

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 26.12.2021 15:29:47  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)  
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

02 2018 г.

## РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРНЫХ ВАЛОВ

Методические указания  
по курсовому проектированию и практическим занятиям  
по курсу «Детали машин и основы конструирования»  
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)  
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ  
Проректор по учебной работе  
\_\_\_\_\_ О.Г. Локтионова  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201\_ г.

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРНЫХ ВАЛОВ**

Методические указания  
по курсовому проектированию и практическим занятиям  
по курсу «Детали машин и основы конструирования»  
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыгин*

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРНЫХ ВАЛОВ:** Методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной формы обучения / Юго-Запад. гос. ун-т. Сост. А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова. - Курск, 2018 г. - 95 с.

Содержат современные методы расчета редукторных валов на усталостную прочность при постоянных и переменных нагрузках. Даны основы рационального конструирования и технологии упрочнения валов, анализ действующих нагрузок. Содержит необходимый справочный материал и может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5,5. Уч. - изд. л.5. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

## Оглавление

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>5</b>
<b>1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ .....</b>	<b>6</b>
<b>2. НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА.....</b>	<b>9</b>
2.1. Определение сил в зацеплении зубчатых и червячных передач .....	21
2.2. Определение консольных сил от передач гибкой связью .....	22
2.3. Определение консольных сил от муфт .....	23
<b>3. ВЫБОР ТИПА, РАЗМЕРА И КЛАССА ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ, СПОСОБЫ СМАЗКИ .....</b>	<b>27</b>
3.1. Выбор типа, размера и класса точности подшипников .....	27
3.2. Схемы установки подшипников.....	28
3.3. Выбор способа смазки подшипников. Уплотнительные устройства.....	32
<b>4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ.....</b>	<b>36</b>
<b>5. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА .....</b>	<b>46</b>
5.1. Первый этап эскизной компоновки .....	46
5.2. Второй этап эскизной компоновки .....	57
<b>6. ВЫБОР СОЕДИНЕНИЙ .....</b>	<b>64</b>
6.1. Шпоночные соединения .....	64
6.2. Шлицевые соединения.....	65
6.3. Соединения с натягом .....	67
<b>7. МАТЕРИАЛЫ И ОБРАБОТКА ВАЛОВ И ОСЕЙ.....</b>	<b>72</b>
<b>8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ .....</b>	<b>74</b>
8.1. Порядок расчета.....	74
8.2. Определение величин, входящих в расчетные формулы для $S_{\sigma}$ , $S_{\tau}$ .....	76
<b>9. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ КРАТКОВРЕМЕННЫХ ПЕРЕГРУЗКАХ .....</b>	<b>84</b>
<b>10. УЧЕТ ПЕРЕМЕННОСТИ РЕЖИМА НАГРУЗКИ.....</b>	<b>85</b>
<b>11. РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ .....</b>	<b>86</b>
<b>12. КОМПЛЕКСНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ НА ЭВМ.....</b>	<b>90</b>
12.1. Общая схема алгоритма расчета, обеспечивающая минимизацию конструктивных размеров валов и подшипников .....	90
12.2. Универсальные схемы нагружения валов.....	93
12.3. Результаты счета .....	94
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....</b>	<b>96</b>

## ВВЕДЕНИЕ

К основным факторам, определяющим форму и размеры валов и осей, относятся следующие: величина приложенных нагрузок и их направление, конфигурация, конструкция и размеры сопряженных деталей, конструкция элементов крепления деталей, удобство сборки и разборки узла, технологичность изготовления.

Валы и оси должны удовлетворять требованиям прочности, жесткости и виброустойчивости.

В предлагаемой работе даются современные методы расчета редукторных валов на усталостную прочность при постоянных и переменных нагрузках, жесткость, статическую прочность при кратковременных перегрузках. На виброустойчивость такие валы рассчитывать не требуется.

К расчету валов приступают только после завершения расчетов всех передач, т.е. тогда, когда определены величины и направления действующих на вал нагрузок, размеры элементов передач (зубчатых колес, шкивов, звездочек), а также принципиальная схема размещения по длине вала всех сопряженных с ним деталей.

Особенность этого расчета состоит в том, что он выполняется параллельно с процессом конструирования узла вала в целом; в расчет вала включается подбор подшипников качения или расчет подшипников скольжения, расчет соединений, передающих вращающий момент. Приведенные рекомендации по конструированию узлов редукторных валов отражают современный уровень машиностроения.

Благодаря ЭВМ возросли точность и значимость расчетов. В учебном пособии рассмотрен комплексный расчет валов и подшипников с применением ЭВМ, обеспечивающий оптимальный выбор размеров вала и подшипников (минимизацию их размеров).

Изложение материала соответствует действующим стандартам, содержит необходимый для расчета и проектирования валов справочный материал.

Настоящее учебное пособие написано для студентов, выполняющих расчет и проектирование редукторных валов в курсовом и дипломном проектировании.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Вал - деталь машин, предназначенная для передачи крутящего момента вдоль своей осевой линии и для поддержания вращающихся вместе с ним деталей (зубчатые колеса, шкивы, звездочки и др.). При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях дополнительно растяжение и сжатие.

Ось - деталь машин, служащая для поддержания вращающихся деталей, но не передающая крутящего момента и, следовательно, не испытывающая напряжений кручения. Они бывают вращающиеся и неподвижные. Оси, как правило, изготавливают прямые (рис. 1.1 а, б)

По геометрической форме валы делятся на прямые (рис. 1.1 в), коленчатые (рис. 1.1 д) и гибкие (рис. 1.1 е).

По типу сечения валы и оси бывают сплошные и полые. Полый вал с отношением диаметра отверстия к наружному диаметру 0,75 легче сплошного равнопрочного почти в 2 раза. Практически полые валы применяют при жестких требованиях к массе и при необходимости прохода сквозь валы или размещения внутри валов других деталей.

Прямые валы и оси могут быть гладкими или ступенчатыми (большинство валов).

Форма вала по длине определяется распределением нагрузки, условиями технологии изготовления и сборки.

Эпюры изгибающих моментов по длине валов, как правило, не постоянны и обычно сходят к нулю к концевым опорам. Крутящий момент обычно передается не по всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения, приближающиеся к телам равного сопротивления.

Практически валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобна в изготовлении и сборке. Целесообразно, чтобы неразъемные детали, насаживаемые на вал, проходили по нему по своей посадочной поверхности свободно во избежание повреждения поверхностей и нарушения посадок.

Диаметры посадочных поверхностей (под зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т.п.) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники качения - из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней определяется стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил. Перепад диаметров ступеней вала при наличии призматических шпонок желателен выбирать так, чтобы иметь возможность разборки без удаления шпонок из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

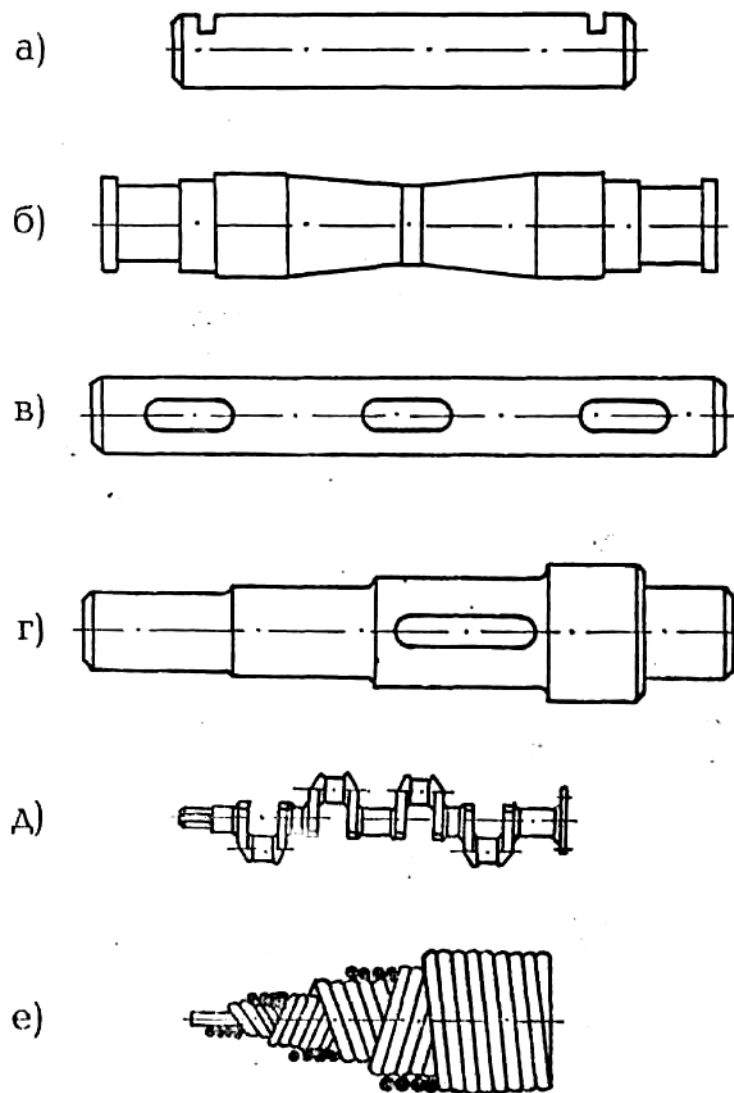


Рис. 1.1

Посадочные поверхности под ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют цилиндрическими или коническими. Основное применение имеют цилиндрические поверхности как более простые.

Конические поверхности применяют для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей, для быстрой смены деталей.

Кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое, называется буртиком. Переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей, называется заплечиком.

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют следующих типов:

1. С канавкой для выхода шлифовальных кругов. Эти канавки повышают концентрации напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях.

2. С галтелью (галтель - поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему) постоянного радиуса.
3. С галтелью переменного радиуса.



## 2. НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Валы редукторов испытывают главным образом два вида деформаций - изгиб и кручение. Деформация кручения возникает под действием крутящих моментов, приложенных со стороны двигателя и рабочей машины.

Деформация изгиба вала вызывается силами в зубчатом, червячном зацеплении закрытой передачи, консольными силами со стороны открытых передач и муфт.

Массу вала и насаженных на него деталей обычно не учитывают.

Ниже приведены схемы различных передач, показаны усилия, возникающие в этих передачах и построены эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 2.1...2.11).

Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес или между зубьями червячных колес и витками червяка представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ , - соответственно окружная, радиальная, осевая силы. Поэтому эпюры изгибающих моментов построены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: вертикальной - это плоскость  $Y - Z$ , и горизонтальной - это плоскость  $X - Z$  (см. рис. 2.1).

Индексы в обозначениях сил определяют направление силы, например,  $F_{t21}$  - означает, что окружная сила действует со стороны зуба колеса на зуб шестерни. Считаем, что силы, действующие на зуб шестерни и колеса равны ( $F_{t12} = F_{t21}$ ;  $F_{r12} = F_{r21}$ ;  $F_{a12} = F_{a21}$ ), т.е. пренебрегаем потерями на трение.

На схемах (рис. 2.1...2.11), где показаны силы, валы раздвинуты и зацепление показано условно «разомкнутым».

Момент движущих сил на ведущем валу по направлению совпадает с направлением вращения вала ( $T_1$ ;  $\omega_1$  на рис. 2.1...2.11); момент сил полезных сопротивлений на ведомом валу по направлению противоположен вращению вала ( $T_2$ ;  $\omega_2$  на рис. 2.1...2.11).

На рис. 2.3 и 2.4 показаны двухступенчатые цилиндрические передачи с косозубыми колесами. Для уменьшения результирующей осевой нагрузки на промежуточном валу следует выбирать направление зубьев колеса первой ступени и шестерни второй ступени одинаковыми.

При таком выборе наклона зубьев осевые усилия на промежуточном валу  $F_{a12}$  и  $F_{a43}$  направлены в разные стороны.

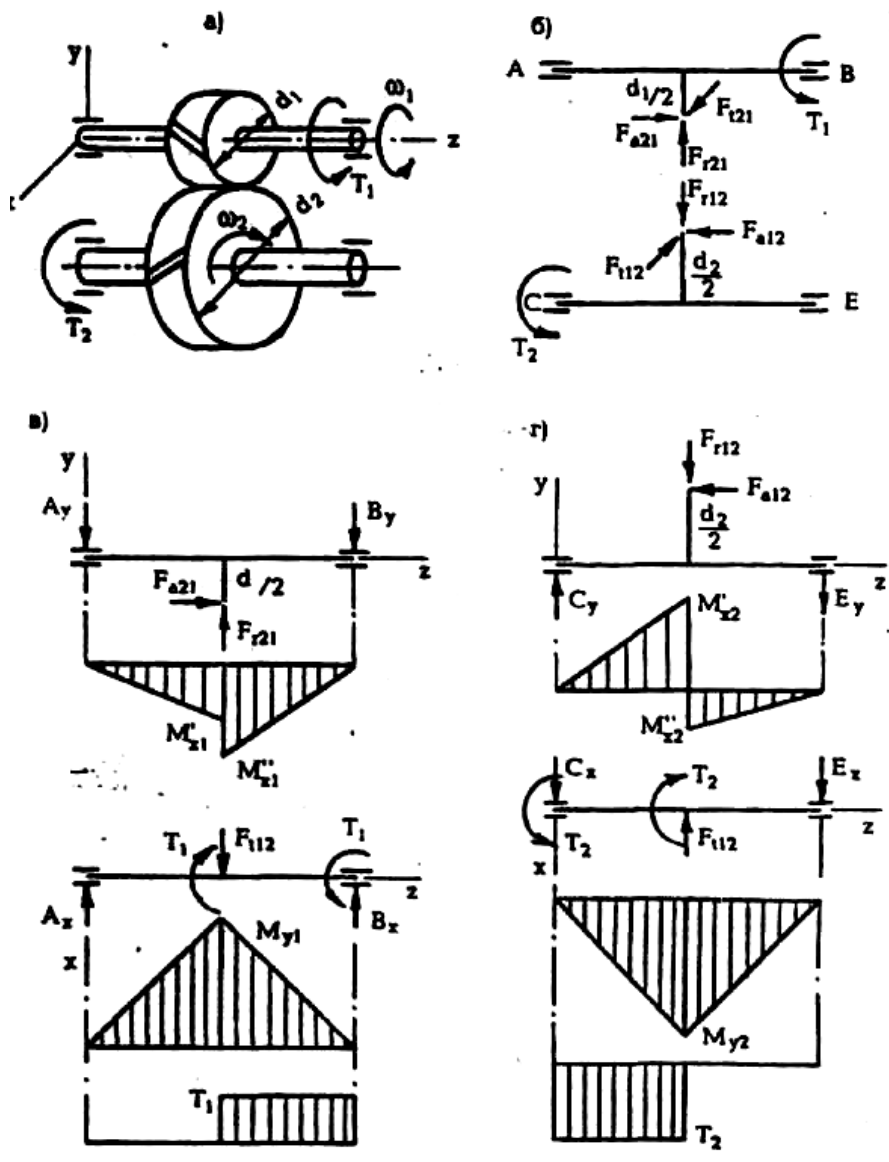


Рис. 2.1

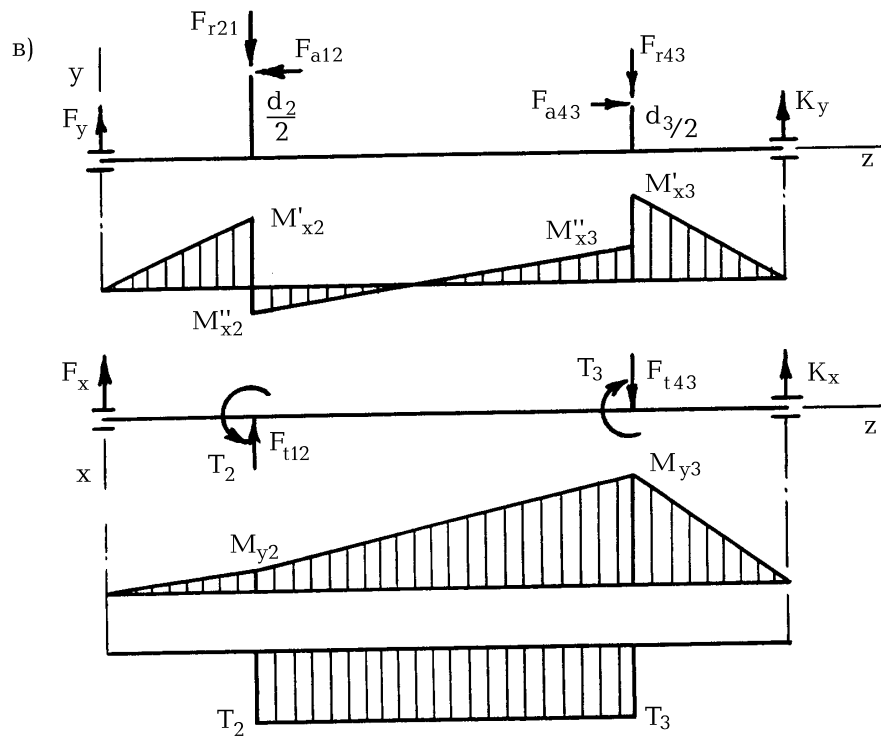
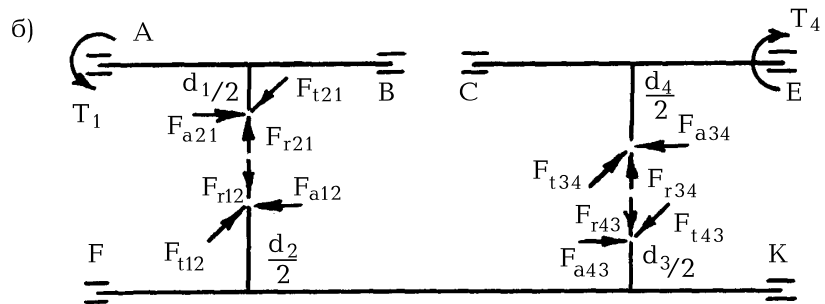
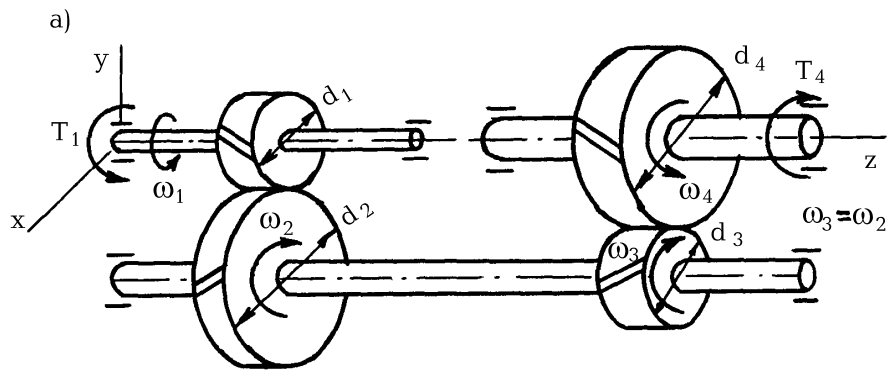


