый вал редуктора с насаженным на него с натягом колесом тихоходной ступени установлен на конических роликоподшипниках, способных воспринять консольную внешнюю нагрузку. Смазывание зацеплений осуществляется окунанием шестерни промежуточной ступени в масляную ванну, корпус имеет сложную форму, позволяющую уменьшить число разъемов, необходимых для сборки зубчатой передачи.

§ 20.2. Планетарные редукторы

Редукторы по схеме планетарной передачи A^{b}_{ha} и $A^{b1}_{h1a1}A^{b2}_{h2a2}$ (см. табл. 6.2) представлены на рис. 14.59, 14.60 в работе [36].

Двухступенчатый мотор-редуктор по схеме планетарной передачи $A^{b1}_{h1a1}A^{b2}_{h2a2}$ (см. табл. 6.2) показан на рис. 20.9. Центральное колесо a_2 быстроходной ступени нарезано на консольном конце вала якоря электродвигателя. Активные поверхности колес с наружными зубьями цементованы. Стальные термически улучшенные центральные колеса с внутренними зубьями жестко соединены с корпусом и торцовой крышкой редуктора из легкого сплава.

Плавающими звеньями являются водило h_2 быстроходной ступени и центральное колесо a_1 тихоходной ступени, соединенные друг с другом муфтой с двумя зубчатыми сочленениями. Осевая фиксация плавающих звеньев в корпусе осуществлена с помощью двух радиальных шарикоподшипников сверхлегкой серии, установленных с гарантированным осевым зазором по торцам внутренних колец в водилах h_1 и h_2. Наиболее нагруженный подшипник водила h_1 (при действии консольной внешней нагрузки) выбран достаточно большого диаметра. Сателлиты установлены на роликовые подшипники. Для повышения несущей способности за счет увеличения диаметра роликов в тихоходной ступени использованы роли-

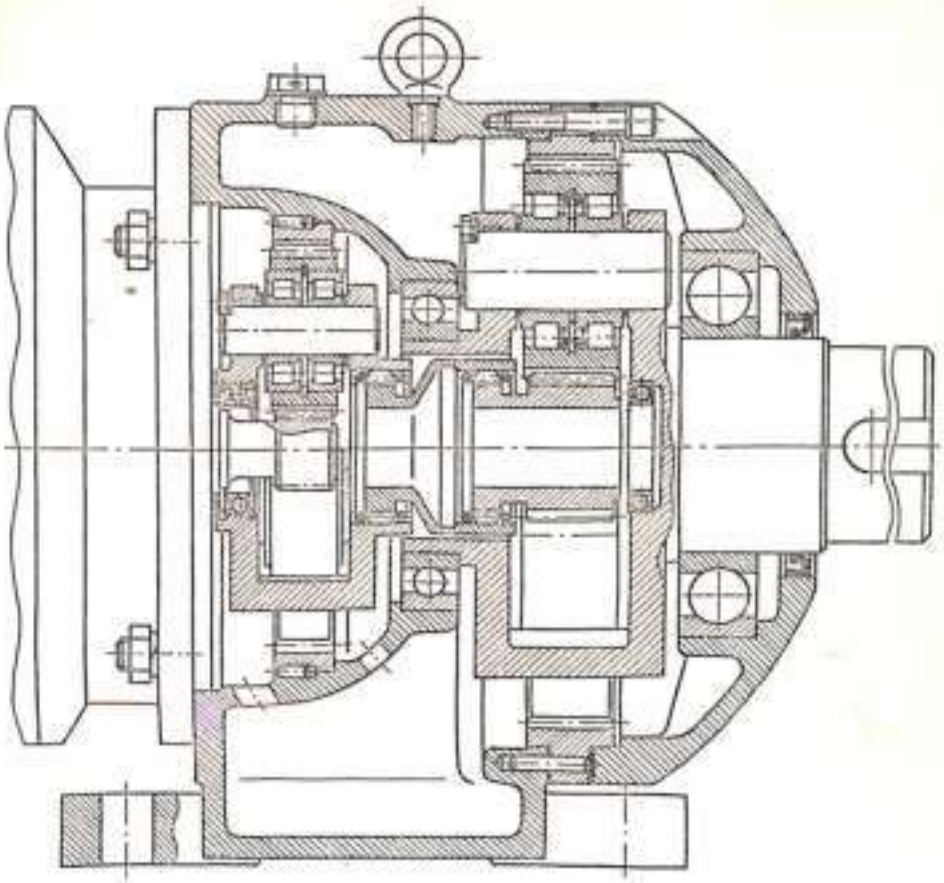


Рис. 20.9. Планетарный двухступенчатый мотор-редуктор

коподшипники без наружного кольца, роль беговой дорожки играет цементованная и шлифованная поверхность внутреннего отверстия сателлита. Смазывание зацеплений и опор производится окунанием в масло, уровень масляной ванны достигает сателлитов быстроходной ступени.

Трехступенчатый мотор-редуктор с вертикальными валами по схеме планетарной передачи $A^{h1}_{b1a1}A^{h2}_{b2a2}A^{h3}_{b3a3}$ показан на рис. 20.10. Все зубчатые колеса термически улучшены. В каждой ступени число сателлитов $n_w = 3$. Выравнивание нагрузки между сателлитами осуществляется плавающими центральными колесами a_1, a_3 и водилом h_2. Свобода радиальных перемещений этих звеньев достигается с помощью соединительных муфт с двумя зубчатыми сочленениями. Для унификации инструмента в тихоходной и промежуточной ступенях использованы колеса с одинаковыми числами зубьев, модулями и другими геометрическими параметрами, но отличающиеся шириной в связи с различным уровнем нагрузок в этих ступенях. Осевое положение центрального колеса a_3 относительно вала якоря электродвигателя фиксируется пружинными кольцами в зубчатых сочленениях соединительной муфты. Осевое положение соединенных друг с другом колеса a_1 и водила h_2 осуществляется

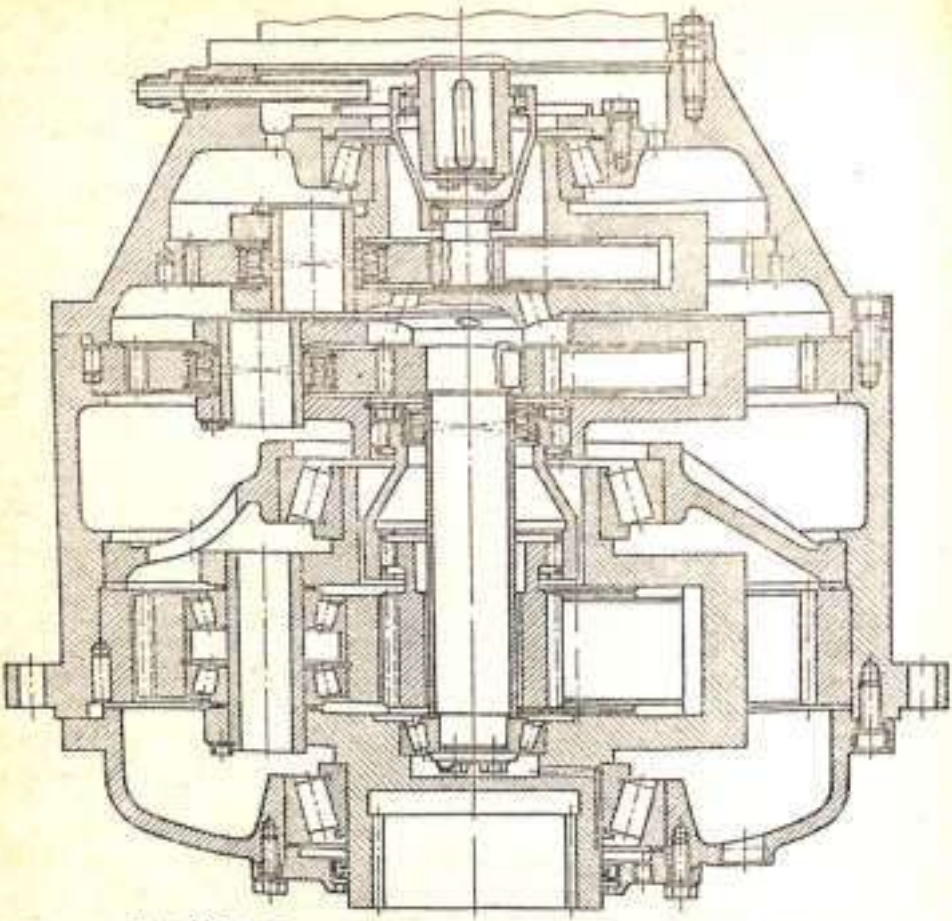


Рис. 20.10. Трехступенчатый вертикальный мотор-редуктор

радиальным подшипником, установленным на валу водила h_3 с гарантированным осевым зазором по торцам наружного кольца. Для уменьшения продольного габаритного размера редуктора одна из опор вала водила h_3, пронизывающего все три ступени, размещена в водиле h_1. В связи с возможной осевой нагрузкой на вал редуктора водило h_1 установлено на конических роликоподшипниках. Для соединения с исполнительным механизмом предусмотрен венец зубчатой муфты, выполненный за одно целое с водилом h_1. Корпус редуктора чугунный, крепится к раме исполнительного механизма фланцем. Система смазывания циркуляционная с использованием отдельной насосной установки, не показанной на чертеже.

Мотор-редуктор по схеме замкнутой передачи $(AA)^{b1}_{(b1A2)a2}$ (см. табл. 6.2), показан на рис. 20.11. Колеса с наружными зубьями цементованы, колеса с внутренними зубьями термически улучшены. В каждой ступени оба центральных колеса плавающие, что позволяет сократить число опор промежуточных валов. Тихоходная ступень расположена между двигателем и быстроходной ступенью. Такая компоновка упрощает конструк-