Рис. 2.2

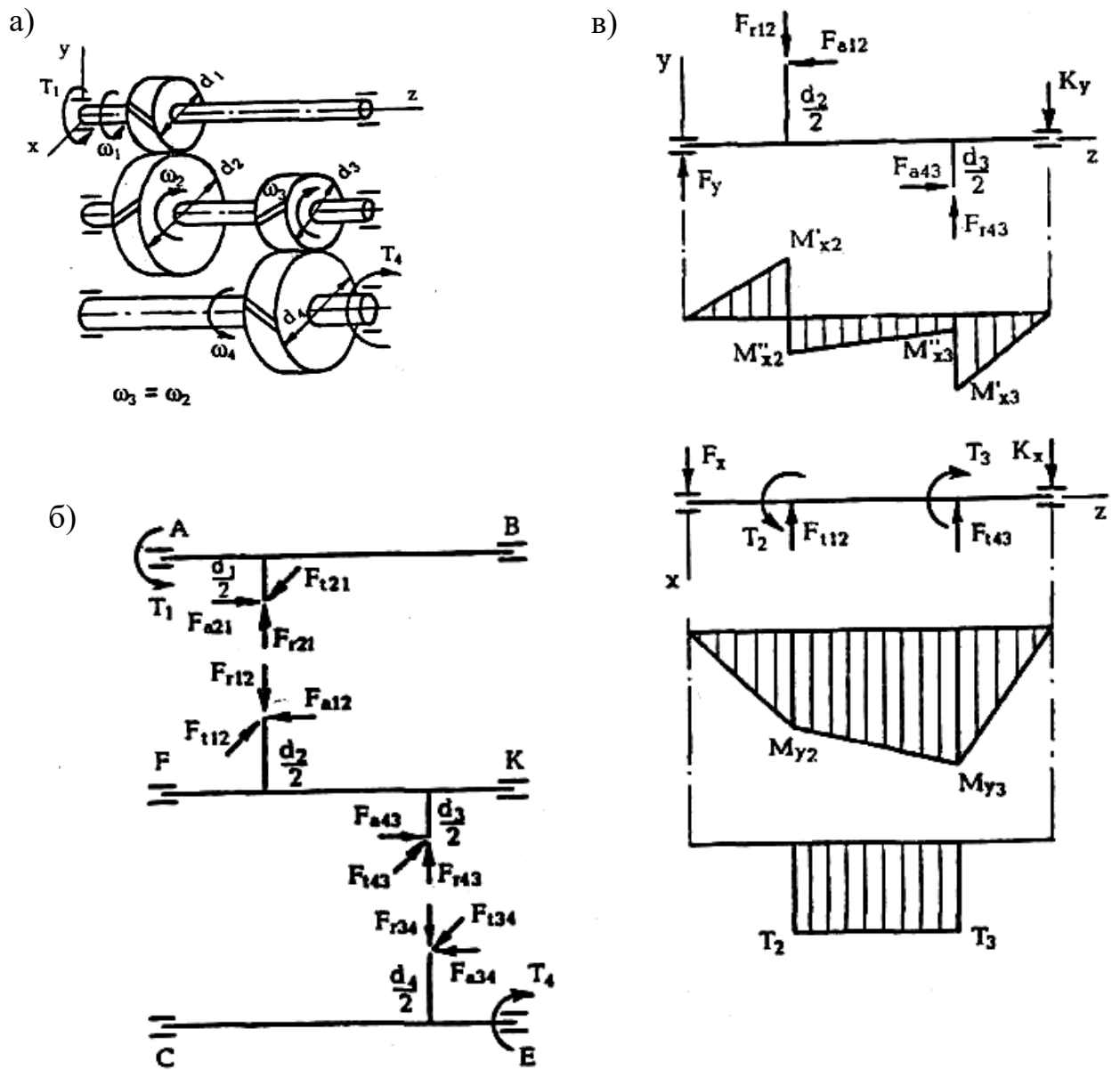


Рис. 2.3

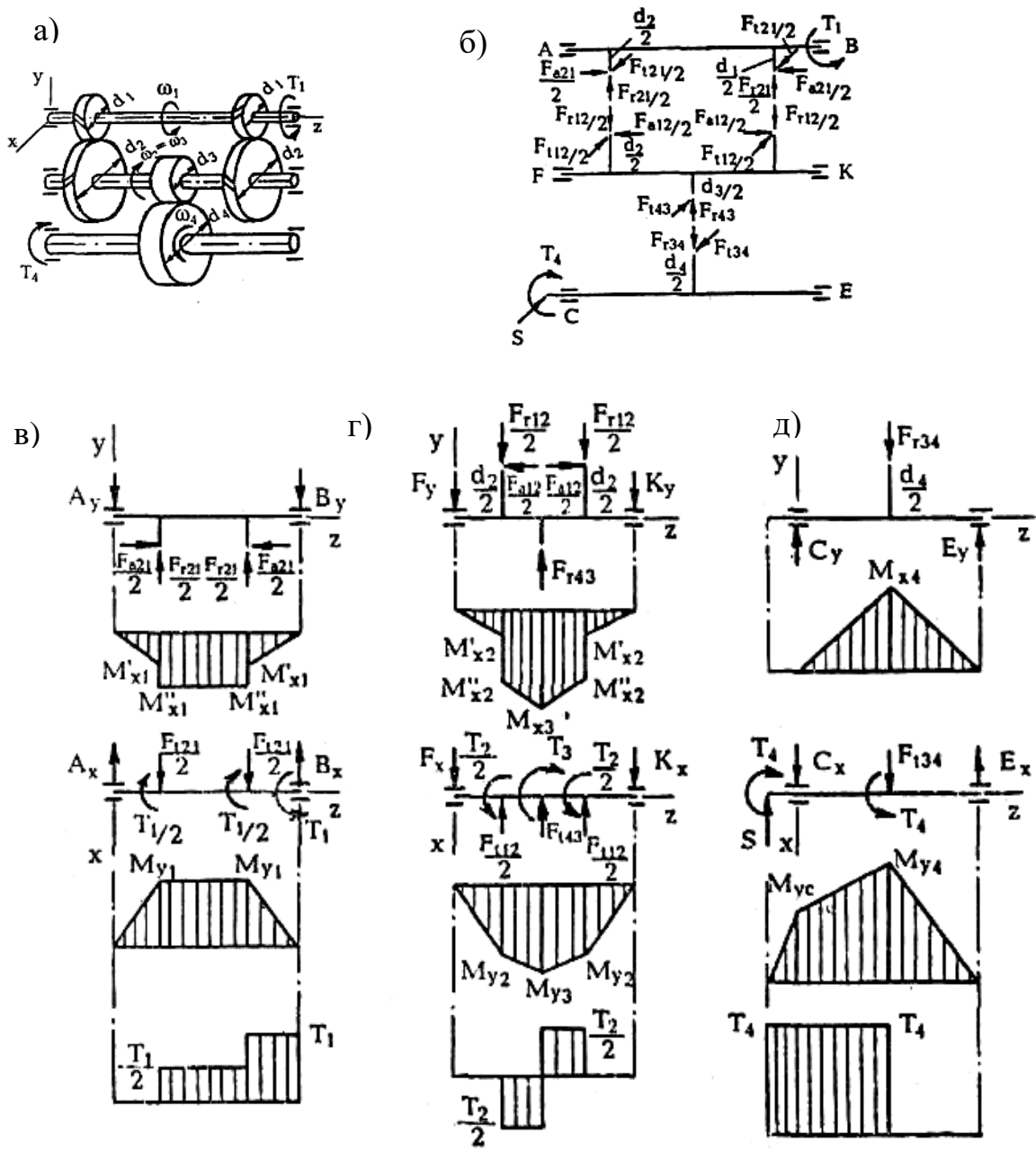


Рис. 2.4

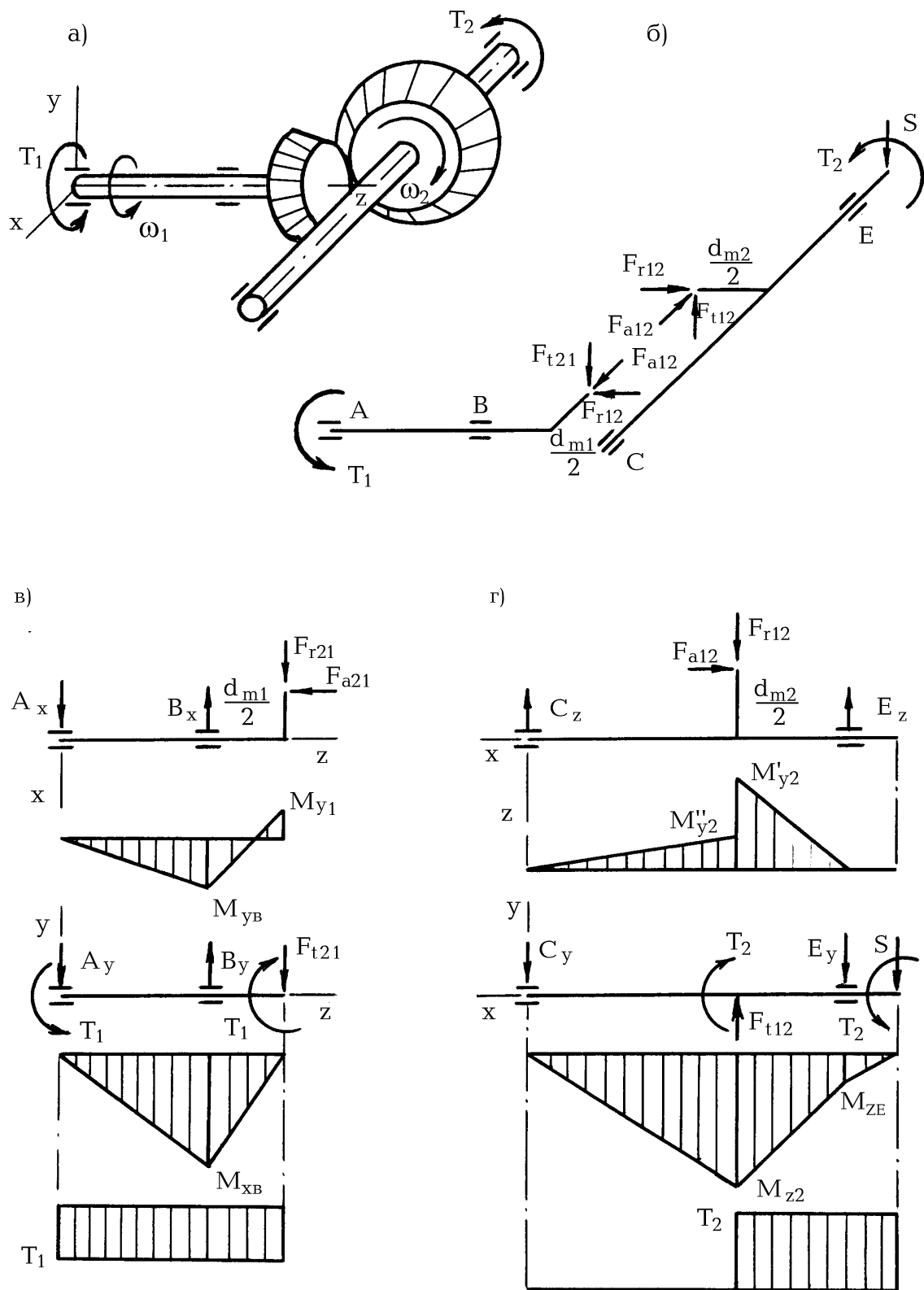


Рис. 2.5

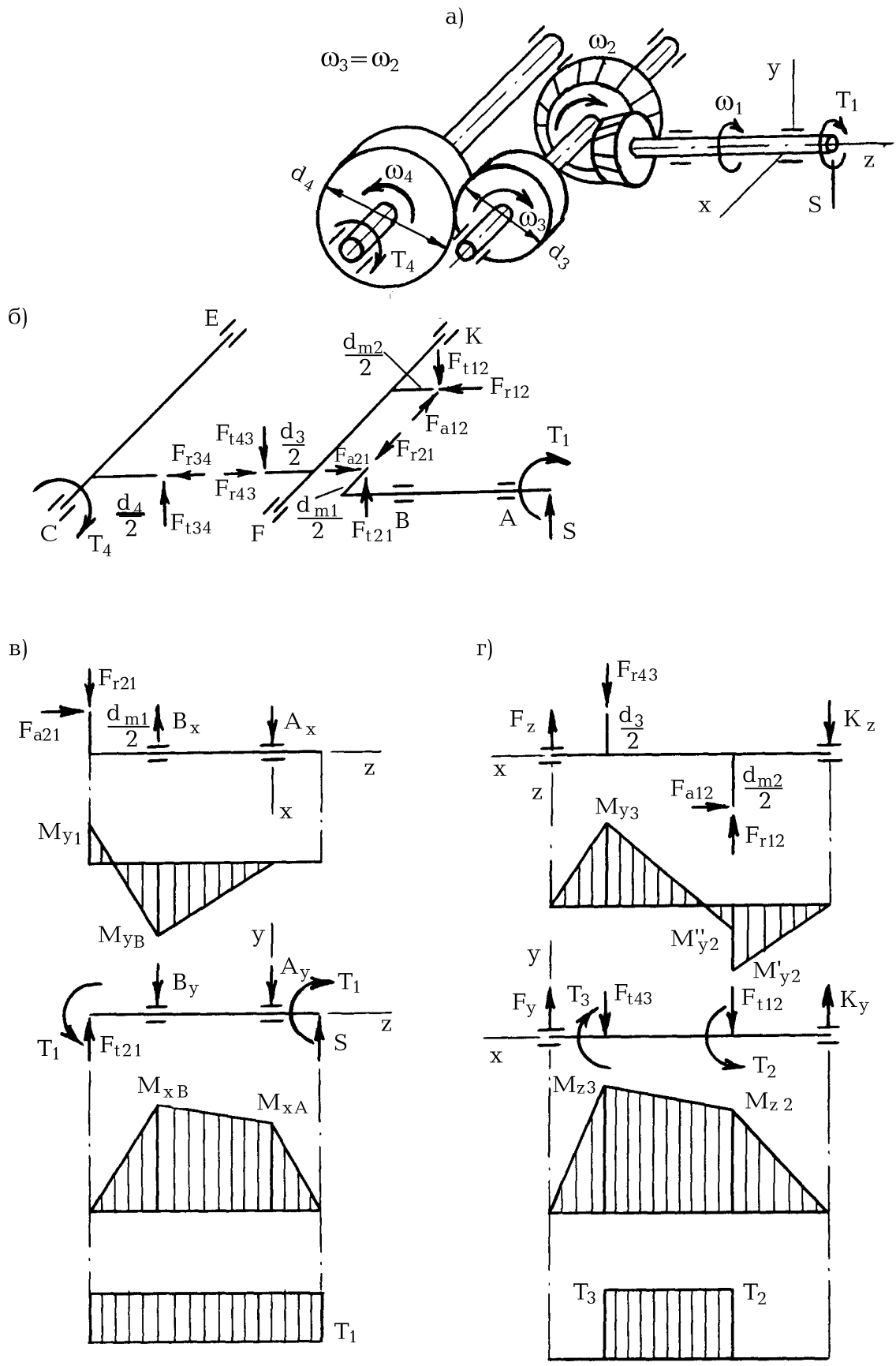


Рис. 2.6

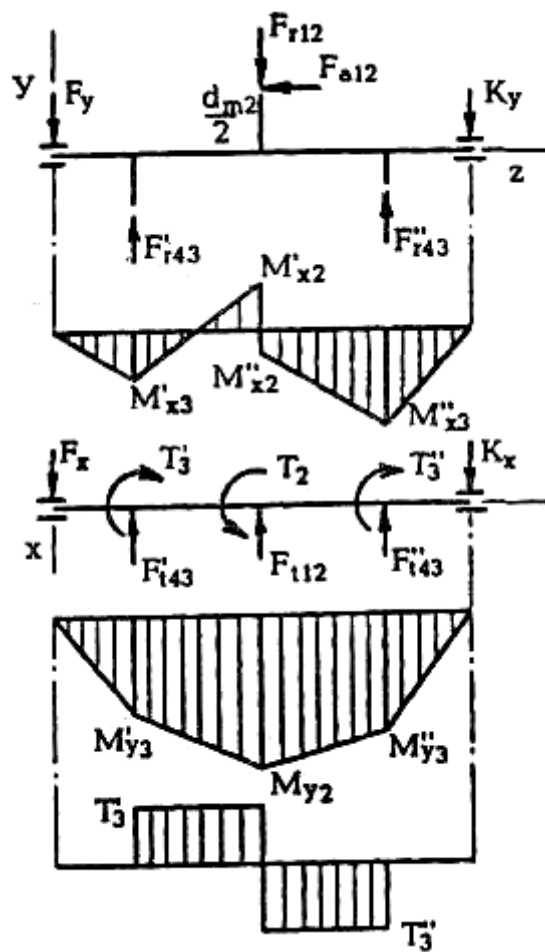
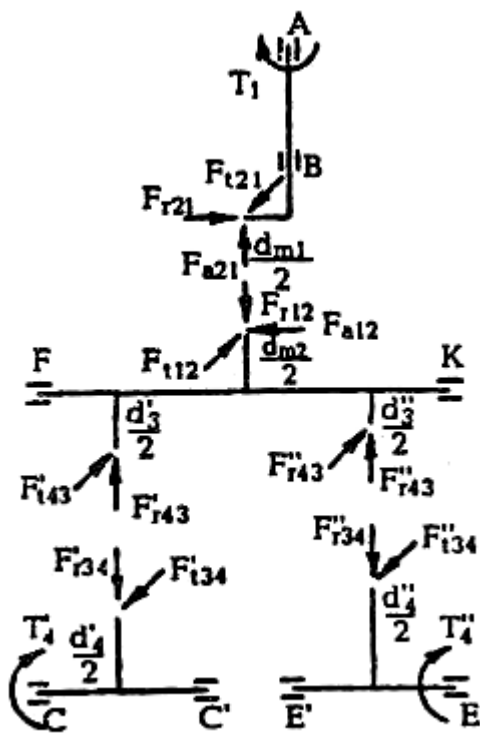
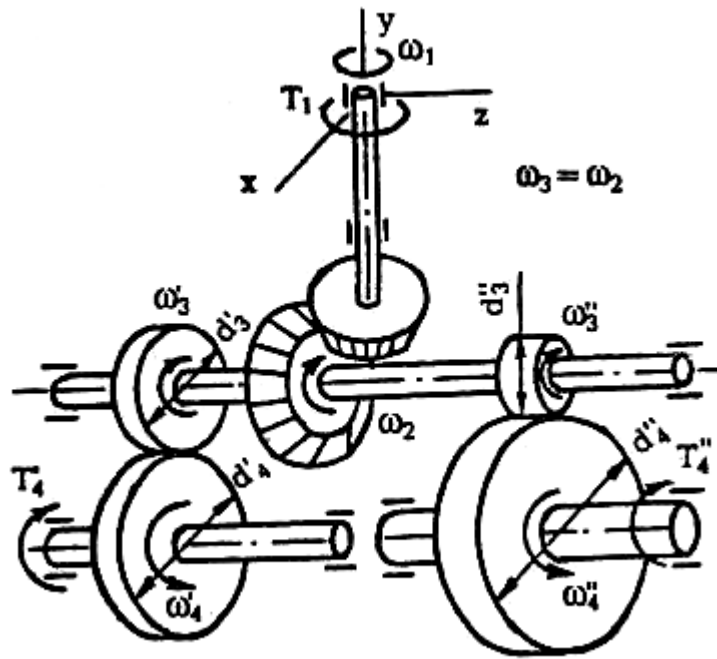