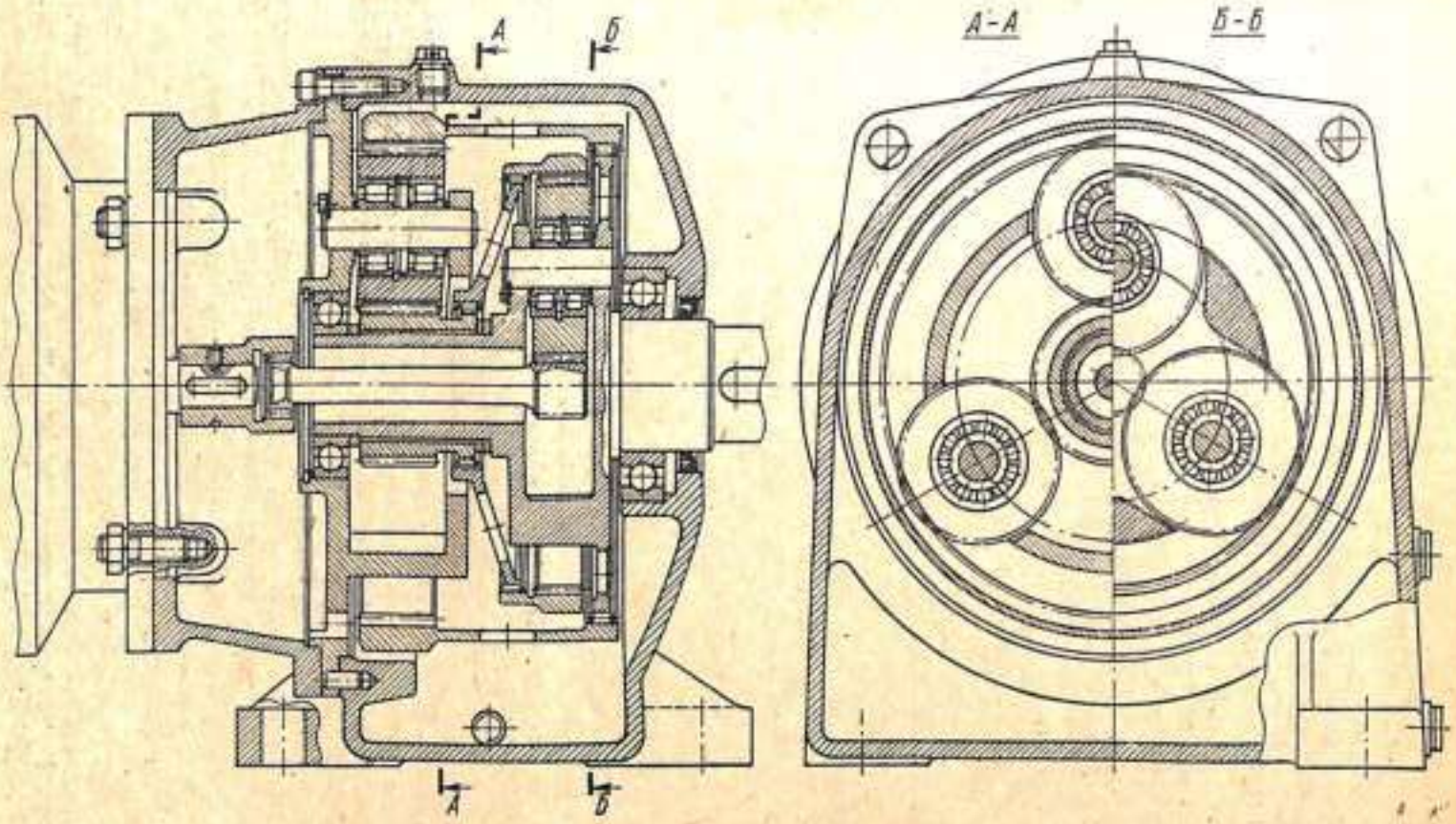


Рис. 20.11. Мотор-редуктор по схеме замкнутой планетарной передачи

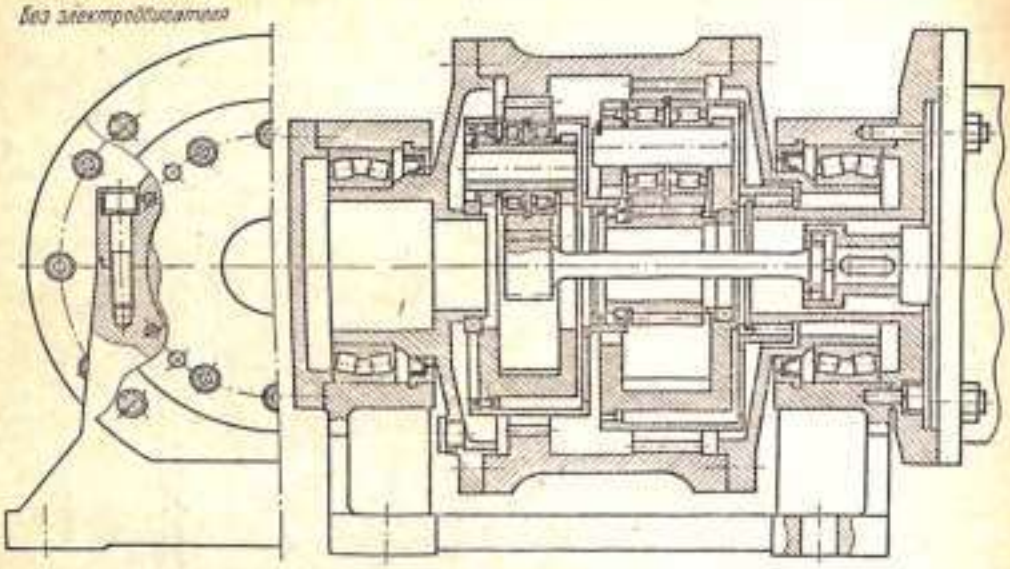


Рис. 20.12. Мотор-барабан

шию корпуса, так как невращающееся водило h_1 тихоходной ступени выполнено за одно целое с торцовой крышкой корпуса. Благодаря большим расстояниям между двигателем и центральным колесом a_2 и между центральным колесом b_1 и водилом h_2 соединительные муфты этих плавающих звеньев выполнены только с одним зубчатым сочленением. Плавающие центральные колеса a_1 и b_1 соединены муфтой с двумя внутренними сочленениями. Осевое положение этой пары звеньев определяется упорными шайбами у торцов колеса a_1 с гарантированным зазором. Сателлиты установлены на радиальных роликоподшипниках с высокой несущей способностью. Радиальные шарикоподшипники водила отстоят друг от друга на значительном расстоянии, что позволяет воспринимать большие консольные нагрузки на ведомом валу редуктора. Корпус и промежуточная деталь, служащая для крепления фланцевого электродвигателя, могут быть изготовлены из легкого сплава.

Мотор-барабан (или мотор-ролик) с редуктором по замкнутой схеме $(AA)^{A1}_{(b1b2)a2}$ (см. табл. 6.2) показан на рис. 20.12. Гладкий барабан может служить для наматывания троса или использоваться в качестве ведущего и опорного ролика некоторого вращающегося агрегата (металлургические печи и т. п.). Зубчатые колеса с наружными зубьями цементованы. Центральные колеса b_1, b_2 с внутренними зубьями нарезаны непосредственно в барабане, охватывающем зубчатую передачу, так как в связи с большими радиальными нагрузками, которые может испытывать барабан, и, как следствие, неизбежными деформациями барабана фланцевое или шпоночное соединение их с барабаном было бы недостаточно надежным. Тихоходная ступень размещена между двигателем и быстроходной ступенью. Деталь, воспринимающая момент невращающегося водила h_1, одновременно служит для закрепления фланцевого электродвигателя. В каждой ступени по два плавающих звена: центральное колесо с наружными зубьями и водило, что позволяет сократить число

опорных подшипников промежуточных валов. Все соединительные муфты плавающих звеньев имеют по два зубчатых сочленения кроме муфты центрального колеса a_2, где из-за большой длины вала нет необходимости во втором зубчатом сочленении. Осевое положение плавающих звеньев h_1, a_1, h_2 определено двумя радиальными шарикоподшипниками сверхлегкой серии, установленными в корпусе и в водиле h_1 с гарантированным зазором по торцам колец. Сателлиты установлены на радиальных роликоподшипниках с высокой несущей способностью, барабан – на сферических роликоподшипниках в связи с возможной деформацией его стенок и цапф под действием внешней нагрузки. Рама мотор-барабана литая, опоры подшипников барабана имеют горизонтальный разъем. Смазывание осуществляется окунанием в ванну, во вращающийся масляный слой погружены центральные колеса с внутренними зубьями.

Двухступенчатый редуктор с быстроходной цилиндрической передачей и тихоходной передачей $(3k)^b_{ca}$ (см. табл. 6.1) показан на рис. 20.13. Цилиндрическая передача выполнена с нижним расположением консольной шестерни, благоприятным для смазывания зацепления. Зубья шестерни и колеса цементованы. Колесо закреплено на входном валу передачи $3k$. Все зубчатые колеса передачи $3k$ термически улучшены. Центральное колесо b жестко запрессовано в корпус редуктора. Крутящий момент этого колеса воспринимается штифтами, в осевом направлении колесо крепится тремя винтами М10. Плавающее центральное колесо e соединено муфтой с двумя зубчатыми сочленениями с ведомым валом редуктора. Водило через два радиальных шарикоподшипника опирается на вал центрального колеса a, подшипники которого, в свою очередь, размещены в корпусе и внутри ведомого вала редуктора. Из-за возможных консольных внешних нагрузок опоры ведомого вала редуктора разнесены на достаточное расстояние друг от друга. Для осевой фиксации подшипников этого вала в корпусе служат две торцовые крышки *21*, *22*, стянутые длинными винтами *34*.

Роликоподшипники консольного ведущего вала редуктора также раздвинуты на большое расстояние друг от друга, чтобы уменьшить возможный перекос вала-шестерни. Сателлиты установлены на конических роликоподшипниках, обладающих большой несущей способностью. Осевая игра этих подшипников регулируется прокладкой *26* у съемной торцовой крышки *19*. Сферическая конфигурация корпуса способствует повышению его жесткости без дополнительного оребрения. Смазывание осуществляется окунанием, уровень масляной ванны достигает зацепления цилиндрической ступени и внутреннего зацепления сателлитов.

Двухступенчатый мотор-редуктор показан на рис. 20.14. Схема зубчатой передачи соответствует схеме редуктора, представленного на рис. 20.13. Конструктивные отличия состоят в верхнем расположении шестерни быстроходной ступени. Фланцевый электродвигатель крепится непосредственно к корпусу редуктора. Шестерня насажена на вал якоря электродвигателя. Для смазывания этой зубчатой пары предусмотрена маслоподъемная шестерня из текстолита, погруженная в масляную ванну. Осевая фиксация ведомого вала редуктора осуществляется только одним радиальным шарикоподшипником с помощью торцовой крышки и втулки, закрепленной в корпусе тремя установочными винтами.

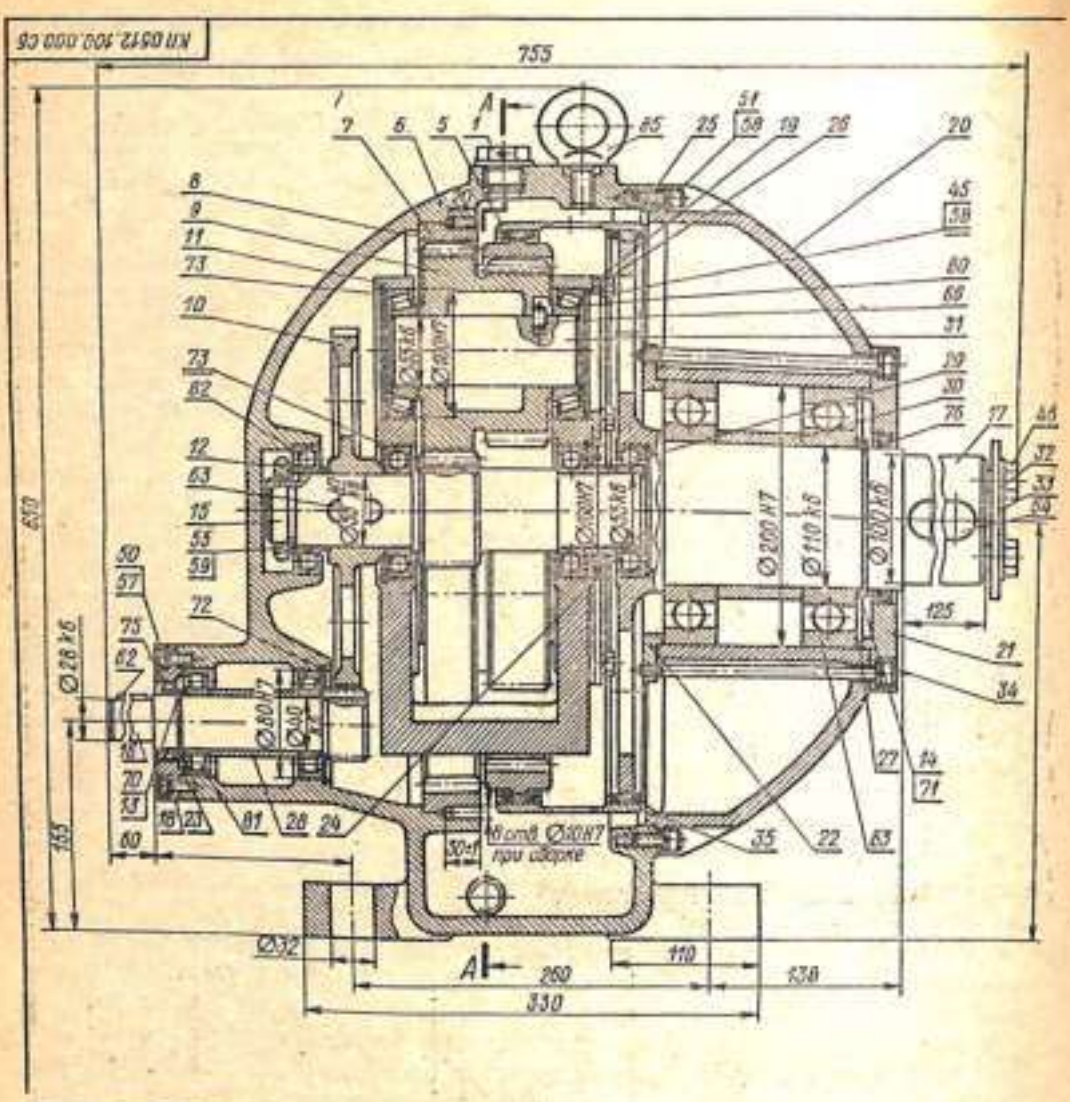
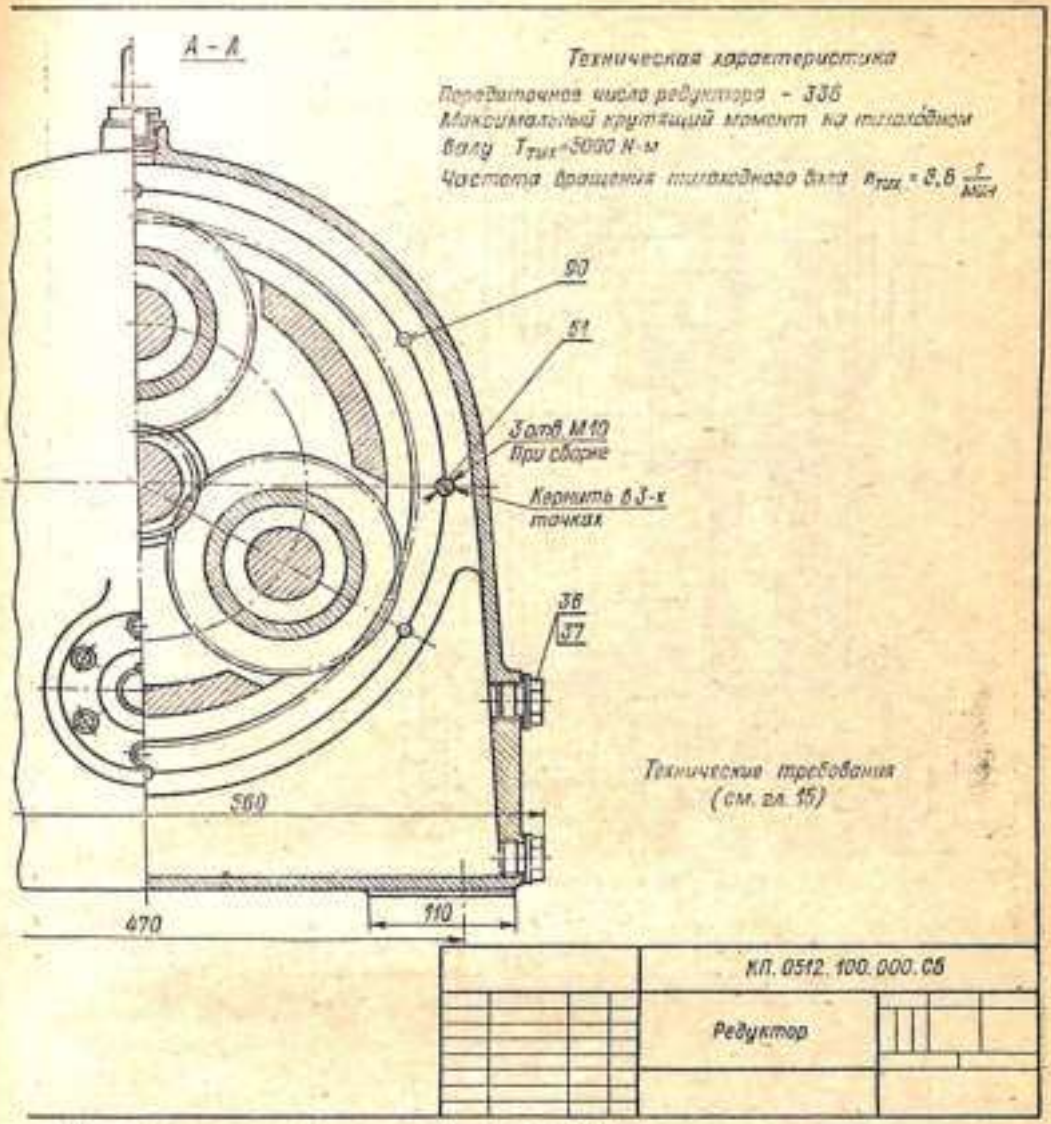