Рис. 2.7



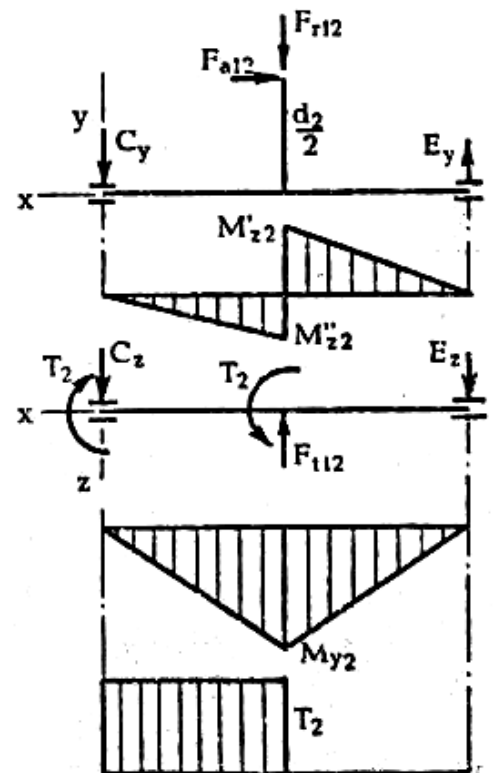
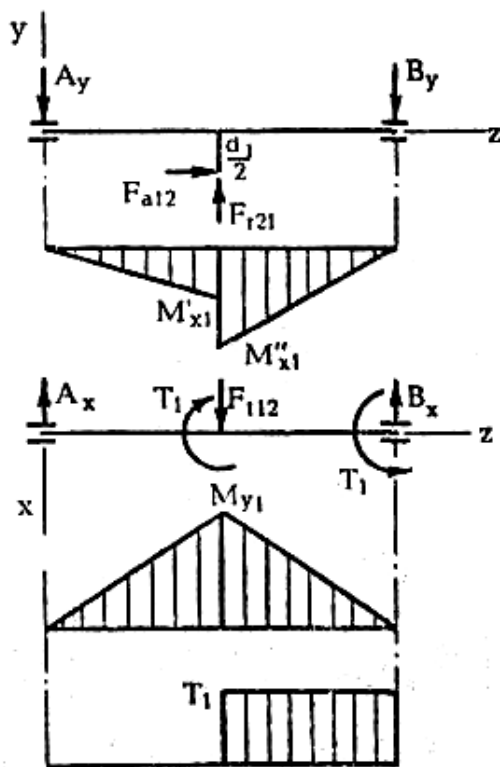
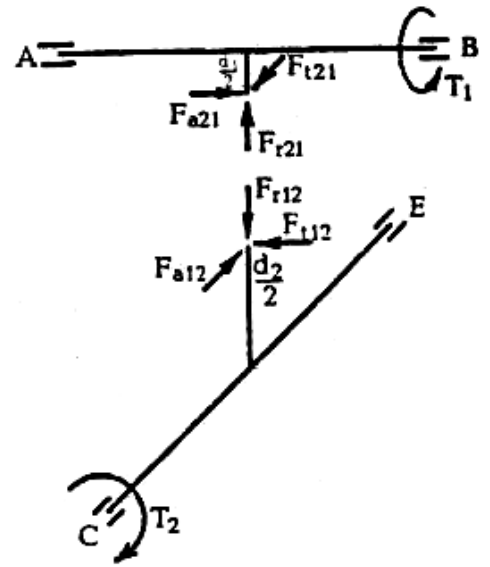
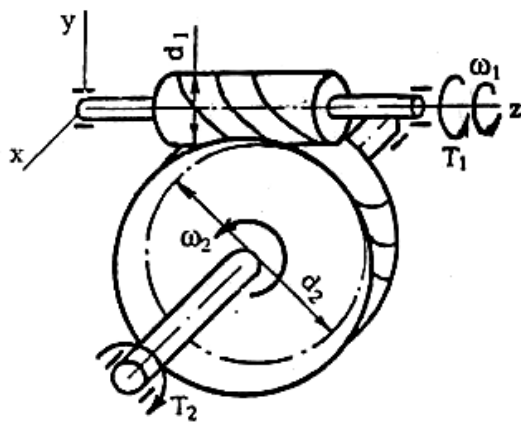


Рис. 2.8

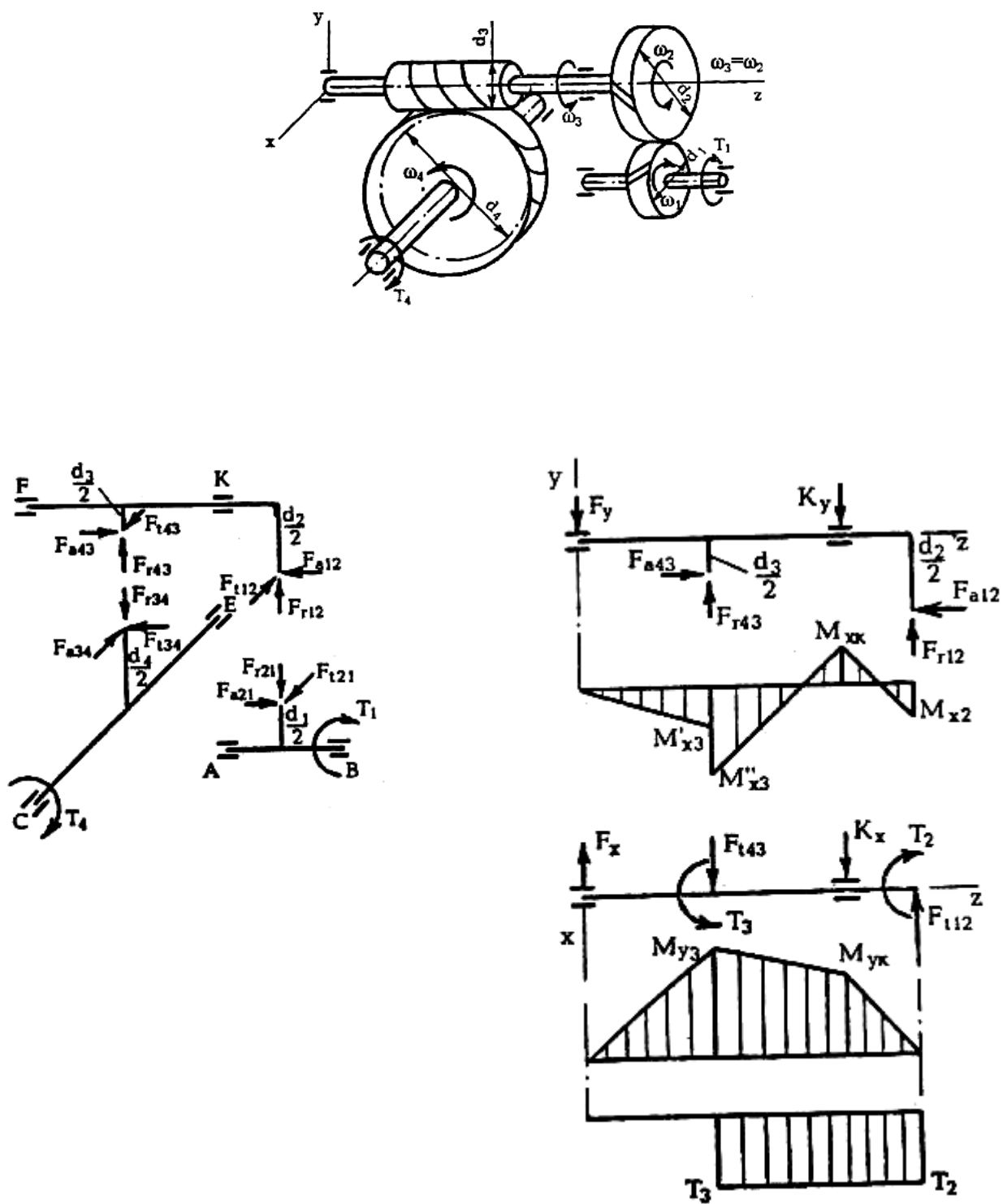


Рис. 2.9

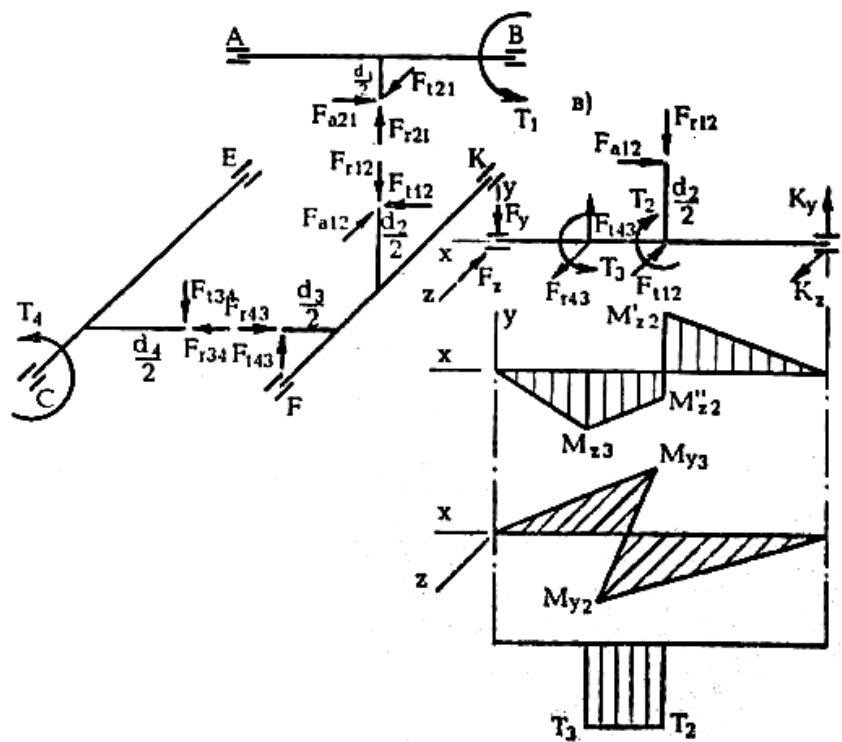
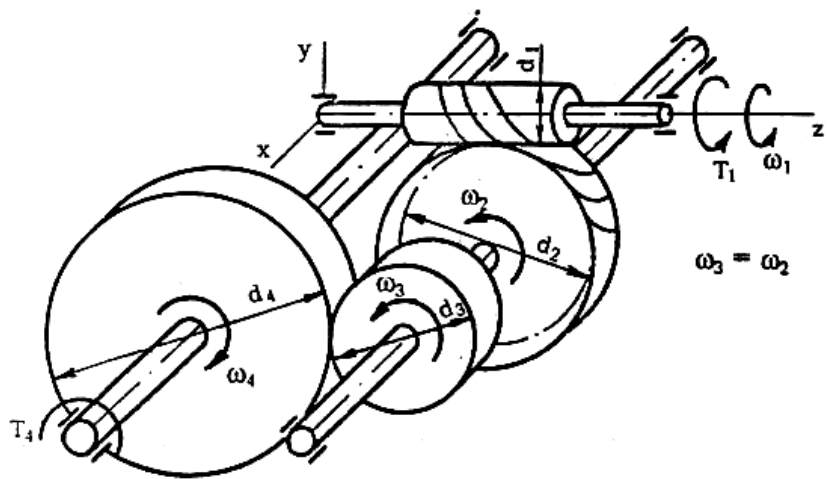


Рис. 2.10

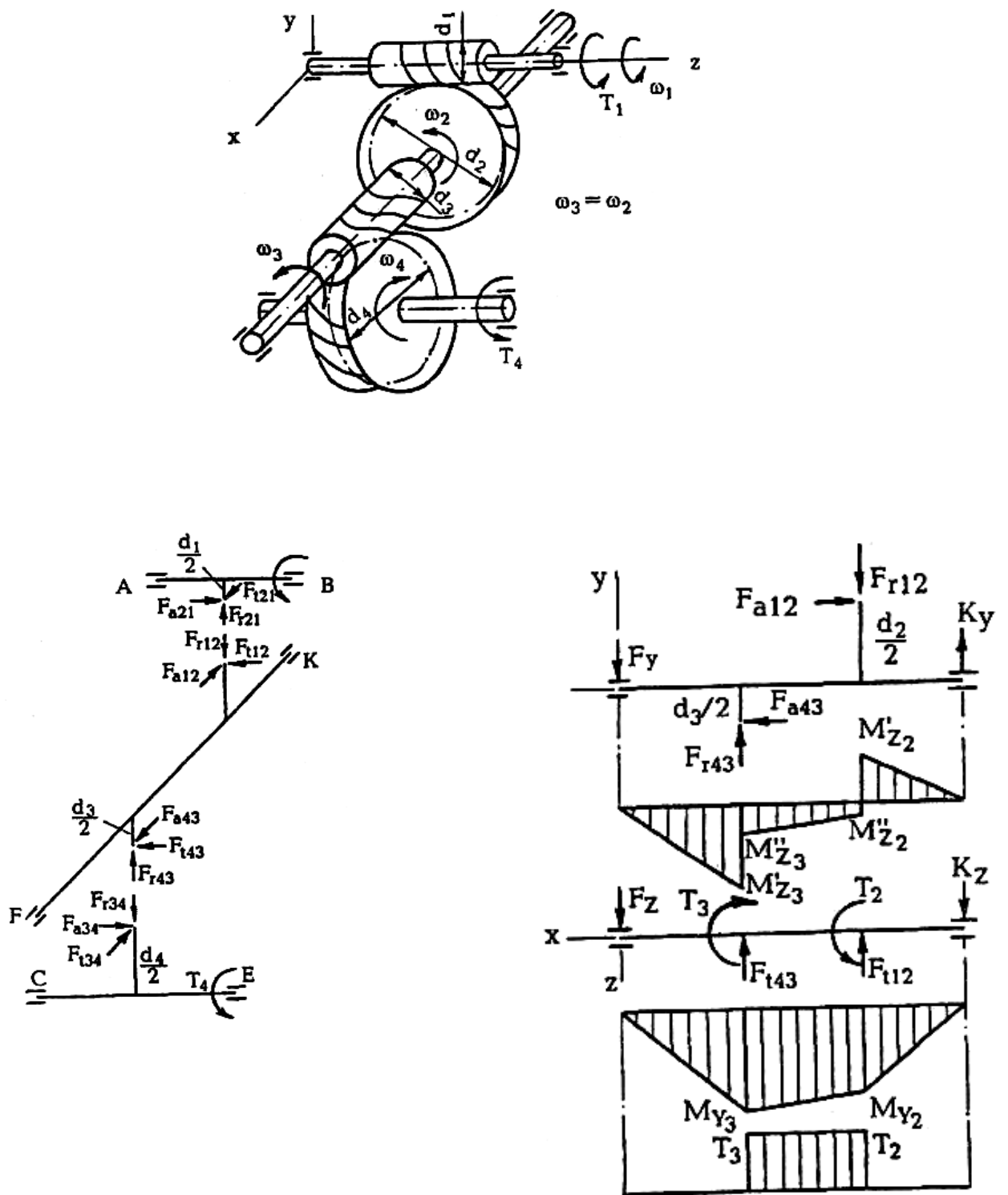


Рис. 2.11

В передаче с раздвоенной ступенью (рис. 2.4) осевые усилия уравновешены. Вторая ступень прямозубая, для которой угол  $\beta=0^\circ$ . На ведомый вал, кроме усилий в зацеплении, действует на консоли сила  $S$ , изгибающая вал. Сила  $S$  может учитывать нагрузку на вал от натяжения ременной передачи или цепной передачи, или неуравновешенную составляющую усилия, передаваемого муфтой, и т.д. Если указаний о направлении силы  $S$  нет, то ее следует направлять так, чтобы она увеличивала деформации и напряжения от окружного усилия, в данном случае от  $F_{t34}$ .

## 2.1. Определение сил в зацеплении зубчатых и червячных передач

В редукторах общего назначения применяются в основном цилиндрические прямозубые и косозубые передачи с углом наклона зубьев  $\beta=8^\circ \dots 20^\circ$ , конические передачи с прямыми и круговыми зубьями ( $\beta=35^\circ$ ), червячные передачи с цилиндрическим червяком с углом профиля в осевом сечении червяка  $2\alpha=40^\circ$ . Угол зацепления принят  $\alpha=20^\circ$ .

На рис. 2.1...2.11 даны схемы сил в зацеплении различных передач.

Значения сил определяются по зависимостям, приведенным в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Силы в зацеплении, Н

Вид передачи	Силы в зацеплении	Формулы для определения силы	
		на шестерне (червяке)	на колесе
1	2	3	4
Цилиндрическая прямозубая	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная	$F_{r21}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg}\alpha$	$F_{r12}=F_{r21}$
Цилиндрическая косозубая	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная	$F_{r21} = F_{t21} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$	$F_{r12}=F_{r21}$
	Осевая	$F_{a21}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg}\beta$	$F_{a12}=F_{a21}$

1	2	3	4
Коническая прямозубая	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная Осевая	$F_{r21}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$ $F_{a1}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_{r12}=F_{a21}$ $F_{a12}=F_{r21}$
Коническая с кру- говым зубом (угол наклона зубьев $\beta=35^\circ$ )	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная Осевая	$F_{r21}=F_{t21} \cdot \gamma_r$ $F_{a21}=F_{t21} \cdot \gamma_a$	$F_{r12}=F_{a21}$ $F_{a12}=F_{r21}$
Червячная	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}$	$F_{t12} = \frac{2T_2}{d_2}$
	Радиальная Осевая	$F_{r21}=F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $F_{a21}=F_{t12}$	$F_{r12}=F_{r21}$ $F_{a12}=F_{t21}$

Примечание. Величины, входящие в формулы для определения сил:  $T_1$  - крутящий момент на валу шестерни (червяке), Н·мм;  $T_2$  - крутящий момент на валу колеса, Н·мм;  $d_1, d_2$  - делительные диаметры шестерни (червяка) и колеса цилиндрической и червячной передач, мм;  $d_{m1}$  - средний диаметр шестерни конической передачи, мм;  $\alpha$  - угол зацепления, град;  $\beta$  - угол наклона зубьев цилиндрических колес, град;  $\gamma_r = (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$  - коэффициент радиальной силы;  $\gamma_a = (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$  - коэффициент осевой силы, где  $\delta_1$  - угол делительного конуса шестерни, град; полученные вычислением коэффициенты  $\gamma_r, \gamma_a$  подставляют в формулы со своими знаками.

В конической передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев в процессе зацепления необходимо осевую силу на шестерне  $F_{a21}$  направить к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения шестерни (если смотреть со стороны вершины конуса) и направление наклона зубьев шестерни должны совпадать (например, шестерня вращается по часовой стрелке, т.е. вправо, и зуб шестерни - правый).

## 2.2. Определение консольных сил от передач гибкой связью

Ременные и цепные передачи нагружают валы консольными силами.

Для ременных передач сила давления на вал от натяжения ветвей ремня равна:

для плоскоременной передачи

$$F_{\text{рем}} = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2};$$

для клиноременной передачи

$$F_{\text{рем}} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где  $F_0$  - сила предварительного натяжения ремня, Н;

$\alpha_1$  - угол обхвата ведущего шкива, град;

$z$  - число клиновых ремней.

Для цепных передач сила давления на вал

$$F_{\text{ц}} = K_{\text{в}} F_t,$$

где  $K_{\text{в}}$  - коэффициент нагрузки вала, учитывающий характер нагрузки, действующей на вал, и расположение передачи; при наклоне линии центров звездочек к горизонту  $0..40^\circ$  и спокойной нагрузке

$K_{\text{в}}=1,15$ , при ударной нагрузке  $K_{\text{в}}=1,3$ ; при наклоне более  $40^\circ$  и спокойной нагрузке  $K_{\text{в}}=1,05$ , при ударной нагрузке  $K_{\text{в}}=1,15$ ;

$F_t$  - окружная сила в передаче, кН;

$$F_t = \frac{P_1}{v},$$

где  $P_1$  - мощность на ведущей звездочке, кВт;

$v$  - скорость цепи, м/с.