Рис. 20.13. Двухступенчатый редуктор с пла

Двухступенчатый редуктор с быстроходной конической передачей и тихоходной планетарной передачей A^{b}_{ha} показан на рис. 20.15. Редуктор выполнен с горизонтальным ведущим и вертикальным ведомым валами. Зубчатые колеса с наружными зубьями обеих ступеней цементованы, колесо *b* планетарной ступени термически улучшено. Плавающее центральное колесо *a* с помощью муфты с одним зубчатым сочленением соединено с колесом быстроходной ступени. Водило, изготовленное за одно целое с выходным валом, установлено на радиально-упорных роликоподшипниках, рассчитанных с учетом консольной нагрузки на выходном валу. Внутренние зубья центрального колеса *b* нарезаны непосредственно в нижней части корпуса, что снижает габаритные размеры редуктора.



пятарной тихоходной ступенью по схеме 3k

Конические колеса быстроходной ступени выполнены с круговыми зубьями. Вал-шестерня установлен на двух радиально-упорных шарикоподшипниках в одной опоре и роликоподшипником в другой. Радиально-упорные шарикоподшипники воспринимают реверсивную осевую нагрузку, роликоподшипник – только радиальную (плавающая опора).

Регулирование осевого положения шестерни относительно колеса осуществляется перемещением стакана, в котором установлены подшипники вала-шестерни, за счет изменения толщины прокладок между корпусом редуктора и опорной поверхностью стакана. Для крепления конического колеса быстроходной ступени к промежуточному валу применено малогабаритное соединение с коническими (призонными) болтами. Верхняя

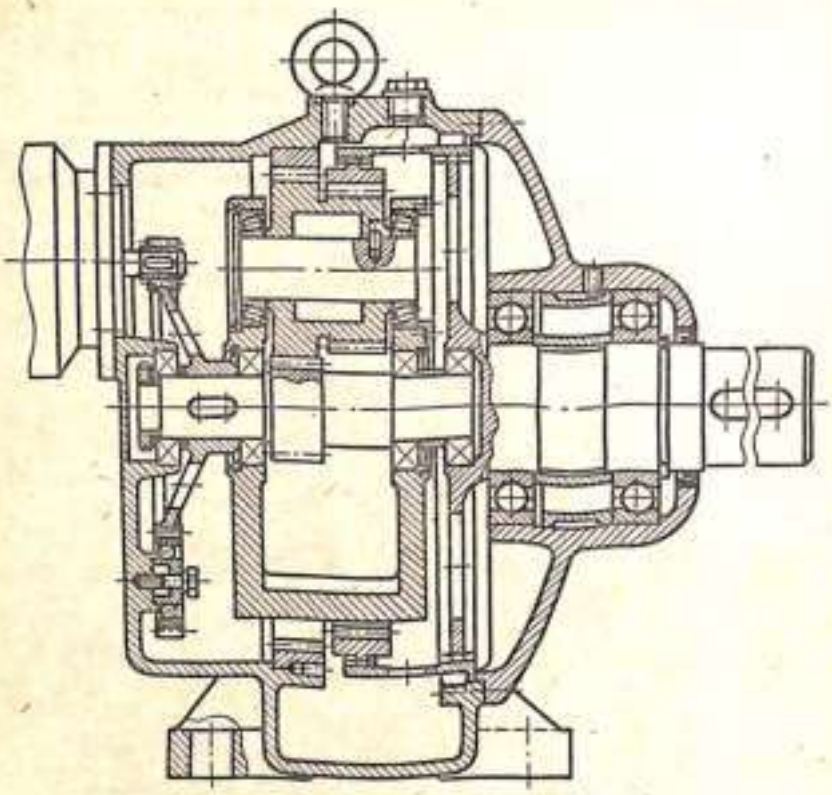


Рис. 20.14. Двухступенчатый мотор-редуктор с планетарной тихоходной ступенью по схеме 3*k*

часть корпуса редуктора имеет прилив для крепления фланцевого электродвигателя. Система смазывания редуктора циркуляционная. Насос, подающий масло из картера в нижней части корпуса, получает вращение от промежуточного вала через зубчатую муфту. Для предохранения одного из подшипников выходного вала от затопления маслом в нижней части корпуса установлен тонкостенный стакан. Участок стакана, выступающий над уровнем масляной ванны, вместе с кольцом, закрепленным на водиле, образует лабиринтное уплотнение.

Корпус редуктора состоит из двух частей, соединенных винтами, головки которых имеют внутренний шестигранник для ключа и размещены в полостях, предусмотренных в верхней части корпуса. В этой же части корпуса имеется смотровой люк, закрытый тонкостенной крышкой. Следует обратить внимание на обеспечение минимальной несоосности расточек под подшипники, на которые устанавливается водило, так как от этого зависит неравномерность распределения нагрузки по ширине подшипников и зубчатых колес планетарной ступени. При степени точности изготовления зубчатых колес не ниже 7-й несоосность расточек под подшипники водила не должна превосходить 0,05 мм. Обеспечить такую несоосность можно за счет расточки посадочных отверстий в корпусе после соедине-

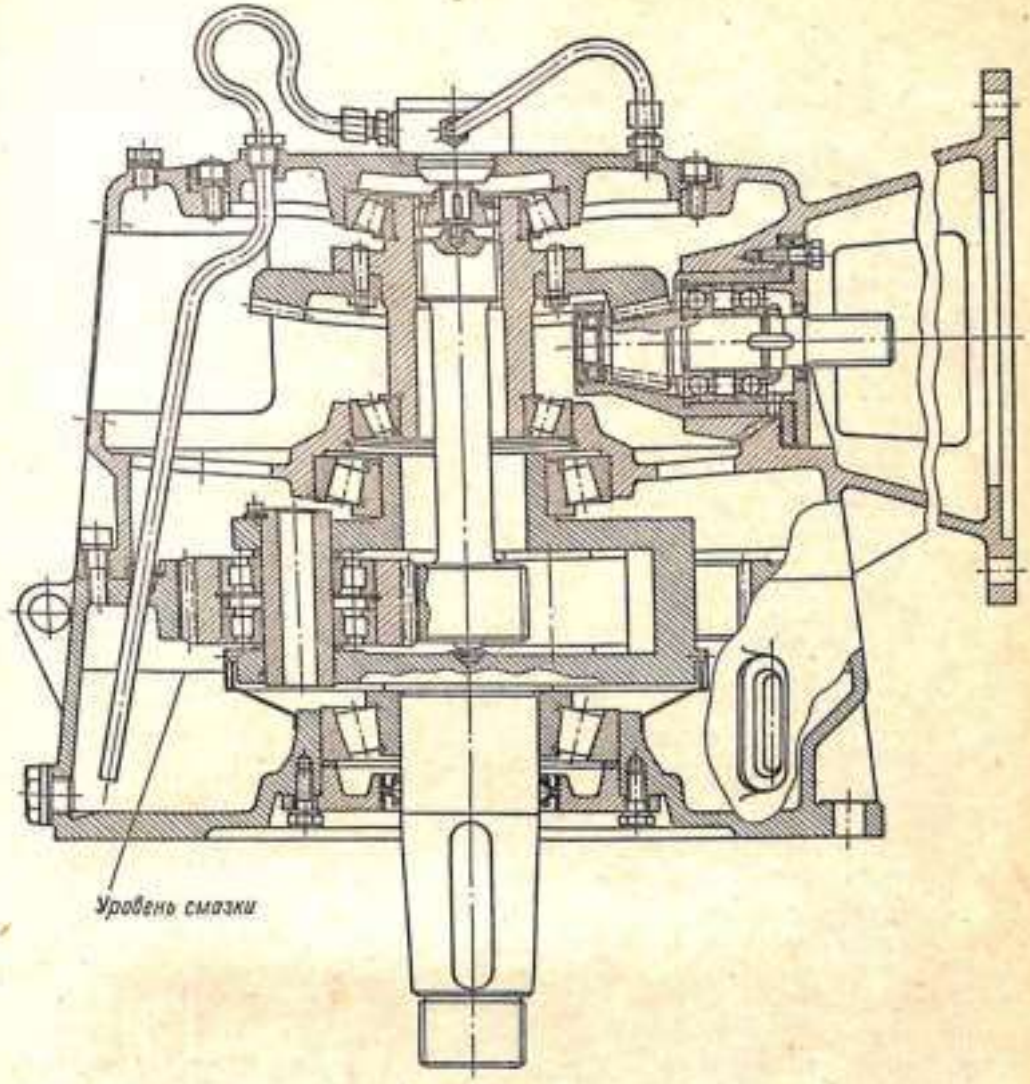


Рис. 20.15. Двухступенчатый редуктор с конической быстроходной и планетарной тихоходной ступенями

ния его частей винтами и двумя фиксирующими штифтами, установленными перпендикулярно к плоскости разъема.

Аналогичным образом достигается соосность расточек под подшипники колеса быстроходной ступени, которые целесообразно выполнять за одну установку при расточке отверстий для подшипников водила.

Конструкция подшипниковых узлов быстроходного вала обеспечивает минимальные значения $K_{H\beta}$ в конической паре при небольших осевых габаритных размерах. Выравнивание нагрузки среди сателлитов планетарной ступени в данной конструкции достигается муфтой с одним зубчатым сочленением из-за большого расстояния от этой муфты до колеса *a*. При этом следует иметь в виду, что невысокие значения $K_{H\beta}$ в зацепле-

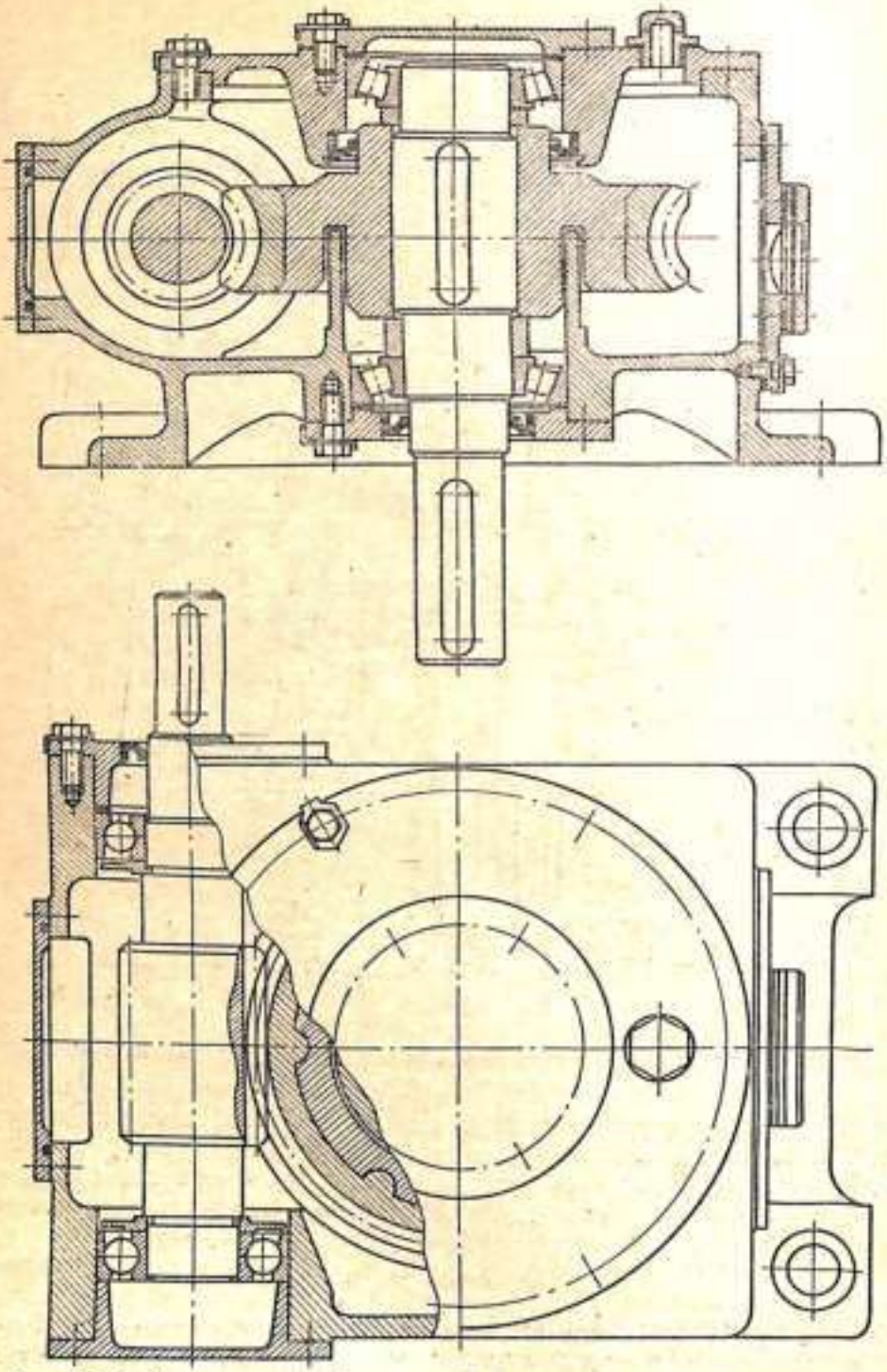


Рис. 20.16. Одноступенчатый червячный редуктор с вертикальным валом червячного колеса

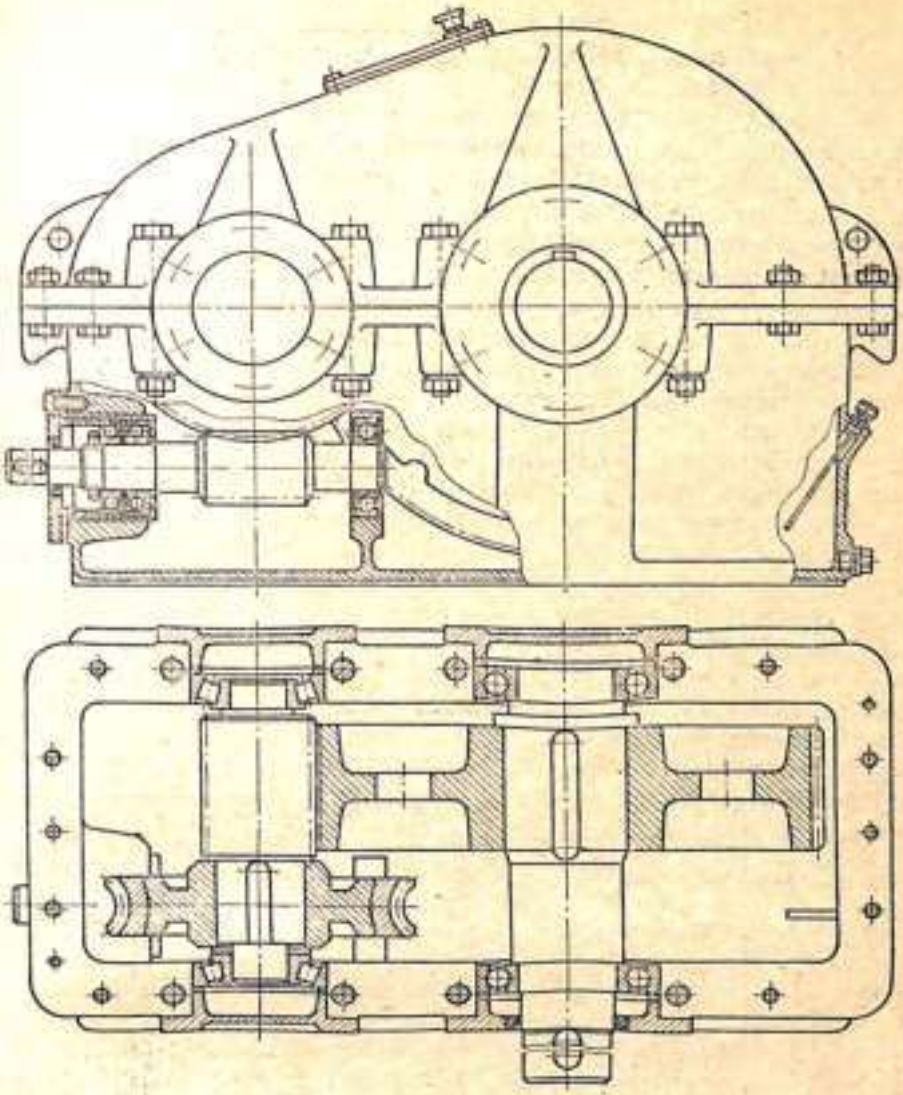


Рис. 20.17. Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор

ции $a - g$ достигаются при небольших $(\psi_{bd})_a$ и высокой степени точности зубчатых колес планетарной ступени, которая не должна быть ниже 7-й. Если расстояние между зубчатой муфтой и колесом a невелико, то для выравнивания нагрузки среди сателлитов следовало бы плавающим выполнить колесо b, что существенно усложняет конструкцию.

§ 20.3. Червячные редукторы

Червячный редуктор с вертикальным валом червячного колеса показан на рис. 20.16. Червяк, изготовленный за одно целое с валом, установлен на двух радиально-упорных шарикоподшипниках «в распор» (см. гл. 18). Осевая игра подшипников регулируется прокладкой, уста-

новленной между одной из крышек и наружной обоймой подшипника. Составное червячное колесо, изготовленное отливкой бронзового венца в форму с предварительно помещенной в нее стальной ступицей, установлено на выходном валу редуктора по посадке с гарантированным натягом в сочетании со шпоночным соединением. Опорами вала червячного колеса являются радиально-упорные роликоподшипники. Осевая игра этих подшипников, а также положение червячного колеса относительно червяка регулируются прокладками, расположенными между наружными обоймами подшипников и крышками.

В конструкции редуктора предусматривается применение пластичного смазочного материала для подшипников вала червячного колеса. Для предупреждения попадания масла из картера редуктора в полости этих подшипников имеются уплотнения: в верхней полости манжетное, в нижней — лабиринтное. Уровень масляной ванны для смазывания зацепления и подшипников входного вала, достигающий поверхности впадин червяка, расположен ниже верхнего торца стакана, образующего с поверхностью проточки в ступице червячного колеса лабиринтное уплотнение.

Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор (рис. 20.17) выполнен по схеме рис. 1.5, *д*. Червячная передача с нижним расположением червяка установлена в быстроходной ступени, что позволяет уменьшить размеры и получить более высокий КПД редуктора. Радиально-упорные шарикоподшипники вала червяка объединены в одной «фиксирующей» опоре; во второй («плавающей») опоре использован радиальный шарикоподшипник. Червячное колесо, закрепленное на промежуточному валу, по конструкции аналогично червячному колесу редуктора, изображенного на рис. 20.16. В тихоходной ступени применены прямозубые колеса без поверхностного упрочнения зубьев.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Рекомендуемая последовательность работы над курсовым проектом по деталям машин

Последовательность работы над курсовым проектом, рекомендуемая в данном приложении, отражает опыт кафедры «Детали машин» Ленинградского механического института. Авторы пособия не исключают возможности и другого порядка выполнения курсового проекта с учетом специфики учебного заведения и методического опыта соответствующей кафедры.

Техническое задание на курсовой проект, как правило, содержит кинематическую схему привода, частоту вращения выходного вала, общее передаточное отношение передачи и данные о внешней нагрузке.

Нагрузка выходного вала (рабочего органа машины) задается в виде гистограммы, подобной представленной на рис. 2.11. Для приводов с повторно-кратковременным режимом нагружения приводятся данные, относящиеся к одному блоку нагружения (см. рис. 19.17 и стр. 357). При этом число циклов нагружений при действии i-й нагрузки определяется по формуле (2.50), в которой в этом случае $t_{h(i)} = t_i \mu_z$, где μ_z – число блоков нагружения за полный срок службы, указываемое в задании.

В задании предполагается, что в гистограммах учтены внешние динамические нагрузки, в частности, возникающие при неустановившемся движении. Выдаются также указания по выбору типов соединительных муфт и при необходимости по установке предохранительных устройств.

Более сложными и трудоемкими, но и в большей степени развивающими творческие способности студента являются задания, в которых схема и общее передаточное отношение привода отсутствуют, а даны лишь указания по расположению входного и выходного валов передачи, частота вращения рабочего органа, а также гистограмма нагружения (см. гл. 1, 2).

В техническом задании кроме этого указывается перечень подлежащей разработке конструкторской документации. В соответствии с программой Минвуза СССР по курсу «Детали машин» к конструкторской документации по курсовому проекту обычно относят:

эскизный (технический) проект редуктора (выполняемый на миллиметровой бумаге) на листе формата А1;

сборочный чертеж редуктора, представляемый на одном-двух листах формата А1;

рабочие чертежи трех-четырех деталей редуктора общим объемом, соответствующим листу формата А1;

сборочный чертеж привода на листе формата А1;

расчетно-пояснительная записка.

Выбор типа передачи привода выполняется лишь в том случае, если в задании отсутствует кинематическая схема.

Указания по выбору типов передач приведены в гл. 12, используя материалы которой, можно сопоставлять различные схемы по массо-габаритным и энергетическим показателям. Однако широкому внедрению заданий с выбором схемы привода должна предшествовать подготовительная работа по программному обеспечению ЭВМ, с помощью которого задача оптимизации основных показателей привода решается при минимальных затратах времени.

Разбивка общего передаточного отношения по ступеням передачи является частью общей задачи оптимизации массо-габаритных и энергетических показателей привода. Поэтому варьирование передаточными числами должно производиться при выборе схемы привода.

При разработке проекта по заданной схеме и отсутствии соответствующего программного обеспечения ЭВМ передаточные отношения отдельных передач в приводе целесообразно предусмотреть в техническом задании либо ориентировочно выбрать в соответствии с указаниями гл. 12. При разбивке $i_{общ}$ между ступенями многоступенчатых редукторов следует воспользоваться данными той же гл. 12.