### 2.3. Определение консольных сил от муфт

Консольная сила от муфты зависит от конструкции муфты. Наиболее широко в приводах машин применяют компенсирующие упругие и жесткие муфты в стандартном исполнении.

Для соединения вала двигателя и быстроходного вала редуктора, установленных на общей раме, применяются упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой. Они обладают достаточными упругими свойствами и малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок на соединяемые валы.

Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применяются цепные, зубчатые, кулачково-дисковые муфты и муфты с торообразной оболочкой. Эти муфты обладают достаточной податливостью, позволяющей компенсировать значительную несоосность валов. Требования малого момента инерции к ним не предъявляются.

При расчете опорных реакций в подшипниках и изгибающих моментов, нагружающих валы, следует учитывать действие со стороны муфты силы  $F_{\text{м}}$ , вызванной радиальным смещением валов  $\Delta r$ .

Муфты упругие втулочно-пальцевые имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают большое силовое воздействие на валы и опоры.

Радиальная сила, вызванная радиальным смещением валов, определяется по соотношению

$$F_{\text{м}} = C_{\Delta r} \cdot \Delta r,$$

где  $\Delta r$  - радиальное смещение осей валов, мм (вследствие небольшой толщины резиновых втулок  $\Delta r = 0,1 \dots 0,4$  мм);

$C_{\Delta r}$  - радиальная жесткость муфты, (табл. 2.2) [2], зависит от диаметра вала  $d$ ; для диаметров, не указанных в таблице, применить линейное интерполирование.

Таблица 2.2

Радиальная жесткость упругих втулочно-пальцевых муфт

d, мм	16	20	25	30	40
$C_{\Delta r}$ , Н/мм	1550	2160	2940	3920	5400

Муфты упругие со звездочкой при соединении несоосных валов оказывают на них значительное силовое воздействие, но меньше, чем втулочно-пальцевая муфта. Радиальная сила, вызванная радиальным смещением, определяется по соотношению

$$F_M = C_{\Delta r} \cdot \Delta r,$$

где  $\Delta r$  - радиальное смещение осей валов, мм;

$C_{\Delta r}$  - радиальная жесткость муфты, Н/мм (табл. 2.3.) [2], зависит от диаметра вала  $d$ .

Таблица 2.3

Радиальная жесткость муфт со звездочкой

d, мм	12;14	16;18	20;22	25;28	32;36	40;45
$C_{\Delta r}$ , Н/мм	300	490	800	900	1120	1320

Для упругой муфты с торообразной оболочкой при предельно допустимых для муфт смещениях радиальная сила и изгибающий момент от нее невелики, поэтому при расчете валов и их опор этими нагрузками можно пренебречь.

Зубчатые муфты применяют в высоконагруженных конструкциях для валов диаметром от 40 до 200 мм. В муфтах используется эвольвентное зацепление с профильным углом  $\alpha=20^\circ$ . Компенсирующая способность муфты достигается созданием зазоров между зубьями и приданием бочкообразной формы зубьям втулки.

При работе муфты в условиях смещения соединяемых валов возникает дополнительная радиальная сила  $F_M$ . Эта сила определяется по формуле

$$F_M = (0,3 \dots 0,4) T_{\text{расч}} / d_M,$$

где  $T_{\text{расч}}$  - расчетный крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·мм ;

$d_M$  - делительный диаметр зубчатого зацепления муфты, мм.

$$T_{\text{расч}} = K_p \cdot T_{\text{ном}},$$



где  $T_{\text{ном}}$  - номинальный крутящий момент, Н·мм;

$K_p$  - коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации (табл. 2.4.), [5].

Таблица 2.4

Значения коэффициента  $K_p$  (для передач от электродвигателей)

Тип машины	$K_p$
Транспортеры ленточные	1.25...1.50
Транспортеры цепные, винтовые, скребковые	1.50...2.00
Вентиляторы, компрессоры, насосы центробежные	1.25...2.00
Компрессоры и насосы поршневые	2.00...3.00
Станки металлорежущие:	
с непрерывным движением	1.25...1.50
с возвратно-поступательным движением	1.50...2.50
Деревообрабатывающие станки	1.50...2.00
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножицы	2.00...3.00
Краны грузоподъемные, элеваторы	3.00...4.00

Примечание. В передачах от поршневых двигателей значение  $K_p$  на 50...80% больше.

Цепные муфты имеют в своей конструкции в качестве соединительного элемента цепи роликовые однорядные, двухрядные, а также зубчатые. Цепные муфты применяют для соединения валов диаметром от 20 до 140 мм. Муфты просты, надежны, обладают хорошими компенсирующими свойствами. При работе муфты в условиях смещения соединяемых валов возникает радиальная сила, дополнительно нагружающая вал,

$$F_M \approx 0,25F_t,$$

где  $F_t$  - окружная сила на делительном диаметре звездочки, Н.

$$F_t = 2T_{\text{расч}} / d,$$

где  $T_{\text{расч}}$  - расчетный крутящий момент на муфте, Н·мм;

$d$  - делительный диаметр звездочки муфты, мм.

Делительный диаметр звездочки муфты определяется по формуле

$$d = P / \left( \sin \frac{180^\circ}{z} \right),$$

где  $P$  - шаг цепи, мм;

$z$  - число зубьев звездочки.

Кулачково-дисковая муфта состоит из двух полумуфт с диаметрными пазами на торцах и промежуточного плавающего диска с взаимно перпендикулярными выступами. В собранной муфте выступы диска расположены в пазах

полумуфт. Муфта компенсирует эксцентриситет (в основном), перекос и продольные смещения валов, при этом выступы скользят в пазах.

Дополнительная радиальная нагрузка на вал муфты  $F_M$  равна силе трения в пазах:

$$F_M = F_t \cdot f ,$$

где  $f$  - коэффициент трения;

$F_t$  - окружная сила муфты, действующая на среднем радиусе выступов  $R_{cp}$ .

$$F_t = T_{расч} / R_{cp} ,$$

где  $T_{расч}$  - расчетный крутящий момент на муфте, Н·мм.

### **3. ВЫБОР ТИПА, РАЗМЕРА И КЛАССА ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ, СПОСОБЫ СМАЗКИ**

Подшипники служат опорами валов. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, сохраняют заданное положение оси вала. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность, долговечность машины. В редукторах применяют главным образом подшипники качения.

#### **3.1. Выбор типа, размера и класса точности подшипников**

При выборе типа подшипника, в первую очередь, принимают во внимание величину и направление нагрузки на опору, затем размер посадочных мест вала и корпуса, жесткость подшипника и, наконец, его стоимость. В соответствии с установившейся практикой проектирования тип подшипника выбирают по следующим рекомендациям.

Для опор валов цилиндрических редукторов и коробок передач применяют, чаще всего, шариковые подшипники (рис. 3.1,а).

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении, поэтому для опор конических и червячных колес применяют радиально-упорные конические роликовые подшипники (рис. 3.1,б).

Для опор вала конической шестерни применяют также роликовые конические подшипники. При высокой частоте вращения конической шестерни применяют подшипники шариковые радиально-упорные (рис. 3.1,г).

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка применяют в основном конические роликовые подшипники (рис. 3.1,б). При длительной непрерывной работе червячной передачи, с целью снижения тепловыделений, в качестве опор вала червяка применяют шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 3.1,г).

Для опор плавающих валов шевронных и раздвоенных передач применяют радиальные подшипники с цилиндрическими роликами (рис. 3.1,в).

При определении расстояния между опорами вала и диаметра заплечиков для упора подшипников необходимо знать не только тип, но и серию подшипников. В предварительных расчетах, при выполнении эскизной компоновки рекомендуется применять подшипники легкой серии, а роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами - легкой узкой серии.

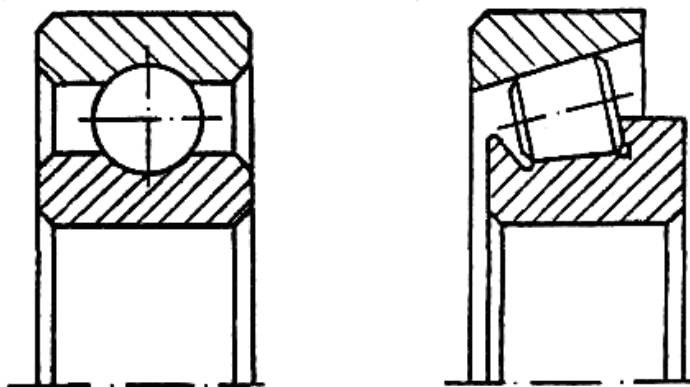


Рис. 3.1

Подшипники качения выпускают следующих классов точности (в порядке ее повышения): 0, 6, 5, 4 и 2. Обычно применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют для опор валов, требующих повышенной точности вращения. С повышением класса точности подшипника стоимость его заметно возрастает.

Наметив тип подшипника, его серию и класс точности, предварительно выбирают подшипник по диаметру вала по каталогу [1,4].

### 3.2. Схемы установки подшипников

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы от осевых смещений, это осуществляется с помощью опор.

По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на фиксирующие и плавающие. В фиксирующих опорах ограничивается осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. В плавающих опорах осевое перемещение вала в любом направлении не ограничивается.

Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевую нагрузки, а плавающая опора - только радиальную.

В некоторых конструкциях применяют, так называемые, плавающие валы. Эти валы имеют возможность осевого смещения в любом направлении и устанавливаются на плавающих опорах.

На рис. 3.2,а-г показаны основные способы осевого фиксирования валов.

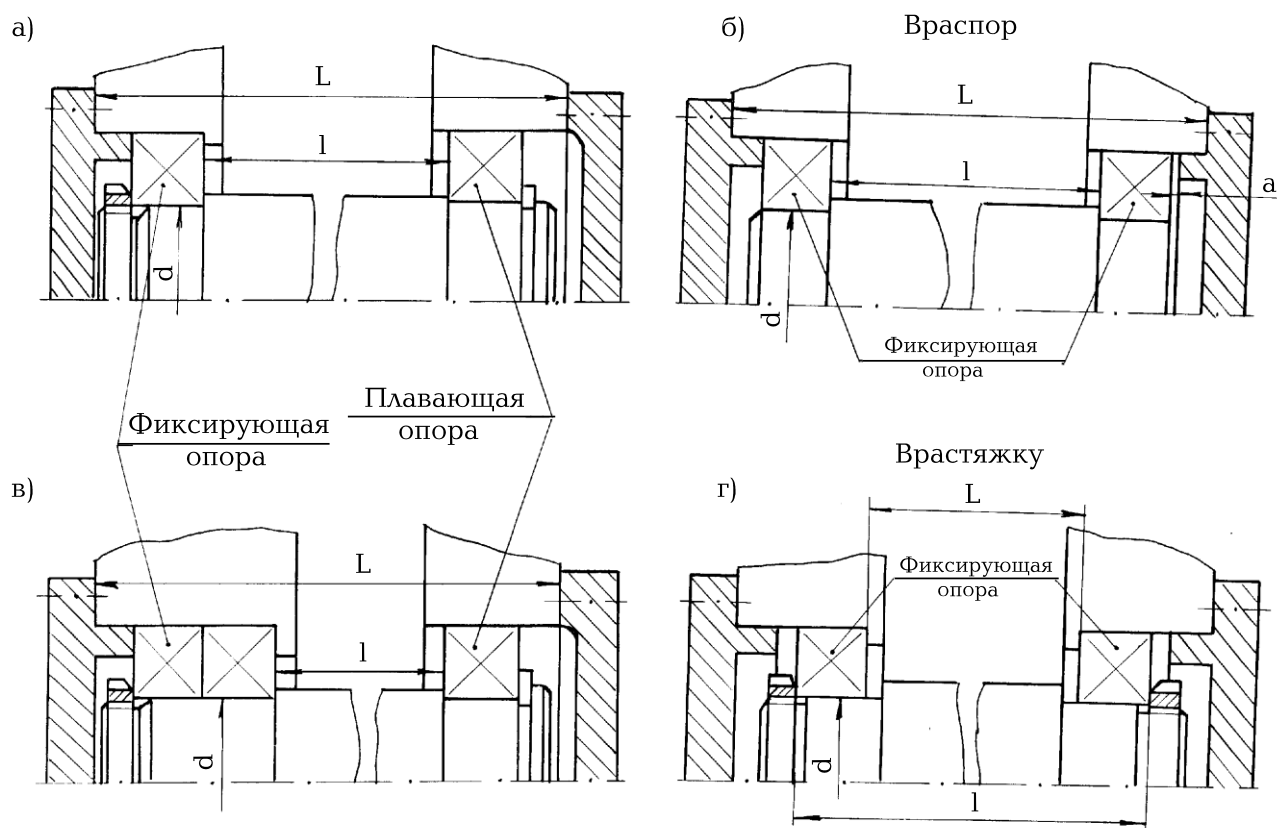


Рис. 3.2

На схемах (а) и (в) осевое фиксирование вала осуществляется в одной опоре: в схеме (а) - одним радиальным подшипником, в схеме (в) - двумя одинарными радиальными или радиально-упорными подшипниками (рис. 3.1, в, г).

В плавающей опоре применяют радиальные подшипники (рис. 3.1, а, в).

Схемы (рис. 3.2, а, в) применяют при любом расстоянии между опорами. При этом схема (рис. 3.2, в) характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры.

Осевую фиксацию по схеме (рис. 3.2, а) широко применяют в редукторах, коробках передач и в других узлах для валов цилиндрических зубчатых передач, а также для приводных валов ленточных транспортеров и цепных конвейеров.

Подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно. Поэтому, если опоры нагружены кроме радиальной еще и осевой силой, то для более равномерного нагружения подшипников в качестве плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной нагрузкой. Однако выбор этот зависит от вида изделия, соотношения радиальных нагрузок на обе опоры и от величины осевой нагрузки. Поэтому окончательное решение при выборе фиксирующей опоры принимают после выполнения сравнительных расчетов подшипников.

Осевую фиксацию валов по схеме (рис. 3.2, в) применяют в цилиндрических, конических зубчатых и червячных передачах.

Осевое фиксирование валов по схеме (рис. 3.2, а, в) имеет следующие достоинства:

1. Температурные удлинения вала не вызывают его защемления в подшипниках.

2. На размеры вала  $l$  и корпуса  $L$  можно назначить весьма широкие допуски. Даже грубые ошибки при их выполнении не влияют на точность сборки и работу узла.

Недостатками схемы (рис. 3.2, а, в) являются:

1. Малые радиальная, осевая и угловая жесткости опор вследствие зазоров между кольцами и телами качения. Это сказывается на увеличении прогибов валов и искажении положения сидящих на них деталей.

2. Необходимость крепления одного из подшипников как на валу, так и в корпусе. Поэтому конструктивное оформление одной из опор вала получается относительно более сложным.

В схемах (рис. 3.2, б, г) осевое фиксирование вала осуществляется в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении. Эти схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию между опорами. Это связано с изменениями зазоров в подшипниках вследствие нагрева при работе. При нагреве зазоры в подшипниках уменьшаются, а длина вала увеличивается. Чтобы не происходило защемления вала в опорах в схеме (рис. 3.2, б) - "враспор" - предусматривается осевой зазор "а". Величина зазора должна быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации вала. Схема установки подшипников "враспор" конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах. Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками зазор  $a=0,2...0,5$  мм.

В опорах схемы (рис. 3.2, б) могут быть применены и радиально-упорные подшипники. Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то соотношение между величинами  $l$  и  $d$  для радиально-упорных подшипников не должно превосходить  $(l/d) = 6...8$ . Меньшие значения относятся к роликовым, большие - к шариковым радиально-упорным подшипникам.

При установке вала по схеме (рис. 3.2, г) - "врастяжку" - вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала меньше, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках, установленных по этой схеме, увеличивается. При установке опор вала "врастяжку", расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме "враспор":  $(l/d) = 8...10$ . Меньшие значения относятся к роликовым, а большие - к шариковым радиально-упорным подшипникам.

В шевронных и косозубых передачах (рис. 3.3, а, б), представляющих собой раздельный шеврон, момент с одного вала на другой передается параллельно двумя потоками, то есть зубьями, имеющими противоположный наклон.

При изготовлении колес неизбежна погрешность  $\Delta\alpha$  углового расположения зуба одного полушеврона относительно другого (рис. 3.3, в). Из-за этой погрешности после сборки передачи в зацепление могут входить зубья только одного полушеврона. Возникающая в этом полушевроне при работе передачи осевая сила стремится сместить колесо вместе с валом вдоль его оси. Чтобы такое смещение могло осуществиться, один из валов передачи делают "плавающим", т.е. не зафиксированным в осевом направлении. Тогда осевая сила переместит его в такое положение, при котором в зацепление войдут зубья обоих полушевронов, а осевые силы, возникающие в них, уравновесятся.

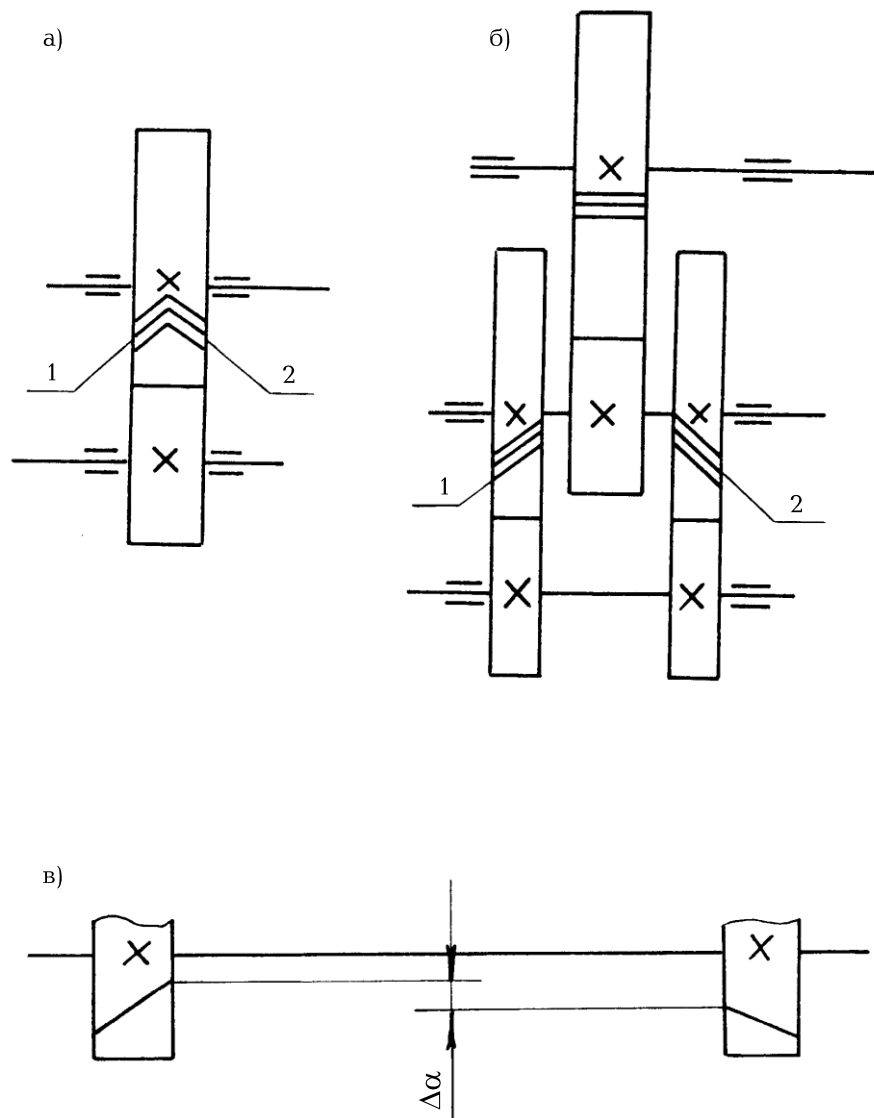


Рис. 3.3

### 3.3. Выбор способа смазки подшипников. Уплотнительные устройства

Конструкция подшипникового узла зависит от системы смазки подшипника.

На практике стремятся смазывать подшипники тем же маслом, которым смазываются детали зубчатых и червячных передач. Смазку их другим маслом применяют, когда по различным причинам нельзя использовать масло, которым смазывают передачи.

При циркуляционной смазке зубчатых колес масло к подшипникам подают по специальным трубкам.

При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла, если выполнено условие  $V > 1$  м/с, где  $V$  - окружная скорость вращения колеса наиболее быстроходной пары. При окружной скорости вращения колес  $V > 1$  м/с брызгами масла покрываются все детали передачи и внутренние по-



верхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Нередко в масло погружают быстроходную шестерню или червяк и подшипник быстроходного вала. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа зубчатых и червячных колес, а также излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами).

Для смазки опор валов, далеко расположенных от уровня масляной ванны, применяют различные устройства. Так, например, для смазывания подшипника вала конической шестерни, удаленного от масляной ванны, на фланце корпуса в плоскости разъема делают канавки, а на крышке корпуса скосы (рис. 3.4). В эти канавки со стенок крышки корпуса стекает масло и через отверстия в стакане попадает к подшипникам. Если доступ масла к подшипникам затруднен, а применение способа, приведенного выше (рис. 3.4), нежелательно, в редуктор встраивают насос. От насоса масло подается в распределительное устройство, от которого по отдельным трубкам подводится к подшипникам.

Если применение насоса нежелательно, подшипники, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичной смазкой. В этом случае подшипник закрывают с внутренней стороны мазеудерживающим кольцом (рис. 3.5,а). Свободное пространство внутри подшипникового узла заполняют смазкой. Для свободного прохода смазки предусматривают на внешних цилиндрических поверхностях крышек подшипников и стаканов канавки глубиной 2...3 мм. На торцах крышек делают 2...4 паза (рис. 3.5,а), а в стаканах - 2...4 поперечных отверстия (рис. 3.5,б), через которые смазка поступает к подшипникам. Для подачи в подшипник пластичной смазки применяют пресс-масленки.

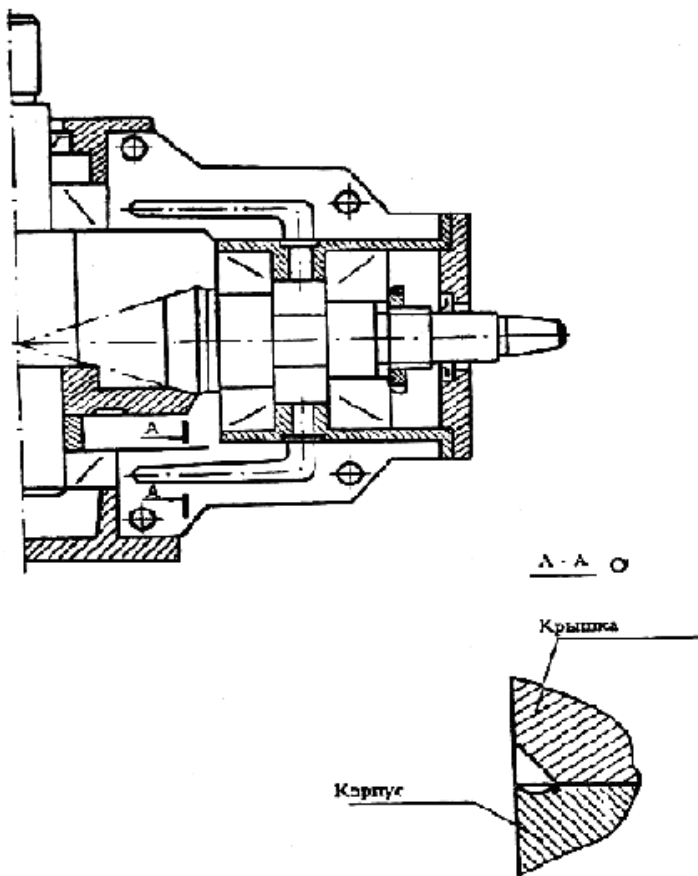


Рис. 3.4

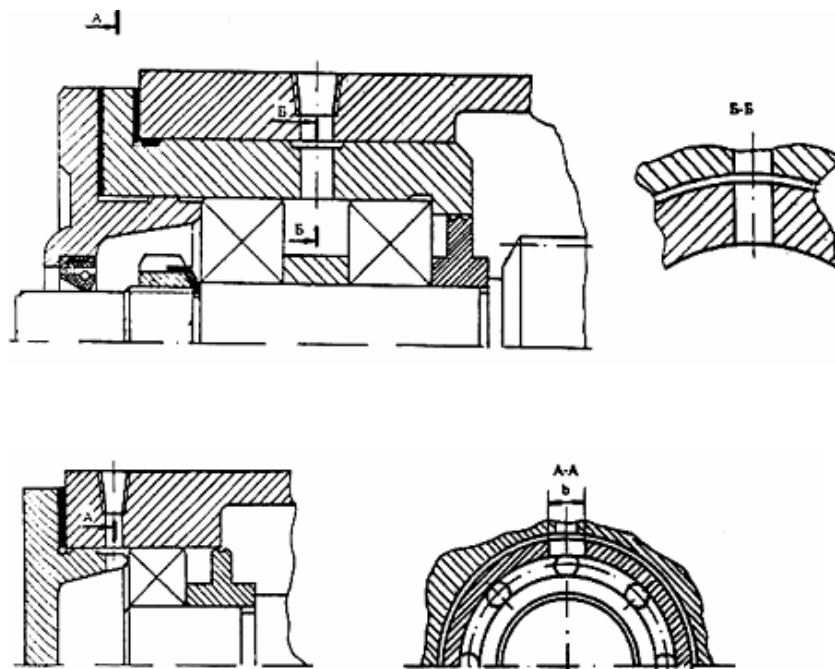


Рис. 3.5

При вертикальном расположении валов верхние опоры смазывают маслом, подаваемым насосом, или пластичной смазкой. Нижние опоры вертикаль-

ных валов обычно изолируют от масляной ванны и смазывают маслом от насоса или пластичной смазкой.

Для предотвращения вытекания смазки из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги применяют уплотнительные устройства. Они разнообразны по конструкции [1,2].

При жидкой и пластичной смазке подшипников широко применяют манжетные уплотнения (рис. 3.6,а). Манжета состоит из корпуса 2, изготовленного из бензомаслостойкой резины, каркаса 3, представляющего собой стальное кольцо Г-образной формы, браслетной пружины 1. Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка шириной  $b = 0,4...0,6$  мм, плотно охватывающая поверхность вала. Размеры манжет определяются по таблицам [1,2] в зависимости от диаметра вала. Манжету обычно устанавливают рабочей кромкой внутрь корпуса (рис. 3.6,а) так, чтобы обеспечить хороший доступ масла к поверхности контакта манжеты и вала. Это уменьшает износ резины.

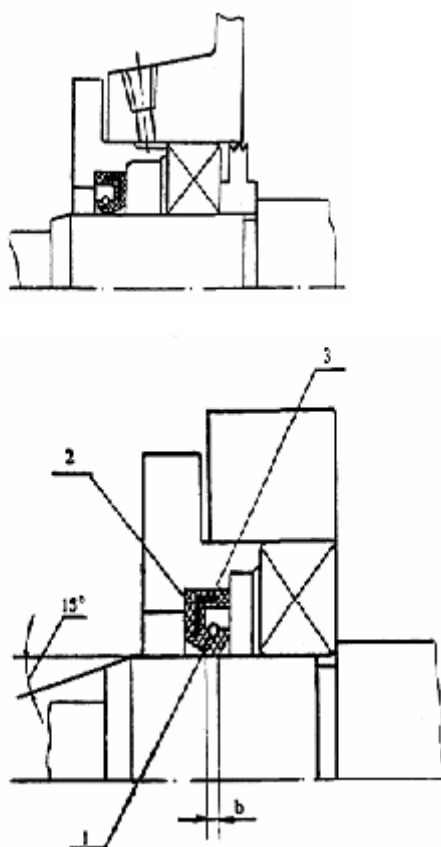


Рис. 3.6

При прессовании пластичной смазки давление внутри подшипниковой камеры может быть очень высоким. Чтобы не повредить манжету, ее устанавливают рабочей кромкой наружу (рис.3.6,б). Тогда при повышении давления смазка отогнет кромку манжеты, и избыток ее вытечет наружу.

При высоком уровне масла ставят две манжеты рядом.

#### 4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ

Диаметры (мм) различных участков быстроходного (рис.4.1) и тихоходного (рис. 4.2) валов зубчатых и червячных редукторов определяются по формулам:

для быстроходного вала диаметр  $d$  под элемент открытой передачи или полумуфту

$$d = 5 \sqrt[3]{T_k}; \quad d_{\text{п}} = d + 2t; \quad d_{\text{б.п.}} = d_{\text{п}} + 3,2 r;$$

для тихоходного вала диаметр  $d$  под элемент открытой передачи или полумуфту

$$d = 4,8 \sqrt[3]{T_k}; \quad d_{\text{п}} = d + 2t; \quad d_{\text{б.п.}} = d_{\text{п}} + 3,2 r; \quad d_k \geq d_{\text{б.п.}},$$

где  $T_k$  - вращающий момент на валу, Нм.

Значение  $t$ ,  $r$ ,  $f$  даны в таблице 4.1, по которой они принимаются в зависимости от диаметра  $d$  посадочной поверхности.

Таблица 4.1

Значение  $t$ ,  $r$ ,  $f$ , мм

$d$	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70
$t$	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3
$r$	1,6	2	2,5	3	3	3,5
$f$	1	1	1,2	1,6	2	2

Диаметры ступеней валов после вычисления округляют в ближайшую сторону до стандартных величин по нормальному ряду линейных размеров: 3,2; 3,4; ...

Если быстроходный вал приводится во вращение валом электродвигателя через стандартную муфту, то диаметр выходного конца этого вала должен быть согласован с диаметром вала электродвигателя, т.е.  $d = (0,8 \dots 1,0) d_0$ .

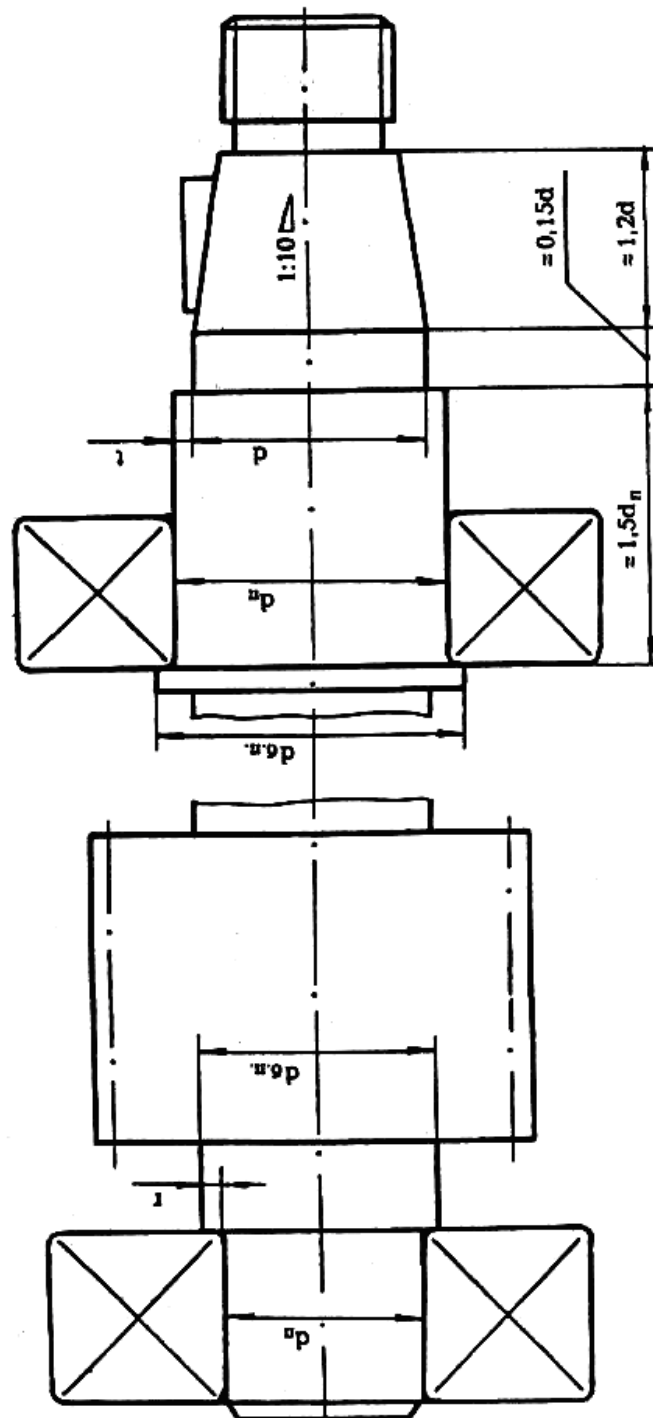


Рис. 4.1

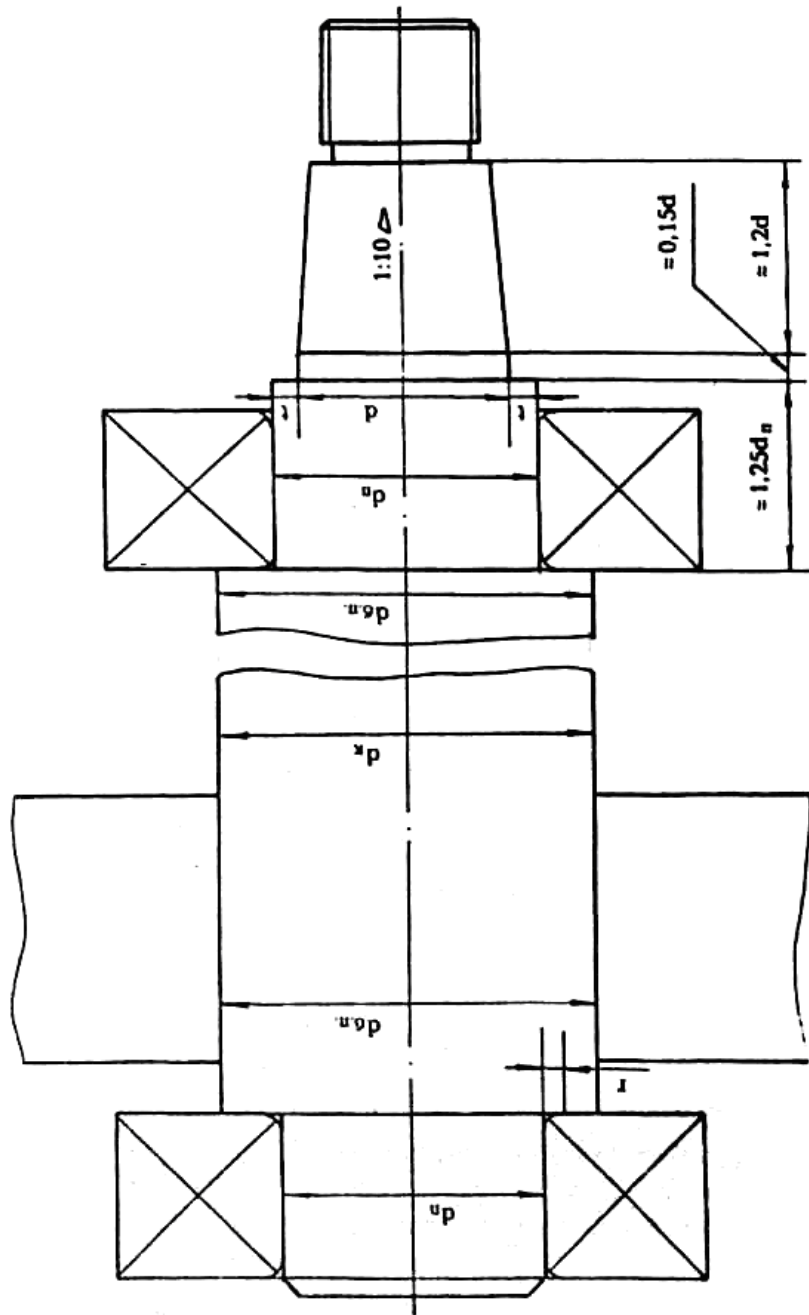


Рис. 4.2

### Нормальные линейные размеры, мм

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	53/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

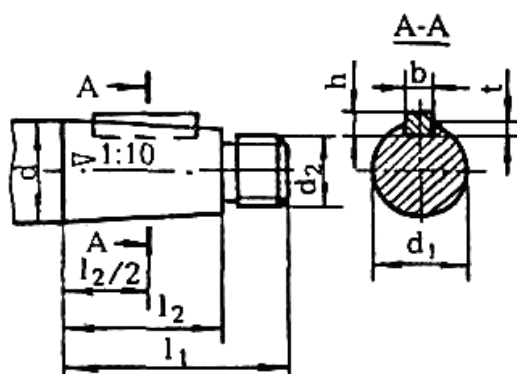
Выходной конец вала может быть цилиндрическим или коническим. Посадка деталей на конус обеспечивает легкость сборки и разборки, высокую точность базирования, возможность создания любого натяга. Поэтому выходные концы валов редукторов серийного производства, как правило, делают конусными. Размеры оформления конических концов валов приведены в таблице 4.2.

Поскольку цилиндрические концы валов проще в изготовлении, то при единичном и мелкосерийном производстве они имеют преимущественное распространение. Размеры оформления цилиндрических концов приведены в табл. 4.3.

При конструировании выходного конца вала следует предусмотреть посадку подшипника без съема призматической шпонки.

Цилиндрические и конические шестерни при  $U \geq 3,15$  выполняют заодно с валом, а при  $U < 3,15$  они могут быть насадными, если это конструктивно необходимо. Однако стоимость производства при раздельном исполнении вала и шестерни увеличивается вследствие увеличения числа посадочных поверхностей и необходимости применения того или иного соединения. Поэтому шестерни чаще всего выполняют заодно с валом (см. рис. 4.1).

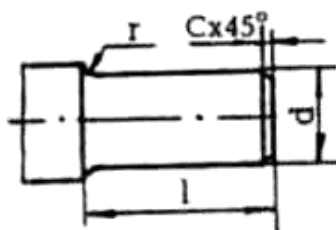
Основные размеры конических концов валов  
с конусностью 1:10, мм (по ГОСТ 12081-72)



Номи- наль- ный ди- аметр d	l <sub>1</sub>		l <sub>2</sub>		d <sub>1</sub>		b	h	t	d <sub>2</sub>
	Исполнение									
	1	2	1	2	1	2				
20	50	36	36	22	18,20	18,90	4	4	2,5	M12x1,25
22					20,20	20,90	4	4	2,5	
25	60	42	42	24	22,90	23,80	5	5	3,0	M16x1.5
28					25,90	26,80				
32	80	58	58	36	29,10	30,20	6	6	3,5	M20x1,5
36					33,10	34,20	6	6	3,5	M24x2
40					35,90	37,30	10	8	5,0	M24x2
45	110	82	82	54	40,90	42,30	12	8	5,0	M30x2
50					45,90	47,30	12	8	5,0	M36x3
56					51,90	53,30	14	9	5,5	
63	110	105	105	70	57,75	59,50	16	10	6,0	M42x3
71					64,75	67,50	18	11	7,0	M48x3
80					73,50	75,50	20	12	7,5	M56x4
90	170	130	130	90	83,50	85,50	-	-	-	-
95					88,50	90,50	22	14	9,0	M64x4



Основные размеры цилиндрических концов валов, мм  
(по ГОСТ 12080-66)



d	l		r	c	d	l		r	c
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
18	40	28	1.0	0.6	50	110	82	2.5	2.0
20	50	36	1.6	1.0	55	110	82	2.5	2.0
22	50	30	1.6	1.0	60	140	105	2.5	2.0
25	60	42	1.6	1.0	70	140	105	2.5	2.0
28	60	42	1.6	1.0	80	170	130	3.0	2.5
32	80	58	2.0	1.6	90	170	130	3.0	2.5
36	80	58	2.0	1.6	100	210	165	3.0	2.5
40	110	82	2.0	1.6	110	210	165	3.0	2.5
45	110	82	2.0	1.6					

Примечания: 1. Концы валов изготавливают двух исполнений:

1 - длинные; 2 - короткие. 2. У основания свободного конца вала допускается наличие технологической канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820-69.