Предварительно выбранные значения передаточных отношений могут корректироваться в результате подбора чисел зубьев, выбора электродвигателя, геометрических расчетов и компоновки привода. При этом фактическое значение частоты вращения выходного вала передачи не должно отличаться от предварительно заданного более, чем на 3—5%.

Ориентировочное значение КПД передачи определяется путем перемножения соответствующих значений η передач, из которых состоит привод. Ориентировочные значения η для зубчатых передач приведены в табл. 2.1. Для передач других типов значения КПД даны в соответствующих главах. Сравнительные значения η для передач различных типов в зависимости от передаточных чисел представлены на рис. 12.2.

Выбор электродвигателя производится по указаниям приложения 2. При отсутствии в задании кинематической схемы привода частота вращения ротора электродвигателя назначается на этапе выбора типа передачи, так как с увеличением ее уменьшаются масса и габаритные размеры двигателя [1], но растет общее передаточное отношение и в некоторой степени массо-габаритные характеристики передачи.

---

[1] В связи с унификацией корпусов электродвигателей габаритные размеры и масса их иногда остаются неизменными в определенном интервале изменения частот вращения.

Кинематический расчет привода заключается в определении угловых скоростей всех звеньев, входящих в проектируемый привод. Для передач с неподвижными осями (для рядных редукторов) определение угловых скоростей не представляет трудностей. Угловые скорости звеньев планетарных и замкнутых передач определяются по формулам гл. 6 (см. также табл. 6.1 и 6.2).

Определение моментов на валах передачи в большинстве случаев производится без учета потерь на трение в отдельных ступенях. Однако в передачах, имеющих сравнительно невысокие значения КПД (червячные, волновые и планетарные типа C и $3k$), моменты на валах должны определяться с учетом η. Для планетарных и замкнутых передач зависимости, связывающие моменты, действующие на основные звенья, представлены в гл. 6 (см. табл. 6.3 и 6.4).

Проектировочный расчет передач привода осуществляется по указаниям, изложенным в гл. 2–8. Если в приводе предусматриваются встроенные предохранительные муфты, то их расчет производится по указаниям гл. 13.

Эскизный проект выполняется в соответствии с рекомендациями гл. 14. При этом целесообразно ориентироваться на элементы существующих конструкций, примеры которых представлены в гл. 20, а также в справочниках [29, 37, 38] и атласах [18 и др.]. Вопросы конструирования валов, осей и соединений вал – ступица рассматриваются в гл. 9, зубчатых колес и элементов планетарных передач – в гл. 16, подшипниковых узлов – в гл. 10, 18, резьбовых соединений – в гл. 11, муфт – в гл. 13, корпусных деталей – в гл. 17.

Проверочные расчеты элементов передачи производятся после завершения разработки эскизного проекта. При этом рассчитываются механические передачи, валы, оси, подшипники, соединения вал – ступица, встроенные фрикционные муфты (если таковые имеются в приводе), резьбовые соединения. Указания к порядку проведения проверочных расчетов приводятся в соответствующих главах настоящего пособия. По результатам проверочных расчетов при необходимости вносятся изменения в эскизный проект, после чего его можно рассматривать как учебный технический проект.

Выбор смазочных материалов для передач и подшипников и расчет на нагрев привода осуществляется в соответствии с указаниями гл. 19. На этом же этапе производится выбор устройств для контроля за уровнем смазки, отдушин, маслоспускных и уплотнительных устройств и т. д. Результаты расчета на нагрев могут служить причиной изменений в эскизном проекте (например, введение оребрения корпуса, установка крыльчатки и т. п.).

Сборочный чертеж редуктора, выполняемый по эскизному проекту, дополняется спецификацией. Некоторые указания по правилам оформления чертежей и спецификаций технического проекта приведены в гл. 15.

Рабочие чертежи деталей оформляются в соответствии с требованиями ЕСКД. Определенную пользу при разработке рабочих чертежей окажут данные гл. 15.

Выбор соединительных муфт привода производится по указаниям гл. 13. Здесь же выполняются проверочные расчеты соединений полумуфт с ва-

лами (см. гл. 9) и элементов предохранительных устройств в соединительных муфтах, если они предусмотрены заданием. При установке зубчатых муфт необходимо подобрать тип смазочного материала и его объем для заливки в муфту.

Расчет болтов крепления редуктора к установочной плите (раме) производится по указаниям гл. 11. Требуемые размеры элементов рамы определяются по данным гл. 17.

Сборочный чертеж привода, на котором показывается спроектированный привод с электродвигателем и соединительными муфтами, установленный на раме. Пример сборочного чертежа привода представлен на рис. 15.1. К сборочному чертежу привода прилагается спецификация (см. гл. 15). Указания по проектированию установочных плит (рам) приведены в гл. 17. На сборочном чертеже привода должны быть предусмотрены защитные кожухи, устанавливаемые в соответствии с требованиями техники безопасности.

Расчетно-пояснительная записка составляется одновременно с выполнением перечисленных этапов работы над курсовым проектом и оформляется в соответствии с требованиями ЕСКД (см. гл. 15). Кроме указанных разделов расчетно-пояснительная записка должна содержать описание спроектированного привода, указания о последовательности сборки редуктора, регулирования осевых зазоров в подшипниках и др.

Защита курсового проекта производится после проверки чертежей и расчетно-пояснительной записки руководителем проекта. При этом следует обращать внимание не только на правильность вычислений и принятых конструктивных решений, но и на умение студента излагать свои мысли литературным языком и соблюдение требований ЕСКД по оформлению текстовых документов.

Приложение 2

Выбор двигателя

В общем машиностроении широкое распространение получили асинхронные двигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором. Отечественная промышленность выпускает двигатели серии 4А в диапазоне мощности 0,06–400 кВт. В грузоподъемных машинах и металлургическом оборудовании используют двигатели постоянного тока, обеспечивающие регулирования частоты вращения в широких пределах, и двигатели переменного тока серий МТ и МТВ (с контактными кольцами) и МТК и МТВК (с короткозамкнутым ротором), допускающие работу с частыми пусками и большими перегрузками.

В каталоге электродвигателей приводятся следующие основные данные, необходимые для проектирования механического привода: $P_{дв.ном}$ – номинальная мощность, при потреблении которой от сети двигатель может длительно работать без перегрева, кВт; $T_{дв.ном}$ – номинальный момент на валу ротора двигателя, соответствующий мощности $P_{дв.ном}$, кгс·м; $n_{дв}$ – частота вращения ротора двигателя мин$^{-1}$; $\lambda_м$ – допустимое

значение кратности максимального момента $T_{дв\,max}$ двигателя по отношению к его номинальному моменту $T_{дв.ном}$.

Для подбора двигателей, работающих в кратковременном режиме, указана мощность $P_{дв\,30}$, $P_{дв\,60}$ при стандартной продолжительности времени работы 30 и 60 мин. Для подбора двигателей, работающих в повторно-кратковременном режиме, указана мощность $P_{дв.ПВ}$ при стандартной продолжительности включения (см. ниже) из ряда значений $ПВ_{ст}$ = = 15, 25, 40, 60 %.

Примечание. Следует иметь в виду, что в действующих каталогах электродвигателей сохраняется система единиц МКГСС, поэтому требуется согласование параметров двигателя с данными в СИ, принятыми в курсовом проекте.

В каталоге имеются варианты двигателей с одинаковой номинальной мощностью, но с разной частотой вращения, например, дан ряд синхронных скоростей вращения ($n_{дв.синх} > n_{дв}$): 750, 1500, 3000 мин$^{-1}$.

В каталоге даны присоединительные размеры конца вала ротора двигателя (у двигателей, использующихся в составе мотор-редукторов, диаметр ротора уменьшен). Там же указаны присоединительные размеры корпусов в двух вариантах исполнения: с лапами для крепления двигателя на раме привода или с фланцем для использования двигателя в составе мотор-редуктора, а также при вертикальном креплении двигателя к раме привода.

П2. 1. Выбор двигателя в зависимости от режима работы привода

В курсовом проекте обычно бывает задана гистограмма нагрузок T_i и соответствующих им частот вращения n_i на выходном валу механической передачи, приводящей в движение рабочий орган, см. рис. 2.11, 19.17. Рассмотренные в данном параграфе асинхронные двигатели имеют «жесткую» механическую характеристику: значительное изменение нагрузки вызывает несущественное изменение частоты вращения ротора. Практически принимают, что в рабочем диапазоне нагрузок (исключая период пуска) частота вращени ротора $n_{дв} = \text{const}$, тогда частота вращения двигателя связана с частотой вращения рабочего органа: $n_{дв} = n_{р.о}\, i_{об}$. Выбор двигателя из каталога производят по номинальной мощности $P_{дв.ном} \geqslant \geqslant P_{дв.расч}$ (где $P_{дв.расч}$ – расчетная мощность двигателя, определяемая с учетом режима работы привода) и частоте вращения.

Ниже рассмотрены три основных режима работы и проверка двигателя на перегрузку.

Длительный режим работы характеризуется продолжительностью работы, достаточной для того, чтобы температура нагрева двигателя достигла установившегося значения. Заданный внешний переменный момент заменяют эквивалентным постоянным моментом, рассчитываемым по формуле

$$T_E = \sqrt{\sum_{i=1}^{k} T_i^2 \frac{t_i}{\sum_i t_i}}, \qquad (П2.1)$$

где T_i, t_i – ступень нагрузки (Н · м) и соответствующее ей время работы по гистограмме на рис. 2.11; $\sum t_i$ – суммарное время работы под нагрузкой.

При постоянной нагрузке $T_E = T$.

Расчетное значение мощности двигателя (Вт) при условии постоянства частоты вращения ротора равно

$$P_{дв.расч} = T_E \omega_{р.о} / \eta_{об}, \qquad (П2.2)$$

где $\omega_{р.о}$ – угловая скорость вала рабочего органа, рад/с; $\eta_{об}$ – КПД механической передачи; изменением КПД при переменной нагрузке пренебрегают и полагают $\eta_{об} = \text{const}$.

По каталогу подбирают двигатель с номинальной мощностью $P_{дв.ном} \geqslant P_{дв.расч}$, полагая, что при удовлетворении этого неравенства нагрев не будет вызывать преждевременного выхода двигателя из строя.

Кратковременный режим работы характеризуется общей продолжительностью работы под нагрузкой 10 мин $\leqslant t_т \leqslant 60$ мин, при которой не происходит нагрев двигателя до установившейся температуры. При этом продолжительность остановок между отдельными блоками нагружения достаточна для выравнивания температуры двигателя и окружающего воздуха. Эквивалентный момент T_E определяют по формуле (П2. 1) в зависимости от нагрузок T_i, составляющих один блок нагружения за отрезок времени $t_T = \sum_{i=1}^{k} t_i$ (см. гистограмму, приведенную на рис. 19.17). Расчетную мощность двигателя $P_{дв.расч}$ определяют по формуле (П2.2).

Повторно-кратковременный режим работы отличается частыми пусками и остановками, при которых за время работы двигателя t_T его температура не успевает достигнуть установившегося значения, а за время остановки $t_{T=0}$ – не успевает опуститься до температуры окружающего воздуха. Продолжительность одного периода $t_T + t_{T=0} \leqslant 10$ мин. Продолжительность включения двигателя (%) характеризуется фактической величиной

$$ПВ_ф = \frac{t_T}{t_T + t_{T=0}} 100.$$

Величина $ПВ_ф$ дана в задании на курсовой проект или рассчитывается по заданным величинам t_T и $t_{T=0}$. Для выбора двигателя необходимо выбрать ближайшую к $ПВ_ф$ стандартную продолжительность включения из ряда значений $ПВ_{ст}$, указанных в каталоге. Расчетная мощность двигателя (Вт) при постоянной частоте вращения ротора равна

$$P_{дв.расч} = \frac{T_E \omega_{р.о}}{\eta_{об}} \sqrt{\frac{ПВ_ф}{ПВ_{ст.}}},$$

где $\omega_{р.о}$, $\eta_{об}$ – см. указания к формуле (П2.2); T_E определяют по формуле (П2.2) для одного характерного блока нагружения за отрезок времени $t_T = \sum_{i}^{k} t_i$, см. рис. 19.17.

По каталогу подбирают двигатель с номинальной мощностью $P_{дв.ПВ} \geqslant P_{дв.расч.ПВ}$, исключающей его перегрев.

Проверка двигателя на перегрузку преследует цель предотвратить «опрокидывание» (остановку под нагрузкой) при резком увеличении внешней нагрузки. Проверку двигателя производят при возможных неблагоприятных условиях эксплуатации, когда напряжение в электрической сети

понижено до 10% (что соответствует уменьшению движущего момента на 19%), а нагрузка достигает максимального значения

$$T_{\text{дв.ном}} \geqslant \frac{T_{max}}{0{,}81\lambda_M i_{об}\eta_{об}}, \qquad (П2.3)$$

где λ_M – кратность максимального момента по каталогу для выбранного электродвигателя; T_{max} – максимальный момент по гистограмме рис. 2.11, 19.17.

Если условие (П2.3) не удовлетворено, то требуемая расчетная мощность (Вт), по которой следует выбрать двигатель, должна быть равна

$$P_{\text{дв.расч}} = \frac{T_{max}\omega_{р.о}}{0{,}81\lambda_M\eta_{об}}.$$

В этом случае двигатель имеет запас по температуре нагрева.

Приложение 3

Расчет углов перекоса между осями сцепляющихся цилиндрических зубчатых колес

Расчетные схемы валов или осей рассмотрены в гл. 9. В практических расчетах углов поворота сечений и прогибов допустимо пренебречь смещением от середины зубчатого венца равнодействующей удельных нагрузок.

В качестве исходных данных приняты: внешние силовые факторы, осевые размеры и размеры сечений вала, характеристик опор – жесткость и зазор. В процессе расчетов определяют опорные реакции, внутренние силовые факторы и перемещения в сечениях вала под внешними силовыми факторами и в местах изменения поперечных размеров.

Вал или ось можно представить в виде набора из $N-1$ стержневых элементов, где N – число узловых точек. В качестве узловых точек принимают места изменения размеров сечений вала или приложения внешних нагрузок. Пусть N_i – число стержней разных поперечных сечений, а N_j – число сечений, в которых приложены внешние силовые факторы. К внешним силовым факторам отнесены также реакции опор после их определения. Если в местах изменения размеров сечений вала не приложены внешние силовые факторы, то $N = N_i + N_j - 1$.

Прогибы $U^{(0)}_{k+1}$ и углы поворота $\theta^{(0)}_{k+1}$ в конце k-го участка вала постоянного сечения (рис. П3.1), можно определить интегрированием дифференциального уравнения упругой линии:

$$\left.\begin{aligned} \theta^{(0)}_{k+1} &= \theta^{(0)}_k + (Q_k z_k^2/2 + M_k z_k)/(EJ_k); \\ U^{(0)}_{k+1} &= U^{(0)}_k + \theta^{(0)}_k z_k + \left[Q_k z_k\left(\frac{EJ_k}{GF_k} + \frac{z_k^2}{6}\right) + M_k\frac{z_k^2}{2}\right]/(EJ_k). \end{aligned}\right\} \qquad (П3.1)$$

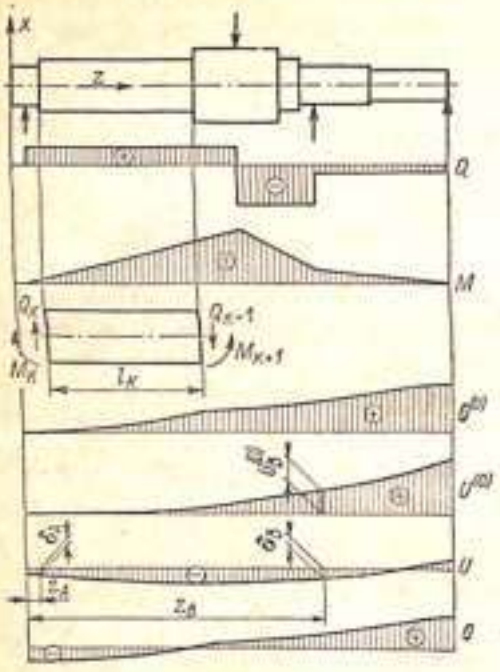


Рис. П3.1. К определению прогибов и углов поворота сечений вала.

где $\theta_k^{(0)}$, $U_k^{(0)}$ – угол поворота и прогиб сечения вала в начале k-го участка; Q_k, M_k – перерезывающая сила и изгибающий момент в начале k-го участка; z_k – длина k-го участка; E, G – модули упругости первого и второго рода; F_k, J_k – площадь и момент инерции сечения рассматриваемого участка вала.

Уравнения (П3.1) используют для определения перемещений в плоскостях XOZ и YOZ от всех силовых факторов, включая реакции опор, при последовательном расчете участков $k = 1, 2, 3, \ldots$. В качестве начальных условий можно принять $\theta_1^{(0)} = 0$, $U_1^{(0)} = 0$ и после определения перемещений в опорах найти действительные углы поворота сечений и прогибы по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \theta(Z) &= \theta(Z)^{(0)} + C; \\ U(Z) &= U(Z)^{(0)} + CZ + D. \end{aligned}\right\} \quad (П3.2)$$

Постоянные C и D определяют из условия совпадения перемещений вала $U(Z)$ при $Z = Z_A$ и $Z = Z_B$ с перемещениями в опорах δ_A, δ_B (рис. П3.1):

$$\delta_A = U_A^{(0)} + CZ_A + D; \quad \delta_B = U_B^{(0)} + CZ_B + D.$$

Из этой системы уравнений следует:

$$C = [\delta_B - \delta_A + U_A^{(0)} - U_B^{(0)}]/(Z_B - Z_A);$$
$$D = \{Z_B[\delta_A - U_A^{(0)}] - Z_A[\delta_B - U_B^{(0)}]\}/(Z_B - Z_A). \quad (П3.3)$$

Перемещения вала в опорах в плоскостях XOZ и YOZ определяют по формулам:

$$\delta_x = \delta R_x/R; \quad \delta_y = \delta R_y/R,$$

где δ – полное перемещение в опоре, связанное с деформацией и зазором ∂ в подшипнике (см. стр. 325); R_x, R_y – проекции полной реакции подшипника R на оси OX и OY.

Если направление координатной оси OX совпадает с плоскостью зацепления, то угол перекоса зубьев в зацеплении

$$\gamma_\Sigma = \gamma_ш + \gamma_к,$$

где $\gamma_ш$, $\gamma_к$ – углы поворота сечений валов вокруг оси OY соответственно для шестерни и колеса.

Укажем способ определения углов $\gamma_ш$ и $\gamma_к$, а также места концентрации удельной нагрузки по ширине зубчатого венца.

Если направление нормального усилия в зацеплении совпадает с принятым положительным направлением прогибов U по оси OX, то угол γ_w или γ_z должен быть принят равным углу θ по формуле (П3.2) соответственно при расчете перемещений валов шестерни или колеса в плоскости XOZ. Если направление нормального усилия в зацеплении не совпадает с принятым положительным направлением прогибов U, то $\gamma = -\theta$. Для этого правила определения углов γ_w и γ_z положительное значение угла γ_z соответствует концентрации удельной нагрузки к левому торцу шестерни и колеса.

При значении $\gamma_z < 0$ концентрация удельной нагрузки, вызванная деформацией валов, опор и зазорами в подшипниках, будет отмечаться у правого торца шестерни и колеса.

Приложение 4

Подшипники качения

П4.1. Радиальные шариковые однорядные подшипники типа 0000 (см. рис. 10.2) по ГОСТ 8338–75

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
				C	C_0					C	C_0
Особолегкая серия						*Легкая серия*					
110	50	80	16	16	12,2	204	20	47	14	9,8	6,2
111	55	90	18	21,6	17,0	205	25	52	15	10,8	7,0
112	60	95	18	23,6	18,0	206	30	62	16	15	10,0
113	65	100	18	23,5	19,6	207	35	72	17	19,7	13,6
114	70	110	20	29,7	24,1	208	40	80	18	25,1	17,8
115	75	115	20	29,5	24,1	209	45	85	19	25,2	17,8
116	80	125	22	36,7	31,3	210	50	90	20	27	19,7
117	85	130	22	36,4	31,3	211	55	100	21	33,3	25,0
118	90	140	24	40,3	35,0	212	60	110	22	40,3	30,9
119	95	145	24	40	35,0	213	65	120	23	44	34
120	100	150	24	41,5	37,6	214	70	125	24	47,9	37,4
121	105	160	26	55,5	48,7	215	75	130	25	50,9	41,1
122	110	170	28	63,0	57,2	216	80	140	26	55,9	44,5
124	120	180	28	65,3	61,3	217	85	150	28	64,1	53,1
126	130	200	33	78,2	73,1	218	90	160	30	73,8	60,5
128	140	210	33	81,1	78,4	219	95	170	32	83,7	69,5
130	150	225	35	96,7	97,0	220	100	180	34	93,9	79,0

П4.2. Радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами однорядные типа 2000 (см. рис. 10.3) по ГОСТ 8328—75*

Условное обозначение подшипника		d	D	B	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника		d	D	B	Грузоподъемность, кН	
					C	C_0						C	C_0
Легкая серия							*Средняя серия*						
12204	42204	20	47	14	11,9	7,4	12305	42305	25	62	17	22,2	14,5
–	42205	25	52	15	13,1	8,5	–	42306	30	72	19	29,6	20,2
–	42206	30	62	16	17	11,2	12307	42307	35	80	21	33,4	22,8
12207	42207	35	72	17	25,5	17,2	12308	42308	40	90	23	40,2	27,9
12208	42208	40	80	18	33,1	23,5	12309	–	45	100	25	55,4	39,9
–	42209	45	85	19	34,6	25,2	12310	42310	50	110	27	63,9	46,6
12210	42210	50	90	20	38	28,6	12311	42311	55	120	29	82,4	61,6
12211	42211	55	100	21	42,8	32,3	12312	42312	60	130	31	98,1	75,7
12212	42212	60	110	22	53,7	42	–	42313	65	140	33	103	78,9
12213	42213	65	120	23	61	47,6	–	42314	70	150	35	120,7	95,5
–	42215	75	130	25	74	60	–	42315	75	160	37	139,3	110
–	42216	80	140	26	77,2	62,2	–	42317	85	180	41	175,6	143,2
Средняя широкая серия													
–	42606	30	72	27	40,1	30,6	12613	42613	65	140	48	148,9	126,4
–	42607	35	80	31	45,7	34,1	–	42614	70	150	51	177,4	155,8
12609	–	45	100	36	77,7	61,5	–	42615	75	160	55	207,8	183,2
–	42612	60	130	46	137,2	115,6	–	42616	80	170	58	219,5	197,3

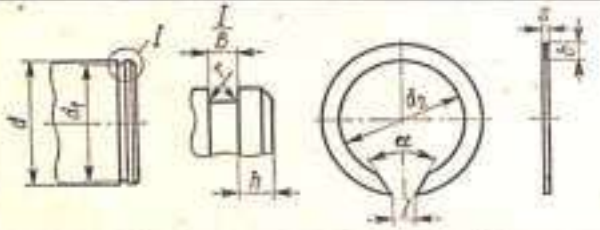
П4.3. Радиально-упорные роликовые однорядные конические подшипники типа 7000 (см. рис. 10.8) по ГОСТ 333—79

Условное обозначение подшипника	d	D	B	C	T		$\alpha°$	Грузоподъемность, кН	
					max	min		C	C_0
Легкая серия									
7203	17	40	12	11	13,5	13	12	13,5	9,1
7204	20	47	14	12	15,5	15	14	18,7	13
7205	25	52	15	13	16,5	16	14	23,4	17,6
7206	30	62	16	14	17,5	17	14	29,2	21,9
7207	35	72	17	15	18,5	18	14	34,5	25,8
7208	40	80	20	16	20	19,5	14	41,6	32,1
7209	45	85	19	16	21	20,5	15	41,9	32,8
7210	50	90	21	17	22	21,5	14	51,9	39,8
7211	55	100	21	18	23	22,5	15	56,8	45,2
7212	60	110	23	19	24	23,5	13	70,8	57,3
7214	70	125	26	21	26,5	26	14	94	80,5
7216	80	140	26	22	28,5	28	16	104	93,4
Средняя серия									
7304	20	52	16	13	16,5	16	11	24,5	17,4
7305	25	62	17	15	18,5	18	14	29	20,5
7306	30	72	19	17	21	20,5	14	39,2	29,3
7307	35	80	21	18	23	22,5	12	47,2	34,6
7308	40	90	23	20	25,5	25	11	59,8	45,1
7309	45	100	26	22	27,5	27	11	74,6	58,2
7310	50	110	29	23	29,5	29	12	94,7	74,4
7311	55	120	29	25	32	31	13	100	79,9
7312	60	130	31	27	34	33	12	116	94,4
7313	65	140	33	28	38,5	35,5	12	131	109
7314	70	150	37	30	38,5	37,5	12	165	134
7315	75	160	37	31	40,5	39,5	12	175	145,2
Средняя широкая серия									
7604	20	52	21	18,5	22,5	22	11	28,9	21,6
7605	25	62	24	21	25,5	25	11	44,6	35,9
7606	30	72	29	23	29	28,5	12	60,1	50
7607	35	80	31	27	33	32,5	11	70,2	60,3
7608	40	90	33	28,5	35,5	35	11	78,5	66
7609	45	100	36	31	38,5	38	11	102	88,8
7610	50	110	40	34	42,5	42	11	120	106
7611	55	120	44,5	36,5	46	45	12	145	137
7612	60	130	47,5	39	49	48	12	168	154
7613	65	140	48	41	51,5	50,5	12	175	165
7614	70	150	51	43	54,5	53,5	13	200	182
7615	75	160	55	46,5	58,5	57,5	11	244	230,5
7616	80	170	59,5	49	62	61	12	288,4	285,5