В зависимости от соотношения диаметров шестерни и вала зубья нарезают на выступающем венце (рис.4.3, а, б), либо частично углубляют в тело вала (рис. 4.3, в); к последней конструкции прибегают только в необходимых случаях. При углублении зуба в тело вала следует учитывать участки захода и выхода фрезы. Значение  $l$  (рис. 4.3, в) зависит от модуля зубьев и внешнего диаметра фрезы  $D_f$  (табл. 4.4).

Шевронные шестерни в большинстве случаев изготавливают с дорожкой посередине (рис. 4.3, г). Дорожка необходима для выхода инструмента. Ширину  $a$  дорожки можно принимать по табл. 4.4, т.е.  $a \approx l$ . Глубина дорожки указана на рис. 4.3, г.

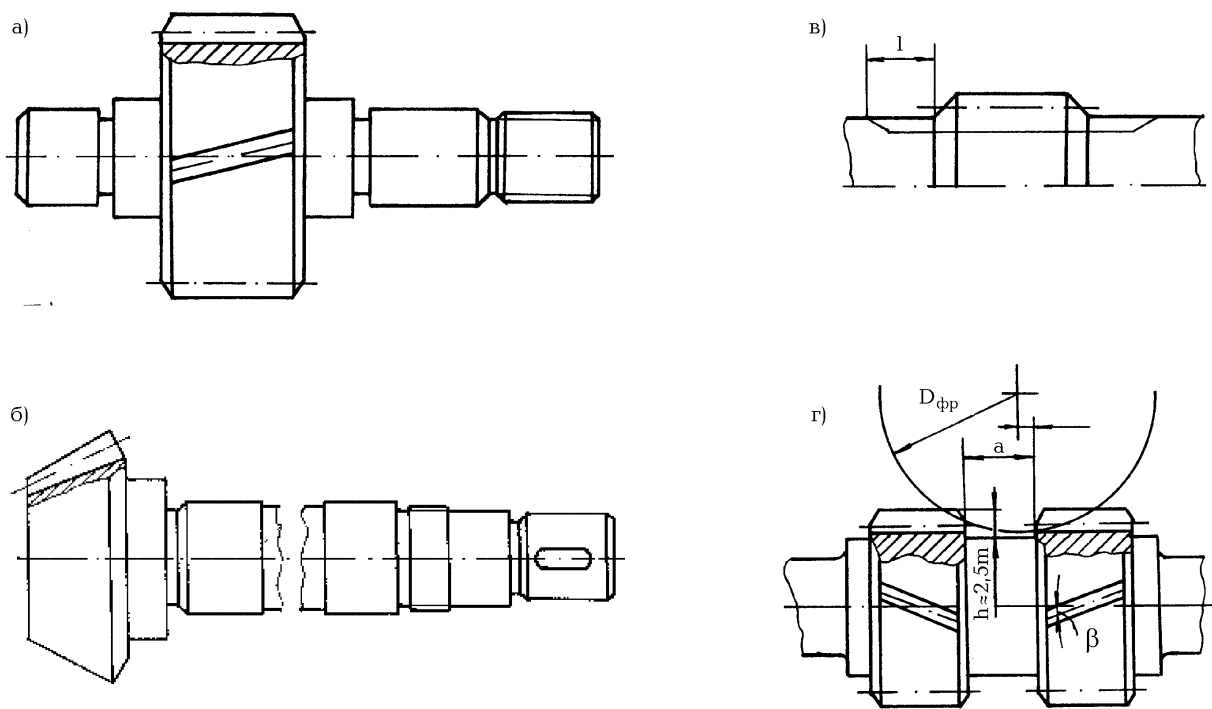


Рис. 4.3

Таблица 4.4

Ширина дорожки  $l$ , мм, для выхода фрезы

Модуль $m$ , мм	Ширина дорожки $l$ при угле наклона зубьев $\beta$		
	20°	30°	40°
2,0	28	32	35
2,5	32	37	40
3,0	36	42	45
3,5	40	47	50
4,0	46	52	55
5,0	52	58	63
6,0	60	67	72
7,0	68	75	82
8,0	75	82	90
10,0	90	100	108

Диаметры различных участков промежуточного вала определяют по формулам (рис. 4.4):

$$d_k = 6 \sqrt[3]{T_k}; \quad d_{\Pi} = d_k - 3,2r;$$

$$d_{\sigma_{\Pi}} = d_{\Pi} + 3,2r \leq d_k; \quad d_{\sigma_k} = d_k + 3f.$$

Здесь  $T_k$  - вращающий момент на рассчитываемом валу, Н·м; величины  $r$ ,  $f$  даны в табл. 4.1.

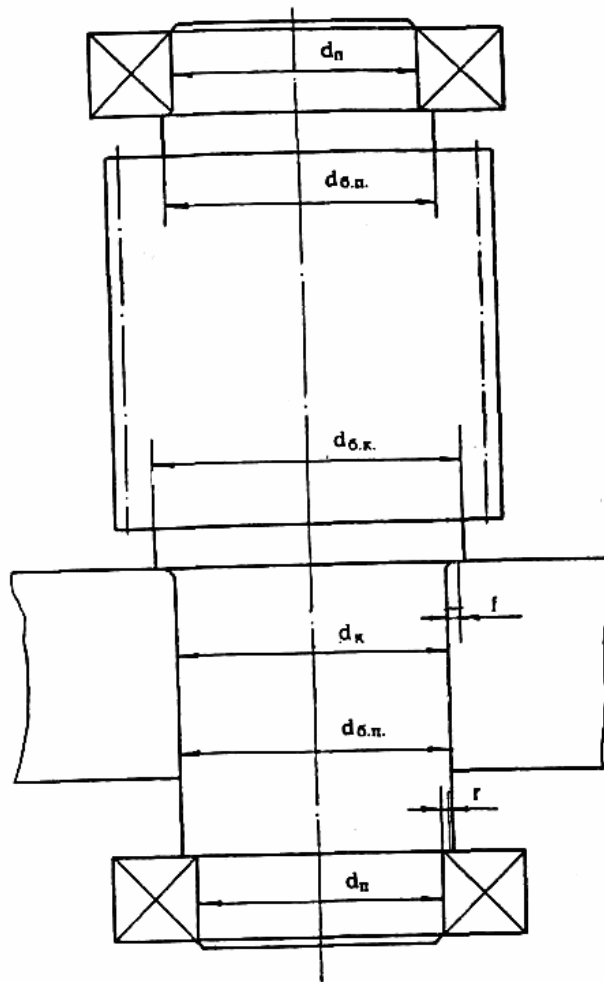


Рис. 4.4

Червяки чаще всего выполняют вместе с валом (рис. 4.5). Оптимальный делительный диаметр червяка ( $d_1=qm$ ) определяется как  $d_1 \approx 0,4a$ , где  $a$  - межосевое расстояние червячной передачи. Диаметр тела червяка для повышения жесткости целесообразно увеличить. Для обеспечения выхода

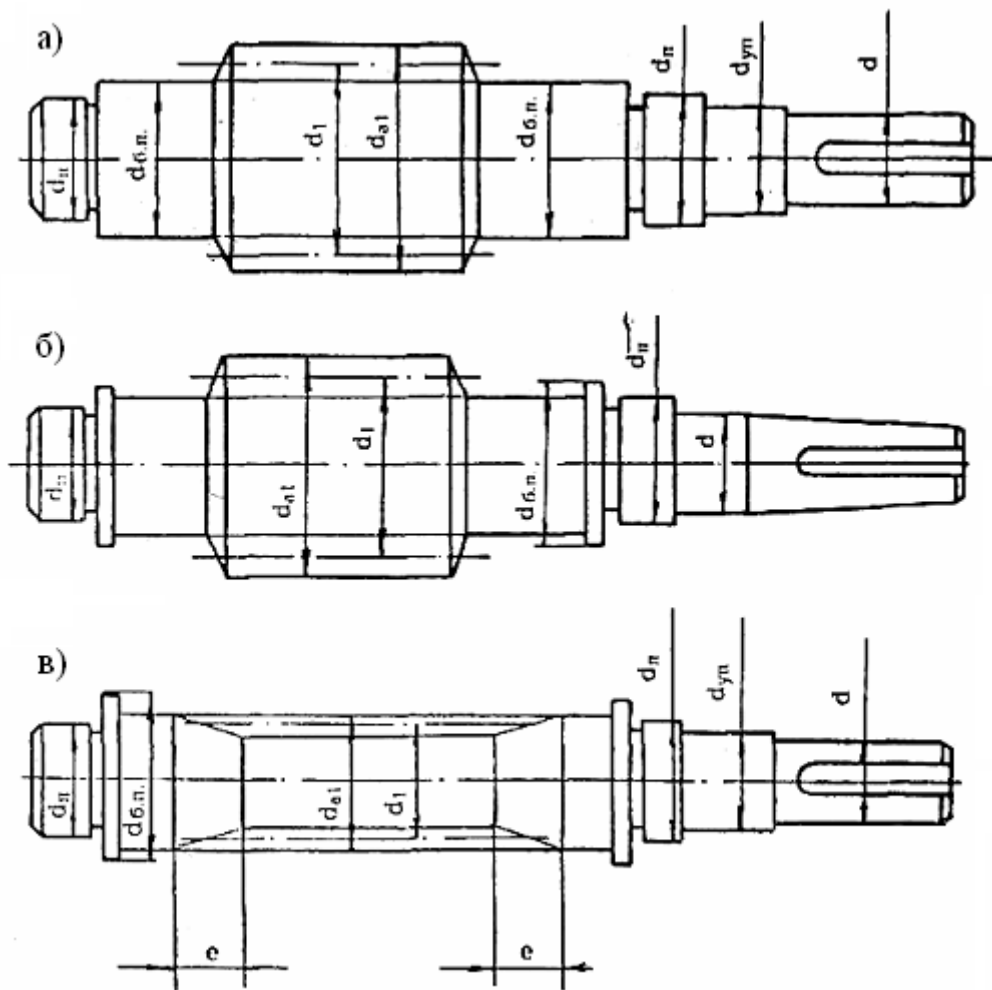


Рис. 4.5

инструмента его следует сделать немного меньше диаметра впадин витков червяка  $d_{ф1}$ . Поэтому диаметры червячных валов следует определять так (рис. 4.5):

$$d_{б.н.} = d_{ф1} - (2...4)\text{мм}; \quad d_{ф1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{н.} = d_{б.н.} - 3,2r,$$

где  $m$  - модуль зацепления;

$r$  - координата фаски подшипника.

Координата фаски подшипника  $r$  дана приближенно в табл. 4.1. Точное значение координаты  $r$  определяется по таблицам подшипников качения [1,2,4].

Диаметр вала  $d_{н.}$  округлить до стандартных диаметров под подшипник (см. стр.38).

Диаметр вала под уплотнение можно принимать

$$d_{уп} = d_{н.} \text{ или } d_{уп} \approx (0,8...0,9)d_{н.}$$

Диаметр выходного конца вала

$$d = \frac{d_{уп}}{1,05...1,1}.$$

Полученное значение  $d$  округляется до стандартного и, если червяк соединяется с валом электродвигателя стандартной муфтой, то до посадочного диаметра полумуфты.

При относительно малом диаметре червяк выполняют, как показано на рис. 4.5,в. Для выхода инструмента длину нарезания с каждой стороны необходимо увеличить на  $l=(2...3)m$ , где  $m$  - модуль зацепления.

На концах червяка устанавливают подшипники качения, упорные запле-  
чки для которых определяются по зависимости

$$d_{б.п.} = d_{п} + 3,2r .$$

Иногда для образования заплечика требуемой высоты приходится делать буртики (рис. 4.5, б,в).

Выступающие концы червяков выполняют цилиндрическими или кониче-  
скими. При цилиндрическом конце предусматривают заплечик для упора дета-  
ли, закрепляемой на конце вала.

## 5. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

### 5.1. Первый этап эскизной компоновки

Эскизную компоновку редуктора следует выполнять в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 в такой последовательности:

1. Предварительно следует из своих расчетов выписать следующие исходные данные для вычерчивания: межосевые расстояния, конусные расстояния, диаметры и ширину колес, модуль зацепления, диаметры посадочных поверхностей валов для колес и подшипников, которые берут из таблиц [1, 2].

Для получения представления о конструкции, размерах деталей передачи и их относительном расположении достаточно двух проекций.

2. В соответствии с результатами геометрического расчета строят передачу.

Построение цилиндрической зубчатой передачи (рис. 5.1) начинают с нанесения межосевого расстояния  $a_w$ , проведения осевых линий окружностей делительных диаметров  $d_1$  и  $d_2$ , диаметров вершин зубьев  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$ , линий, ограничивающих ширину шестерни  $b_1$  и колеса  $b_2$ .

Построение конической зубчатой передачи (рис. 5.2) начинают с нанесения двух взаимно перпендикулярных линий. От точки пересечения  $O$  этих линий откладывают по осям вверх отрезки  $OA$ , равные  $0,5d_{e1}$ , а вправо и влево отрезки  $OB$ , равные  $0,5d_{e2}$ . Через точки  $A$  проводят горизонтальные линии, а через точки  $B$  - вертикальные линии до взаимного пересечения в точках  $C$ . Точки  $C$  соединяют с точкой  $O$  линиями, которые представляют собой образующие делительных конусов шестерни и колеса  $R_e$ . Углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . В точках  $C$  к образующим делительных конусов восстанавливают перпендикуляры, на которых откладывают высоту головки зуба  $h_a=m_{te}$  и высоту ножки зуба  $h_f=1,2m_{te}$ . Вершины делительных конусов впадин шестерни и колеса сходятся в точке  $C$ . Для того, чтобы обеспечить постоянный радиальный зазор между зубьями шестерни и колеса на всей ширине, образующие конуса вершин шестерни должны быть параллельны образующим конуса впадин колеса, а образующие конуса вершин колеса - параллельны образующим конуса впадин шестерни. Вдоль образующих делительных конусов от точек  $C$  по направлению к точке  $O$  откладывают ширину зуба  $b$  и проводят границу зуба. Толщину конца обода колеса назначают  $\delta_0 = 2,5m_{te} + 2$ . Расстояние  $l \approx 2,5a_1$ .