Приложение 5

Кольца пружинные стопорные концентрические

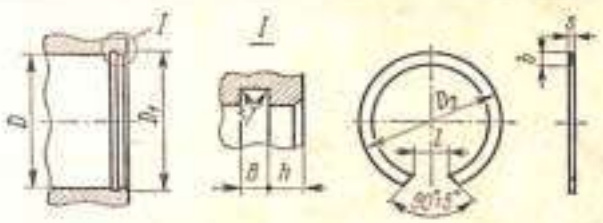
П5.1. Кольца пружинные стопорные концентрические для крепления на валу или оси (ГОСТ 13940–80)



Вал							Кольцо			
d	d_1		B		r_{max}	h_{min}	d_2	S	b	l
	номин.	отклонение	номин.	отклонение						
20 22 24 25	18,6 20,6 22,5 23,5	−0,14	1,4	0,25	0,1	2,1	18,2 20,2 22,1 23,1	1,2	3,2	5
28 30	26,5 28,5	−0,28				2,3	25,8 27,8		4	6
32 34	30,2 32,2	−0,34				2,7	29,5 31,4			
35 36 38	33 34 36		1,9		0,2	3	32,2 33 35	1,7	5	8
40 42 45 48	37,5 39,5 42,5 45,5					3,8	36,5 38,5 41,5 44,5			
50 52 55 58 60	47 49 52 55 57		2,2			4,5	45,8 47,8 50,8 53,8 55,8	2,0	6	10
65 70 75	62 67 72	−0,4	2,8		0,3		60,8 65,8 70,6	2,5	7	
80	76,5					5,3	75		8	

Примечания: 1. Угол $\alpha = 60° \pm 5°$ для $d \leqslant 58$ мм и $\alpha = 90° \pm 5°$ для $d > 58$ мм. 2. Кольца пружинные концентрические изготавливают штамповкой или навивкой из стальной ленты. 3. Предусмотрены три группы отклонений от плоскостности: А, Б и В (по убыванию точности). 4. Пример условного обозначения кольца плоского концентрического штампованного с отклонением от плоскостности по группе Б для крепления детали по валу $d = 30$ мм: кольцо Б30 ГОСТ 13940–80.

П5.2. Кольца пружинные стопорные концентрические для крепления в корпусе (ГОСТ 13941–80)

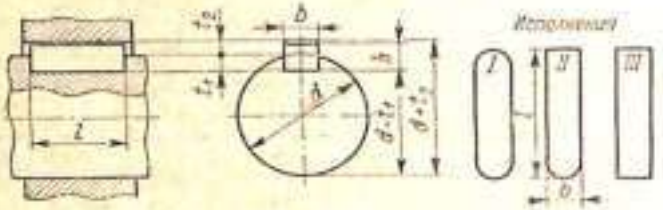


Корпус						Кольцо			
D	D_1		B	r_{max}	h_{min}	D_2	S	b	l
	номин.	отклонение							
40 42 45 47	42,5 44,5 47,5 49,5	0,34	1,9	0,2	3,8	43,5 45,5 48,5 50,6	1,7	4	12 14
50 52 55 56 58 60 62 65 68 70 72 75	53 55 58 59 61 63 65 68 71 73 75 78	0,4			4,5	54,2 56,2 59,2 60,2 62,2 64,2 66,2 69,2 72,5 74,5 76,5 79,5		5	16 18
80 85 90 95 100	83,5 88,5 93,5 98,5 103,5	0,46	2,2	0,3	5,3	85,5 90,5 95,5 100,5 105,5	2	6	20
105 110 115 120	109 114 119 124	0,53	2,8		6	111 116 121,5 126,5	2,5	7	22

Примечания: 1. См. примечания 2 и 3 приложения П5.1. 2. Пример условного обозначения кольца плоского концентрического штампованного с отклонением от плоскостности по группе А для закрепления детали в корпусе $D = 80$ мм: кольцо IA80 ГОСТ 13941–80.

Приложение 6

Шпонки призматические (ГОСТ 8788 – 68)



мм

d	Сечение шпонки		Глубина паза		d	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	отв. t_2		b	h	вала t_1	отв. t_2
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	» 58 » 65	18	11	7	4,4
» 22 » 30	8	7	4	3,3	» 65 » 75	20	12	7,5	4,9
» 30 » 38	10	8	5	3,3	» 75 » 85	22	14	9	5,4
» 38 » 44	12	8	5	3,3	» 85 » 95	25	14	9	5,4
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	» 95 » 110	28	16	10	6,4
					» 110 » 130	32	18	11	7,4

Примечания: 1. Стандартный ряд длин l, мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 160; 180 ... до 500.
2. Пример условного обозначения шпонки $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $l = 100$ мм исполнения 2: *Шпонка 2 – 14 × 9 × 100 ГОСТ 8788 – 68.*

Приложение 7

Соединения шлицевые

П7.1. Соединения шлицевые прямобочные (см. рис. 9.10, *а – в*) по ГОСТ 1139 – 80

мм

$z \times d \times D$	b	d_1 не менее	a не менее	f	r, не более	$z \times d \times D$	b	d_1 не менее	a не менее	f	r, не более
Легкая серия											
6 × 23 × 26	6	22,1	3,54	0,3	0,2	8 × 52 × 58	10	49,7	4,89	0,5	0,5
6 × 26 × 30	6	24,6	3,85			8 × 56 × 62	10	53,6	6,38		
6 × 28 × 32	7	26,7	4,03			8 × 62 × 68	12	59,8	7,31		
8 × 32 × 36	6	30,4	2,71	0,4	0,3	10 × 72 × 78	12	69,6	5,45		
8 × 36 × 40	7	34,5	3,46			10 × 82 × 88	12	79,3	8,62		
8 × 42 × 46	8	40,4	5,03			10 × 92 × 98	14	89,4	10,08		
8 × 46 × 50	9	44,6	5,75			10 × 102 × 108	16	99,9	11,49		
Средняя серия											
6 × 13 × 16	3,5	12	–	0,3	0,2	8 × 42 × 48	8	39,5	2,57	0,4	0,3
6 × 16 × 20	4	14,6	–			8 × 46 × 54	9	42,7	–	0,5	0,5
6 × 18 × 22	5	16,7	–			8 × 52 × 56	10	48,7	2,44		
6 × 21 × 25	5	19,5	1,95			8 × 56 × 65	10	52,2	2,5		
6 × 23 × 28	6	21,3	1,34			8 × 62 × 72	12	57,8	2,4		
6 × 26 × 32	6	23,4	1,65	0,4	0,3	10 × 72 × 82	12	67,4	–		
6 × 28 × 34	7	25,9	1,7			10 × 82 × 92	12	77,1	3,0		
8 × 32 × 38	6	29,4	–			10 × 92 × 102	14	87,3	4,5		
8 × 36 × 42	7	33,5	1,02			10 × 102 × 112	16	97,7	6,3		

Примечание. Пример условного обозначения прямобочных соединений дан на стр. 176.

П7.2. Соединения шлицевые эвольвентные (см. рис. 9.10, *г – е*) по ГОСТ 6033 – 80

D	Модуль m					D	Модуль m				
	1	1,5	2	2,5	3,5		2	2,5	3,5	5	10
	Число зубьев z						Число зубьев z				
20	18	12				60	28	22	16		
22	20	14				65	32	24	18		
25	24	16				70	34	24	20	14	
28	26	18	12			80	38	30	22	14	
30	28	18	14			85		32	24	16	
32	30	20	14			90		34	24	16	
35	34	22	16	12		95		36	26	18	
38	36	24	18	14		100		38	28	18	
40	38	26	18	14		110		42	30	20	
42		26	20	16		120		46	34	22	
45		28	22	16		130		50	36	24	
50		32	24	18		140			38	26	
55		36	26	20	14	150			42	28	14

Примечание. Пример условного обозначения эвольвентных соединений дан на стр. 176.

Список литературы

1. **Авиационные зубчатые передачи и редукторы**/Под ред. Э. Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. 374 с.

2. **Андрющенко В. М.** Математические таблицы для расчета зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1980. 438 с.

3. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение. В 3-х т. 1979. Т. 1. 728 с.; Т. 2. 559 с.; Т. 3, 557 с.

4. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. А.** Подшипники качения: Справочник. 6-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 572 с.

5. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 254 с.

6. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

7. **Вейц В. Л., Волженская А. М., Колчин Н. И.** Геометрия зубчатых передач/Под ред. Е. Г. Гинзбурга. Л.: Машиностроение, 1978. 136 с.

8. **Волков Д. П., Крайнев А. Ф.** Трансмиссии строительных и дорожных машин. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1974. 424 с.

9. **Волновые** передачи: Сб. трудов/Под ред. Н. И. Цейтлина. М.: Изд-во Московская правда, 1970. 462 с.

10. **Волновые** зубчатые передачи/Под ред. Д. П. Волкова и А. Ф. Крайнева. Киев: Техника, 1976. 221 с.

11. **Воробьев И. И.** Ременные передачи. М.: Машиностроение, 1979. 163 с.

12. **Вулгаков Э. Б.** Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. М.: Машиностроение, 1974. 264 с.

13. **Вулгаков Э. Б., Васина Л. М.** Эвольвентные зубчатые передачи в обобщенных параметрах: Справочник по геометрическому расчету. М.: Машиностроение, 1978. 174 с.

14. **Гинзбург Е. Г.** Волновые зубчатые передачи. Л.: Машиностроение, 1969. 160 с.

15. **Гинзбург Е. Г., Халебский Н. Т.** Производство зубчатых колес: Библиотечка зубореза/Под ред. Е. Г. Гинзбурга. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1978. 134 с.

16. **Глухарев Е. Г., Зубарев Н. И.** Зубчатые соединения: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1976. 198 с.

17. **Громан М. Б.** Концентрация нагрузки по ширине зубчатого колеса. – В кн.: Расчет и конструирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1956, с. 78–115.

18. **Детали** машин. Атлас конструкций/Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. 367 с.

19. **Детали** машин. 7-е изд./В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. Л. Зак и др. М.: Машиностроение, 1972. 503 с.

20. **Детали** машин: Справочник/Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машиностроение. Т. I, 1968. 440 с.; Т. 2, 1968. 408 с.; Т. 3, 1969. 472 с.

21. **Детали** механизмов металлорежущих станков/Под ред. Д. И. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. 472 с.

22. **Допуски** и посадки: Справочник/Под ред. В. Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1978. 1032 с.