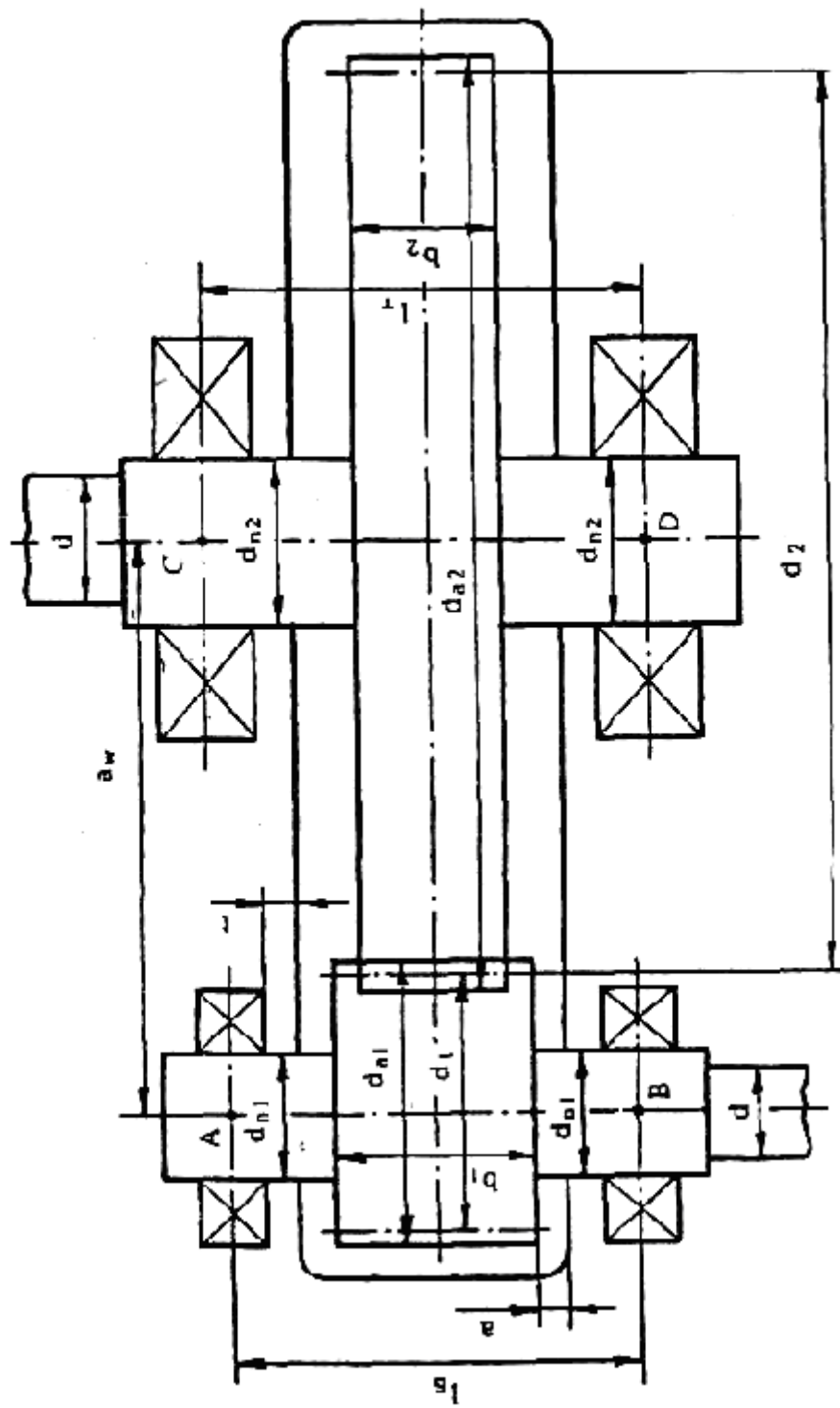


Рис.5.1

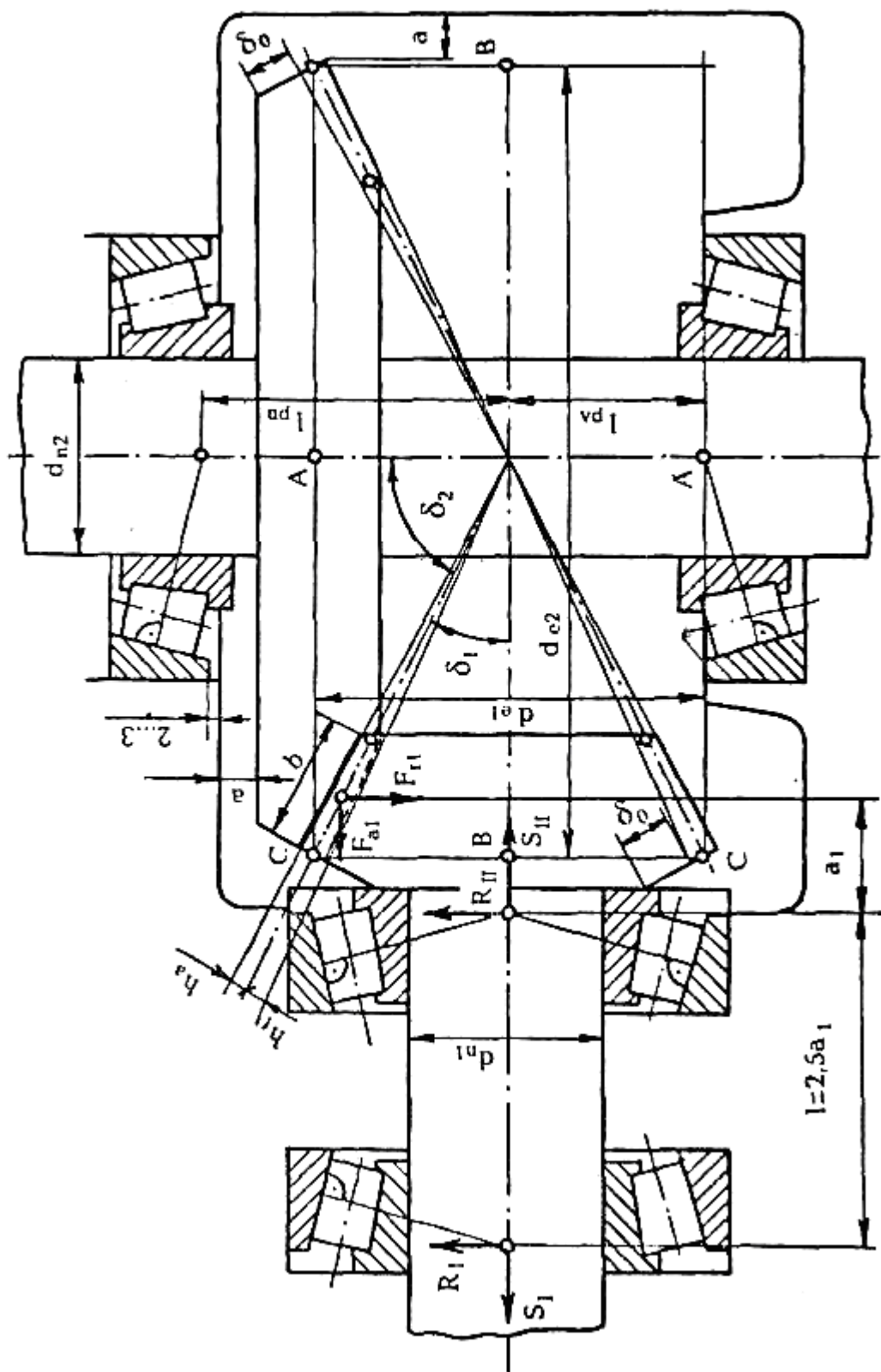


Рис. 5.2



При больших передаточных числах ( $U > 3,15$ ) коническая шестерня получается малых размеров. В этих случаях не удается создать упорный буртик для подшипника и его конструируют по рис. 5.3.

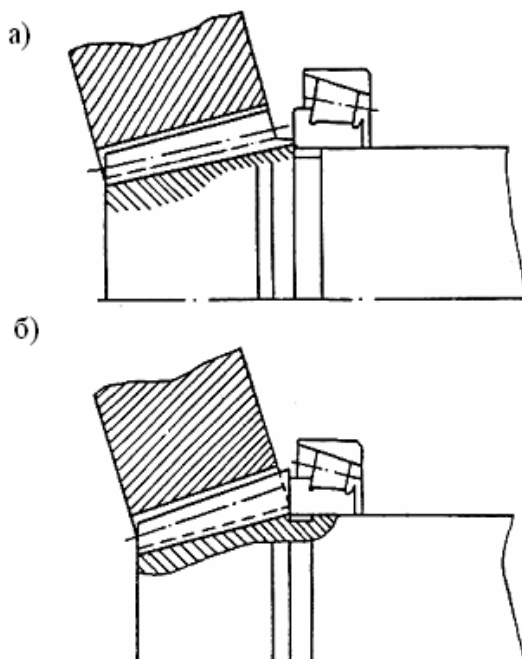


Рис. 5.3

Для построения червячной передачи (рис. 5.4,а) проводят параллельные линии на расстоянии  $a_w$  друг от друга и пересекают их перпендикулярной линией. Из точки пересечения  $O_2$  - центра червячного колеса - описывают делительную окружность радиусом  $0,5d_2$ . От оси червяка вверх и вниз откладывают отрезки, равные  $0,5d_1$ , перпендикулярно которым проводят горизонтальные линии. При этом нижняя линия делительного диаметра червяка должна быть касательной к делительной окружности колеса (точка касания  $P$  - полюс зацепления). Из центра  $O_2$  радиусом  $0,5d_{a2}$  описывают окружность вершин зубьев и радиусом  $0,5d_{am2}$  - наибольшую внешнюю окружность червячного колеса. Так же поступают с изображением диаметров вершин и впадин червяка, откладывая от оси червяка вверх и вниз отрезки, равные  $0,5d_{a1}$  и  $0,5d_{f1}$ . Вдоль оси червяка откладывают длину нарезанной части червяка  $b_1$ .



$$a = \sqrt[3]{L} + (2..3), \text{ мм},$$

где  $L$  - наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач (рис. 5.6 - 5.9).

После вычисления  $a$  округляют в большую сторону до целого числа. Для всех редукторов  $a$  должно быть не менее 8 мм;

2) между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов принимают  $b_0 \geq 4a$ ;

3) между торцовыми поверхностями деталей в многоступенчатых редукторах (кроме соосных)  $c = (0,3..0,5)a$ , мм;

4) между торцами колес соосных передач (рис.5.7)

$$L_s = 2a + B_1 + B_2 + q,$$

где  $q = (1,0..1,2)a$ ;  $B_1$  и  $B_2$  - ширина внешних колец подшипников качения.

4. Выбирается схема установки подшипников и способ их смазки. После этого эскизная разработка проектируемого редуктора ведется в следующем порядке.

Тонкой линией на расстоянии  $a$  очерчивают внутренний контур корпуса (рис. 5.1, 5.2, 5.6, 5.7, 5.8, 5.9).

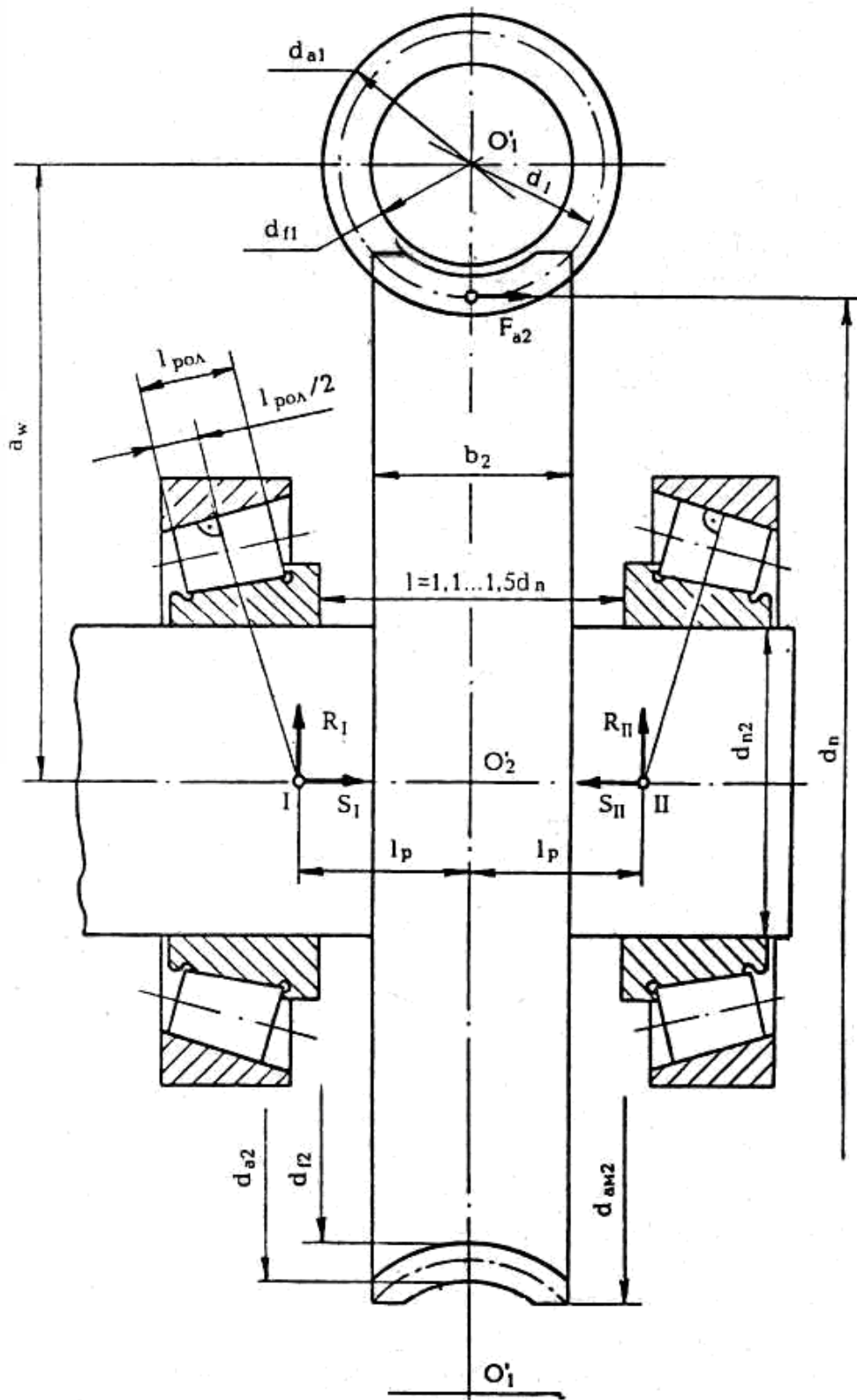


Рис. 5.5

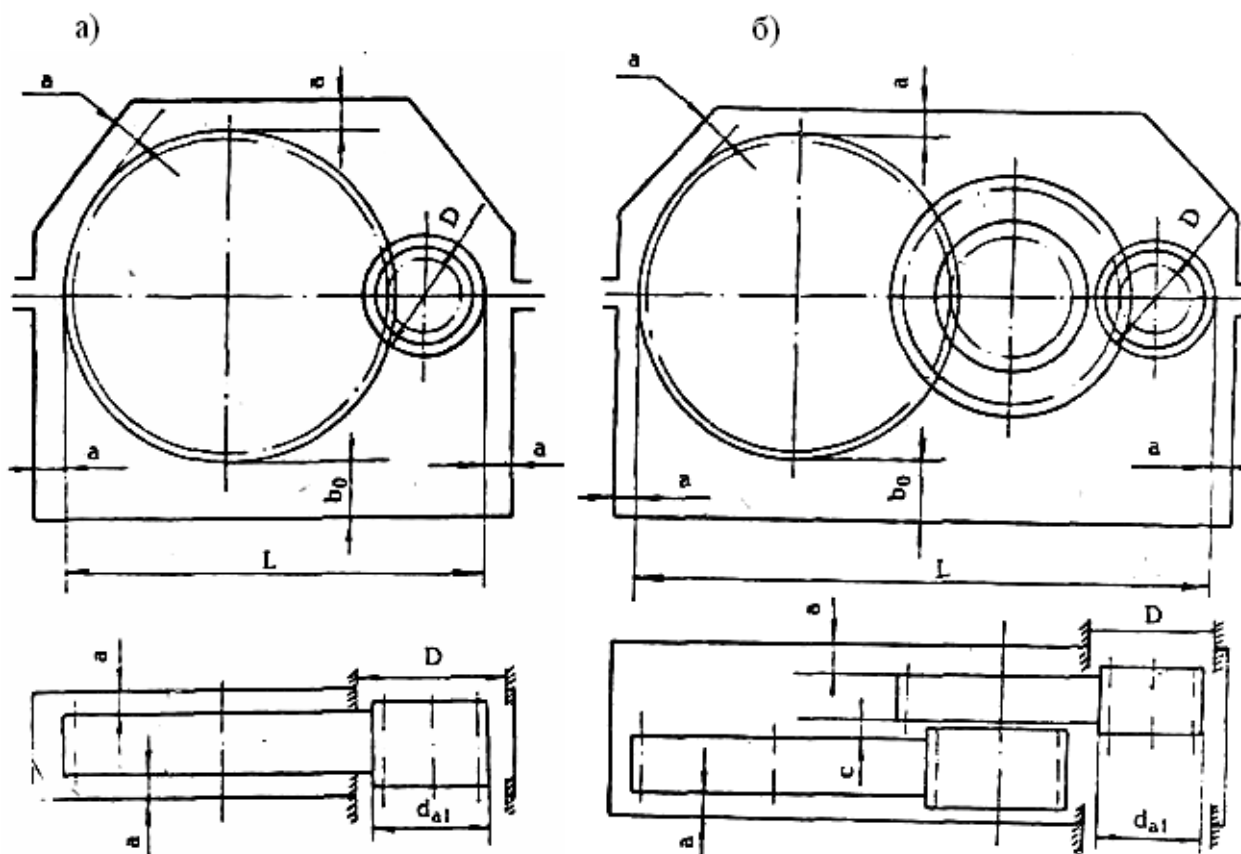


Рис. 5.6

Если окружные скорости вращения колес  $V > 1 \text{ м/с}$  и в редукторе обеспечено смазывание подшипников масляным туманом, брызгами, то отступив от контурной линии внутренней стенки корпуса наружу еще на размер  $t = 2 \dots 3 \text{ мм}$ , изображают выбранный подшипник (см. рис. 5.2). Если подшипники смазывают пластичной смазкой, то следует отступить от контура на  $t = 10 \dots 12 \text{ мм}$  для установки мазеудерживающего кольца (см. рис. 5.1).

В конических редукторах колесо по условиям компоновки смещено к одной из опор. Чтобы уменьшить эту несимметричность, оказывающую отрицательное влияние на условия зацепления зубьев колес, целесообразно для опоры с большим плечом (на рис. 5.2 эта опора внизу) выполнить прилив-бобышку внутрь корпуса и в ней разместить подшипник.

Место расположения подшипников червячного вала (см. рис. 5.4) определяют следующим образом. Из центра колеса радиусом  $R = 0,5d_{\text{ам}2} + a$  проводят дугу в месте, где должен находиться подшипник. Затем проводят линию, ограничивающую наружный диаметр принятого подшипника. Отступив от этой линии на расстояние  $S_1 \approx 0,1D$  и проведя линию, параллельную оси червяка до пересечения с дугой радиуса  $R$ , получаем торец бобышки корпуса для установки подшипника. Радиальная толщина бобышки у ее торца принимается  $S_2$ :