23. **Дунаев П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1978. 352 с.
24. **Заблонский К. И.** Зубчатые передачи. Киев: Техника, 1977. 207 с.
25. **Заблонский К. И.** Основы проектирования машин. Киев: «Вища школа», 1981. 312 с.
26. **Заблонский К. И., Шустер А. Е.** Встроенные редукторы. Киев: Техника, 1969. 176 с.
27. **Зубчатые** передачи: Справочник/Под общей ред. Е. Г. Гинзбурга. Л.: Машиностроение, 1980. 416 с.
28. **Зубчатые** и червячные передачи. Некоторые вопросы кинематики, динамики, расчета и производства/Под ред. Н. И. Колчина. Л.: Машиностроение, 1974. 352 с.
29. **Иванов М. Н., Иванов В. Н.** Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975. 552 с.
30. **Кащин М. В., Филиппенков А. Л.** Выбор оптимальных параметров нестандартных подшипников качения. — Вестник машиностроения, 1980, № 6, с. 28—30.
31. **Клебанов Б. М., Гинзбург А. Е.** Зубчатые передачи в машиностроении/Под ред. Е. Г. Гинзбурга. Л.: Машиностроение, 1978. 119 с.
32. **Кодир Д. С.** Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.
33. **Кораблев А. И., Решетов Д. Н.** Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1968. 288 с.
34. **Кирдяшев Ю. Н.** Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, 1981. 223 с.
35. **Кудрявцев В. Н.** Выбор типов передач. М.—Л.: Машгиз, 1955. 56 с.
36. **Кудрявцев В. Н.** Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.
37. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.** Конструкция и расчет зубчатых редукторов: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.
38. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. М.—Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
39. **Нечипоренко В. А.** Расчет высокоскоростных опор судовых редукторов. Л.: Судостроение, 1968. 150 с.
40. **Николаев Г. А., Куркин С. А., Винокуров В. А.** Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций. М.: Высшая школа, 1971. 760 с.
41. **Орлов П. И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 3-х т. М.: Машиностроение, 1977. Т. 1. 623 с.; Т. 2. 574 с.; Т. 3. 357 с.
42. **Планетарные** передачи: Справочник/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
43. **Повышение** несущей способности механического привода/Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1973. 224 с.
44. **Подшипники** качения: Каталог-справочник. М.: НИИавтопром. 1972. 470 с.
45. **Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.** Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974. 351 с.
46. **Проектирование** зубчатых конических и гипоидных передач: Инструкционные материалы фирмы «Глисон» США/Под ред. В. Ф. Родионова. М.: Машгиз, 1963. 244 с.
47. **Проектирование** механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. 4-е изд., перераб./Под ред. С. А. Чернавского, Г. М. Ицковича и др. М.: Машиностроение, 1976. 608 с.
48. **Производство зубчатых колес:** Справочник/Под ред. Б. А. Тайца. М.: Машиностроение, 1975. 728 с.
49. **Прочность** и надежность механического привода/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. А. Державца. Л.: Машиностроение, 1977. 240 с.
50. **Пыж О. А., Абрамов А. К., Державец Ю. А.** Расчет и конструкция червячных фрез для обработки зубчатых колес внутреннего зацепления. ЛДНТП, 1968.
51. **Расчет** и проектирование деталей машин/Под ред. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова. М.: Высшая школа, 1978. 247 с.

52. **Редукторы** судовых турбоагрегатов: Справочное пособие/О. А. Пыж, Л. М. Гаркави, Ю. А. Державец, Р. Р. Гальпер. Л.: Судостроение, 1975. 271 с.

53. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 656 с.

54. **Решетов Д. Н.** Работоспособность и надежность машин. М.: Высшая школа, 1974. 204 с.

55. **Решетов Д. Н., Головачев М. И.** К вопросу упрощения расчетов зубчатых передач на прочность по ГОСТ 21354–75. – Вестник машиностроения, 1981, № 5, с. 9–14.

56. **Решетов Л. Н.** Конструирование рациональных механизмов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1972. 256 с.

57. **Снесарев Г. А.** Методические основы конструирования редукторов. М.: Машиностроение, 1974.

58. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. В. Смирнов, Б. И. Шендерей. М.: Машиностроение, 1974. 160 с.

59. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. В. Смирнов, Б. И. Шендерей. М.: Машиностроение, 1977. 192 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Основные условные обозначения 4

Введение 7

Часть первая

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Глава 1. **Механические передачи, разрабатываемые в курсовом проектировании** *(В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин)* 10

§ 1.1. Общие сведения . . . . . —

§ 1.2. Схемы механических передач 11

Глава 2. **Цилиндрические зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением** *(В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин)* 15

§ 2.1. Геометрия эвольвентных зацеплений. Силы в зацеплении и КПД . . . . . —

§ 2.2. Краткие сведения о материалах зубчатых колес и их термообработке 27

§ 2.3. Проектировочный и проверочный расчеты цилиндрических зубчатых передач 31

§ 2.4. Последовательность расчетов цилиндрических зубчатых передач 50

Глава 3. **Цилиндрические передачи с внешним зацеплением Новикова** *(И. И. Арефьев, В. И. Смирнов)* 60

§ 3.1. Геометрия зацепления . . . . . —

§ 3.2. Силы, действующие в зацеплении 61

§ 3.3. Расчет на прочность 62

Глава 4. **Конические зубчатые передачи** *(В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин)* 69

§ 4.1. Геометрия зацепления . . . . . —

§ 4.2. Силы в зацеплении и КПД 83

§ 4.3. Проектировочный и проверочный расчеты конических зубчатых передач 85

§ 4.4. Последовательность расчетов конических зубчатых передач . . . 87

Глава 5. **Червячные цилиндрические передачи** *(Е. С. Кисточкин, И. С. Кузьмин)* 93

§ 5.1. Геометрия, кинематика, силы в зацеплении и КПД . . . . . —

§ 5.2. Материалы, применяемые для изготовления червячных передач 98

§ 5.3. Проектировочные расчеты червячных передач 99

§ 5.4. Проверочные расчеты червячных передач 101

§ 5.5. Последовательность расчета червячных передач 103

Глава 6. **Планетарные передачи** *(В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. С. Кузьмин)* 103
§ 6.1. Общие сведения и классификация . . . . . —
§ 6.2. Кинематика планетарных передач 106
§ 6.3. Моменты, действующие на основные звенья 108
§ 6.4. Силы, действующие в зацеплении и на опоры основных звеньев и сателлитов . . . . . —
§ 6.5. Распределение нагрузки между сателлитами 113
§ 6.6. Условия сборки 117
§ 6.7. Подбор чисел зубьев 118
§ 6.8. Коэффициент полезного действия 121
§ 6.9. Расчет геометрии зацепления и прочности планетарных передач 126

Глава 7. **Волновые зубчатые передачи** *(А. Л. Филипенков)* 139
§ 7.1. Общие сведения 139
§ 7.2. Кинематические схемы волновых передач 140
§ 7.3. Расчет активных поверхностей зубьев волновых передач 141
§ 7.4. Расчет долговечности гибкого подшипника генератора волн и гибкого колеса на выносливость 144
§ 7.5. Конструирование волновых передач 147

Глава 8. **Ременные передачи** *(И. З. Томсинский)* 150
§ 8.1. Типы ремней. Кинематика. Геометрические зависимости . . . —
§ 8.2. Расчет ременных передач 156
§ 8.3. Шкивы ременных передач 161

Глава 9. **Валы, оси и соединения вал – ступица механических передач** *(А. Л. Филипенков)* 164
§ 9.1. Конструирование валов и осей и порядок проектирования . . . —
§ 9.2. Проверочные расчеты валов и осей 169
§ 9.3. Шпоночные соединения 172
§ 9.4. Шлицевые (зубчатые) соединения 174
§ 9.5. Цилиндрические и конические соединения с гарантированным натягом 180

Глава 10. **Подшипники качения** *(М. В. Каплун, А. Л. Филипенков)* 183
§ 10.1. Общие сведения . . . . . —
§ 10.2. Характеристика основных типов подшипников качения . . . 184
§ 10.3. Расчет подшипников качения 188

Глава 11. **Расчет резьбовых соединений** *(И. И. Аребьев)* 194
§ 11.1. Определение внешних нагрузок, действующих на болт в групповом болтовом соединении . . . . . —
§ 11.2. Определение силы затяжки $F_{зат}$ и расчетной осевой силы $F_{б.расч}$ болта (винта) группового соединения 195
§ 11.3. Определение диаметра болта при $F_{зн} = \text{const}$ 196
§ 11.4. Определение диаметра болта при $F_{зн} \neq \text{const}$ 197
§ 11.5. Проверочный расчет болтов на прочность . . . . . —
§ 11.6. Расчет единичного болтового соединения, нагруженного силой, действующей в плоскости стыка 198
§ 11.7. Порядок выполнения расчета группового болтового соединения 199

Глава 12. **Указания к выбору типов передач и проведению научных исследований при курсовом проектировании** *(В. Н. Кудрявцев, при участии И. С. Кузьмина)* 200
§ 12.1. Общие сведения . . . . . —
§ 12.2. Приближенные расчеты зубьев цилиндрических передач на контактную прочность 206
§ 12.3. Зависимости для расчета передач *A* и *3k* с прямыми зубьями 208

§ 12.4. Определение массы зубчатых колес цилиндрических передач на стадии выбора схемы 211
§ 12.5. Элементы исследований при выполнении курсового проекта 220

Глава 13. **Муфты** *(И. З. Томилинский)* 227
§ 13.1. Общие сведения . . . . . —
§ 13.2. Соединительные компенсирующие муфты 228
§ 13.3. Упругие муфты 230
§ 13.4. Сцепные управляемые муфты 233
§ 13.5. Самодействующие муфты 234

Часть вторая

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Глава 14. **Эскизная компоновка редукторов** *(Ю. А. Державец, В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин)* 240
§ 14.1. Компоновка одно-, двух- и трехступенчатых редукторов с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами. Компоновка червячных редукторов . . . . . —
§ 14.2. Компоновка планетарных передач 251

Глава 15. **Правила оформления учебного проекта** *(И. И. Арефьев)* 257
§ 15.1. Этапы проектирования . . . . . —
§ 15.2. Оформление рабочей документации 258
§ 15.3. Обозначение на чертежах предельных отклонений размеров, посадок, допусков формы и расположения поверхностей . . . 269
§ 15.4. Шероховатость поверхности, ее параметры и нанесение их на чертежах 278
§ 15.5. Правила нанесения на чертежах обозначений термической и других видов обработки 280

Глава 16. **Конструирование элементов передач** *(И. И. Арефьев, Ю. А. Державец)* 281
§ 16.1. Конструкция цилиндрических зубчатых колес . . . . . —
§ 16.2. Конструкция конических зубчатых колес 283
§ 16.3. Конструкция червяков и червячных колес 284
§ 16.4. Конструирование элементов планетарных передач 285
§ 16.5. Указание на рабочих чертежах параметров венцов зубчатых колес, требований, предъявляемых к точности заготовок, и примеры оформления рабочих чертежей 292
§ 16.6. Определение размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев 305

Глава 17. **Конструирование корпусных деталей, установочных плит и рам** *(И. И. Арефьев, В. Г. Тюленев, В. Ф. Федоров)* 312
§ 17.1. Литые корпусные детали . . . . . —
§ 17.2. Установочные плиты и рамы 320

Глава 18. **Конструирование узлов с подшипниками качения** *(М. В. Капцан, А. Л. Филипенков)* 324
§ 18.1. Общие сведения . . . . . —
§ 18.2. Элементы базирования и осевого фиксирования подшипников на валу и в корпусе 325
§ 18.3. Конструкции опор плавающих валов 329
§ 18.4. Конструкции опор фиксированных валов . . . . . —
§ 18.5. Конструкции фиксирующих опор 332
§ 18.6. Посадки подшипников качения 334
§ 18.7. Монтаж и демонтаж подшипников качения 336
§ 18.8. Стаканы и крышки 337
§ 18.9. Конструкции опор сателлитов 339

Глава 19. Смазывание. Смазочные и уплотнительные устройства. Расчет механических передач на нагрев (*Е. С. Кисточкин, В. П. Кудрявцев, Г. С. Соколов*) 344
§ 19.1. Смазочные материалы . . . . . —
§ 19.2. Выбор вязкости масла 346
§ 19.3. Смазывание передач 347
§ 19.4. Смазочные и уплотнительные устройства 351
§ 19.5. Расчет механических передач на нагрев 356

Глава 20. Конструкции редукторов (*Ю. А. Державец, И. С. Кузьмин, В. Ф. Федоров*) 358
§ 20.1. Цилиндрические редукторы . . . . . —
§ 20.2. Планетарные редукторы 366
§ 20.3. Червячные редукторы 377

Приложения 379

Список литературы 394

ИБ № 829

Владимир Николаевич КУДРЯВЦЕВ,
Юрий Адольфович ДЕРЖАВЕЦ,
Иван Иванович АРЕФЬЕВ и др.

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Редакторы *И. З. Быковская, Р. Н. Михеева*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технические редакторы *Т. Н. Витошинская, Т. П. Малашкина*
Корректоры *А. И. Лавриненко, З. С. Романова*
Переплет художника *Г. Л. Попова*

Сдано в набор 12.01.83. Подписано в печать 21.10.83.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 3.
Гарнитура «Таймс». Печать высокая.
Усл. печ. л. 25,0. Усл. кр.-отт. 25,0. Уч.-изд. л. 27,65. Тираж 140 000 экз.
(2-й завод 40 001 – 140 000 экз.). Заказ 1239. Цена 1 р. 20 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15

2 220000 188227
695



МАШИНОСТРОЕНИЕ