$$S_2 \approx 0,15D + 5 \text{ мм} .$$

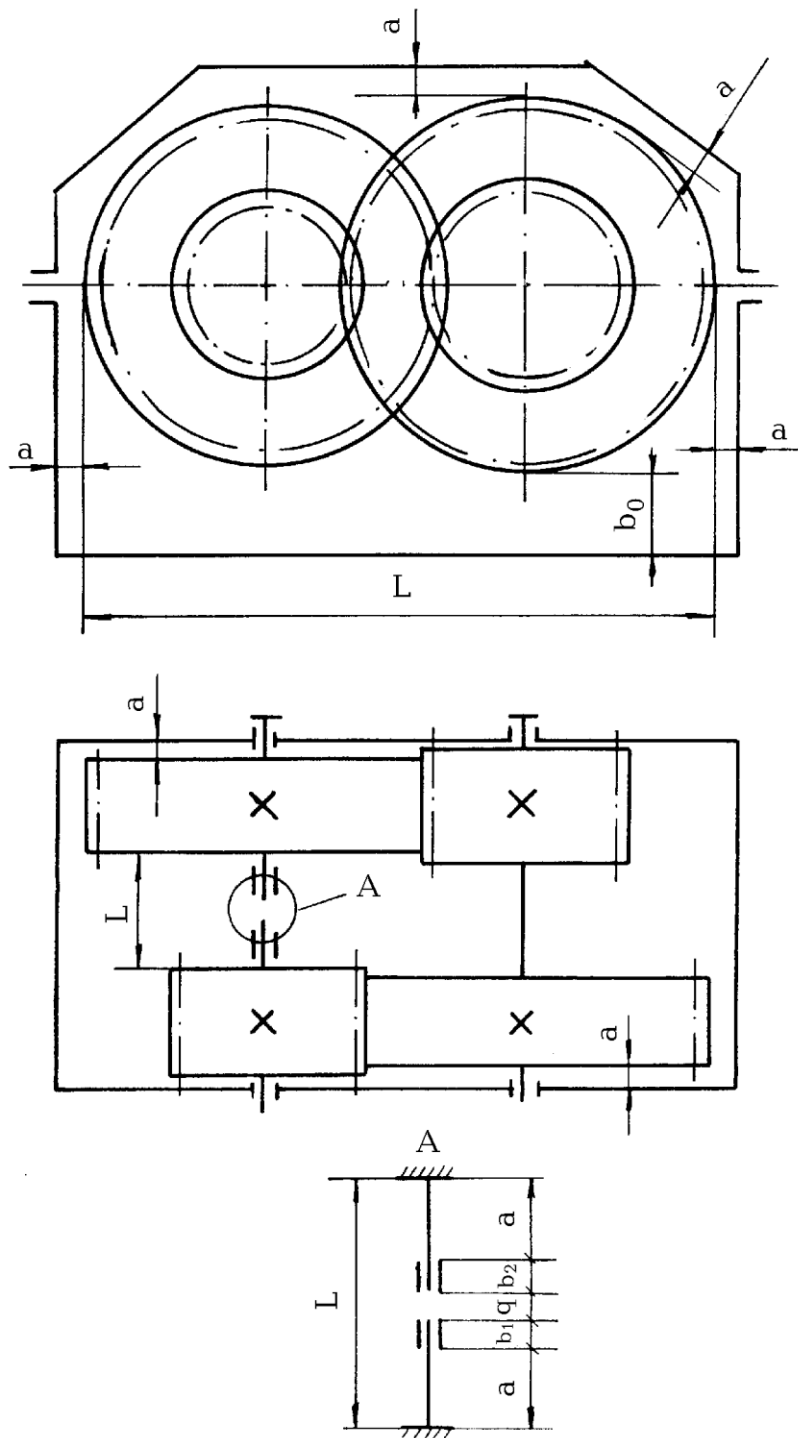


Рис. 5.7

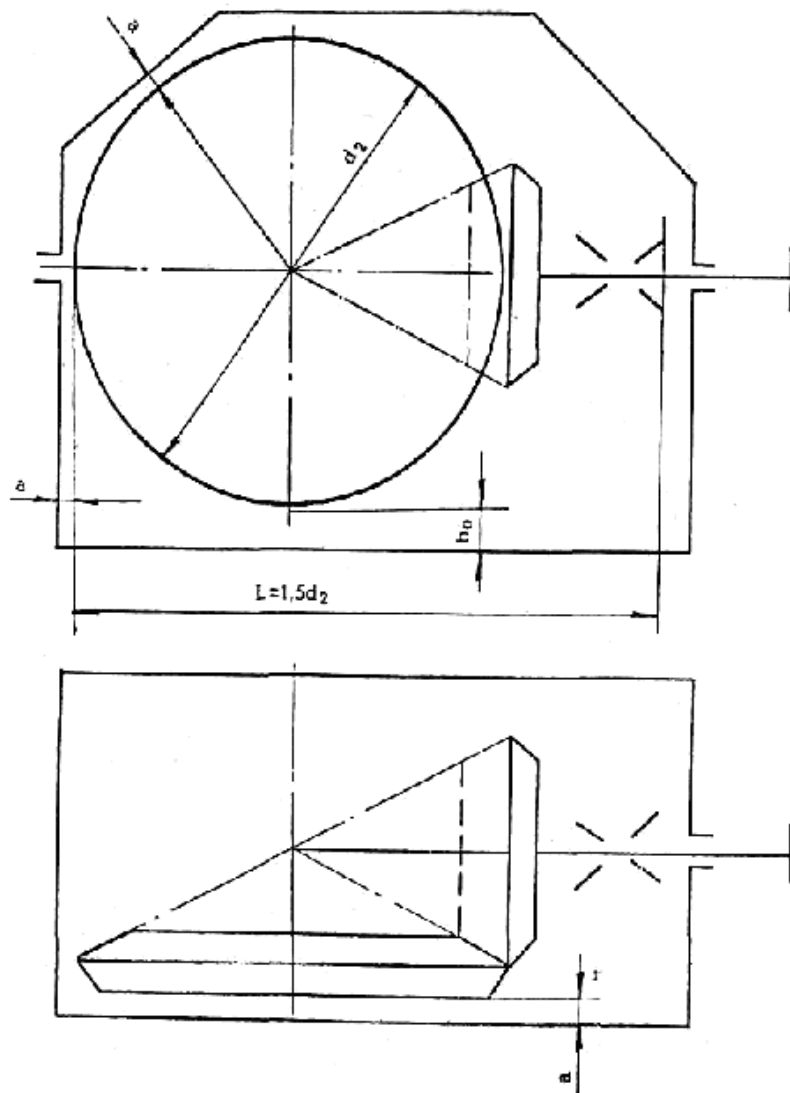


Рис. 5.8

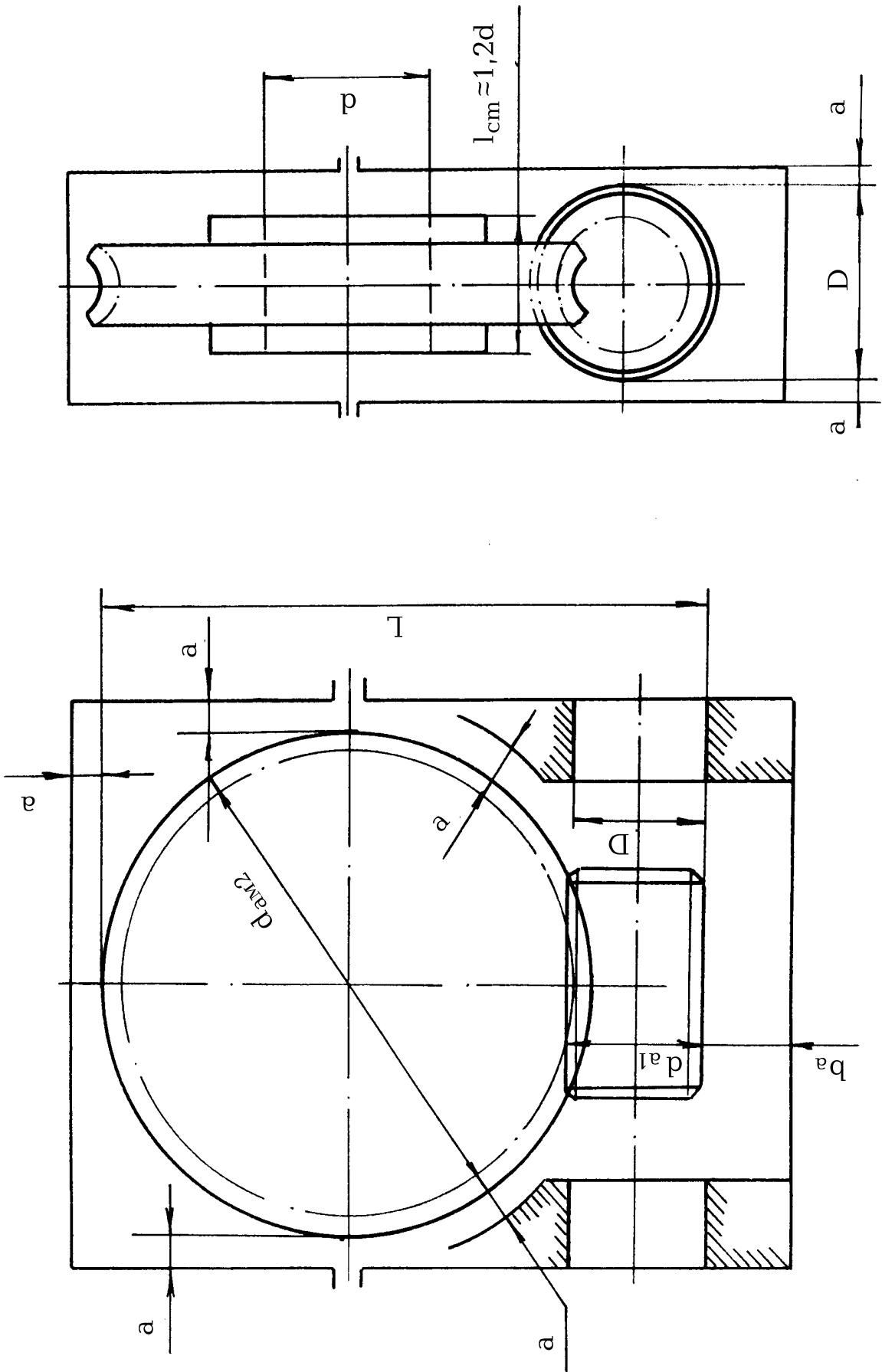


Рис. 5.9

5. В местах расположения намеченных подшипников по размерам, выписанным из соответствующих таблиц [1,2,4], наносят тонкими линиями внешний контур подшипников, принимая предварительно подшипники легкой серии.



Выполненный этап эскизной компоновки дает возможность определить расстояния между опорами, между опорами и колесами, определить реакции опор и вычислить долговечность подшипников.

## 5.2. Второй этап эскизной компоновки

На первом этапе эскизной компоновки ориентировочно была намечена конструкция валов, определены диаметры отдельных участков. Теперь следует уточнить эти размеры, согласовать их с деталями, устанавливаемыми на валу, учесть вид и расположение опор, конструкцию уплотнений, конструкцию корпуса редуктора, технологию изготовления и сборки.

Перед отработкой конструкции вала должны быть решены такие важные вопросы, как способ передачи вращающего момента в соединении вал-ступица и способ крепления деталей на валу от осевого перемещения.

Вначале окончательно разрабатывают конструкцию зубчатых и червячных колес [2,5]. Длину посадочного отверстия колеса  $l_{cm}$  желательно принимать равной ширине зубчатого венца  $l_{cm} = b_2$ . Длину ступицы согласуют также с расчетами соединения (шпоночного, шлицевого или с натягом), выбранного для передачи вращающего момента с колеса на вал, и с диаметром посадочного отверстия  $d$ :

$$l_{cm} = (0,8 \dots 1,5)d .$$

Диаметр ступицы  $d_{cm}$  принимают:

$$d_{cm} = 1,5d + 10 \text{ мм}.$$

Затем решается вопрос об установке зубчатых колес на валах. Зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекоса. Если  $(l_{cm}/d) \geq 0,8$  ( $l_{cm}$  - длина ступицы колеса,  $d$  - диаметр отверстия), то цилиндрическая поверхность полностью определяет положение колеса относительно вала. При передаче вращающего момента соединением с натягом (колесо в этом случае устанавливается на гладком валу) осевая фиксация обеспечивается силами трения (рис. 5.10, а). Однако очень часто для определения осевого положения колеса на валу изготавливают буртик (рис. 5.10, б). Это упрощает установку колеса на вал - при сборке колесо доводят до упора в торец буртика. При коротких ступицах, у которых  $(l_{cm}/d) < 0,8$ , торец буртика не только определяет осевое положение колеса, но и точность его расположения относительно вала. Здесь буртик на валу обязателен.

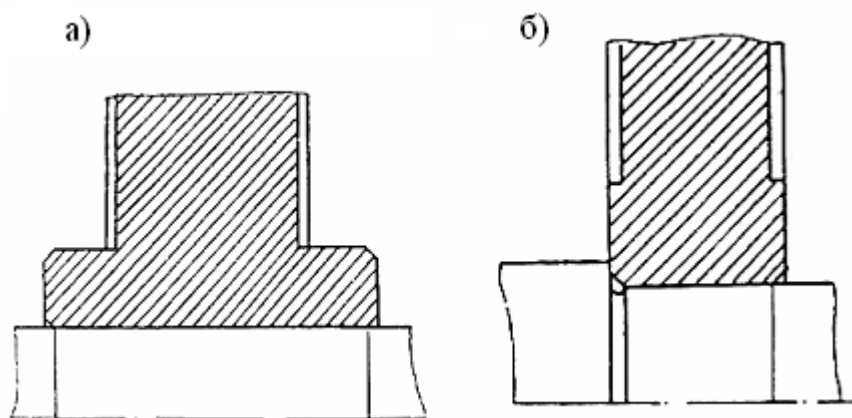


Рис. 5.10

При передаче вращательного момента шпоночным соединением размеры сечения шпонки определяются по диаметру вала в месте посадки колеса по таблицам [1, 2], а длина шпонки - из ее расчета на смятие. В единичном и мелкосерийном производстве используют, главным образом, призматические шпонки. Колеса насаживаются на валы с малым натягом: для цилиндрических зубчатых прямозубых колес посадка типа H7/p6, для цилиндрических косозубых, конических и червячных следует применять посадки с большим натягом типа H7/r6 или H7/s6 (рис. 5.11,а,б).

При посадках с натягом трудно совместить шпоночный паз в колесе со шпонкой вала. Для облегчения сборки рекомендуется предусматривать направляющий цилиндрический участок с допуском по  $d_{11}$  (рис. 5.11,а). Для фиксации осевого положения на валу выполняют буртик.

При передаче вращательного момента шлицевыми соединениями валы рациональнее выполнять гладкими, фиксирование колес в осевом направлении осуществляется втулками (рис. 5.12).

На первом этапе эскизного проектирования были предварительно выбраны подшипники качения и схема их установки (рис. 3.2). Теперь необходимо окончательно решить вопросы крепления подшипников на валу и в корпусе, выбрать способ их регулировки [2, 4].

Шероховатость посадочных поверхностей в местах установки подшипника на валу должна соответствовать ГОСТ 2789-73  $R_a=0,4...1,6$ . Такую шероховатость экономически целесообразно получать шлифованием. Для выхода шлифовальных кругов выполняют канавку (рис. 5.13, а, б). Размеры канавок приведены в табл. 5.1.

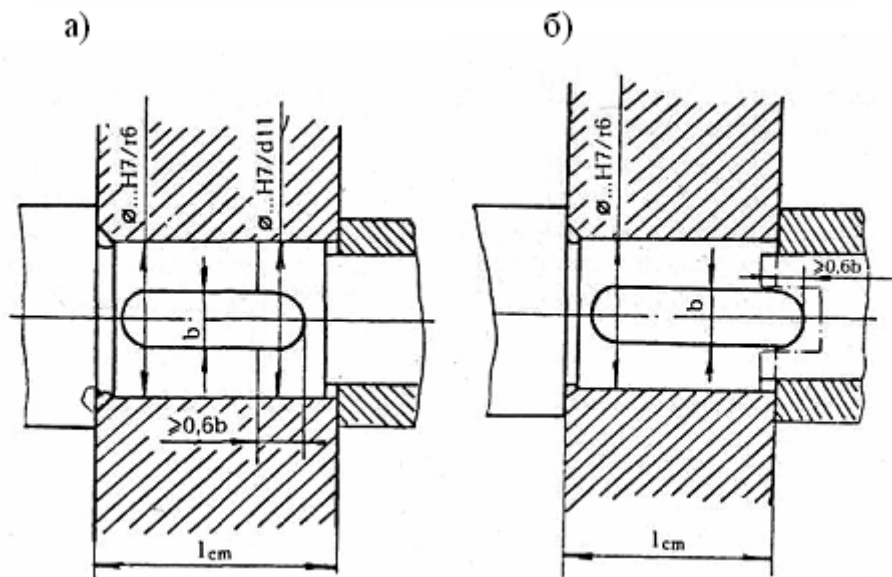


Рис. 5.11

Таблица 5.1

Размеры канавок для выхода шлифовальных кругов, мм

d	b	d <sub>1</sub>	R	R <sub>1</sub>
Свыше 10 до 50	3	d-0,5	1,0	0,5
Свыше 50 до 100	5	d-1,0	1,6	0,5
Свыше 100	8	d-1,0	2,0	1,0

Нужно иметь в виду, что канавки на валах вызывают повышенную концентрацию напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях. Поэтому канавки выполняют чаще на валах с высокими запасами прочности ( $S > 3$ ).

Меньшей концентрацией напряжений характеризуется выполнение переходной поверхности вала галтелью постоянного радиуса (рис. 5.13, в). Радиус галтели  $r_1$  принимают меньше координаты фаски  $r$  детали, расположенной на валу. Шлифование галтели очень трудоемко.

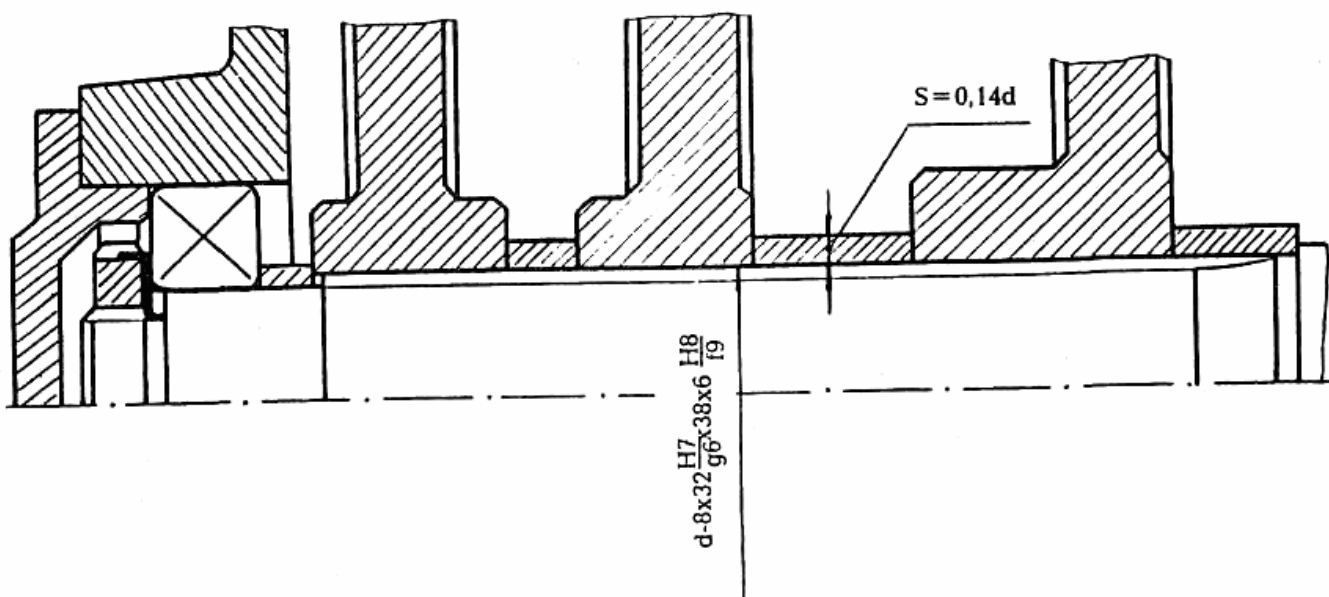


Рис. 5.12

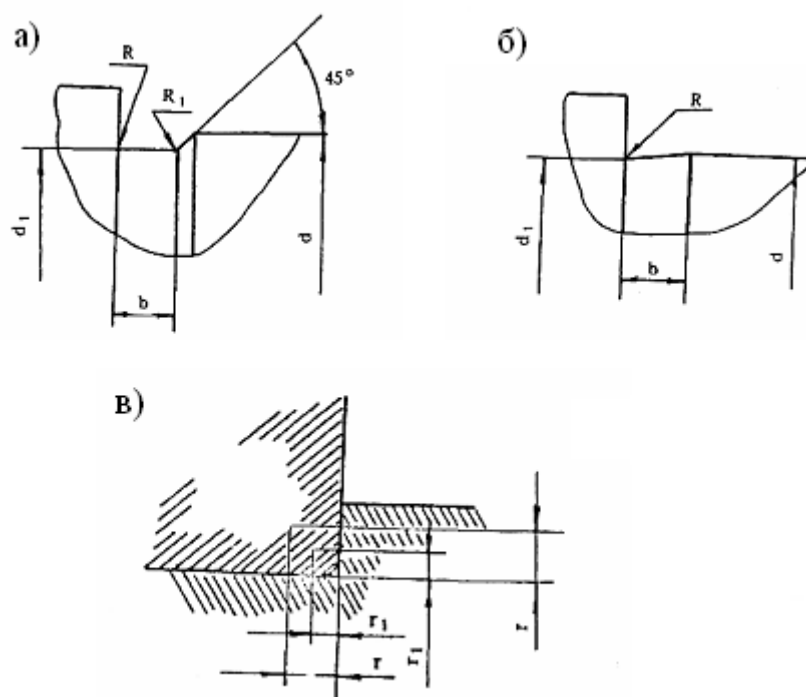


Рис. 5.13

На втором этапе эскизного проектирования необходимо определить конструкцию, основные размеры корпуса редуктора. Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передач, защиты их от загрязнения, восприятия нагрузок, возникающих в передачах. Корпус помогает решить вопрос смазки передач и подшипников.

Наиболее часто корпуса редукторов изготавливают из серого чугуна литьем. Широко распространена конструкция разъемного корпуса. Корпуса червячных редукторов с межосевым расстоянием  $a_w \leq 140$  мм изготавливают неразъемными.

При всем разнообразии форм корпусов, они имеют одинаковые конструктивные элементы - подшипниковые бобышки, фланцы, соединенные стенками в одно целое, ребра и т.п.

Толщина стенки корпуса  $\delta$  (рис. 5.14), отвечающая требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса, принимается:

$$\delta = 1,12 \sqrt[4]{T} \geq 6 \text{ мм},$$

где  $T$  - вращающий момент на тихоходном валу, Н·м;

$\delta_1$  - толщина стенки крышки корпуса:  $\delta_1 \approx 0,9\delta$  ;

$b$  - толщина фланца корпуса:  $b = 1,5\delta$  ;

$b_1 = 1,5\delta_1$ ;  $b_1$  - толщина фланца крышки корпуса.

По всему контуру корпуса и крышки делают специальные фланцы, в которых размещают крепежные винты. В работе [2] диаметры винтов  $d$  для крепления крышки к основанию корпуса предлагается принимать в зависимости от межосевого расстояния тихоходной ступени передачи  $a_T$  по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Диаметры винтов для крепления крышки редуктора  
к основанию корпуса

$a_T$ , мм	до 160	Свыше 160 до 220	Свыше 220 до 280	Свыше 280 до 350
$d$ , мм	M12	M14	M16	M18

Для соединения крышки редуктора с корпусом используют винты с наружной шестигранной головкой ГОСТ 7808-70 или (предпочтительнее) винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" ГОСТ 11738-72.

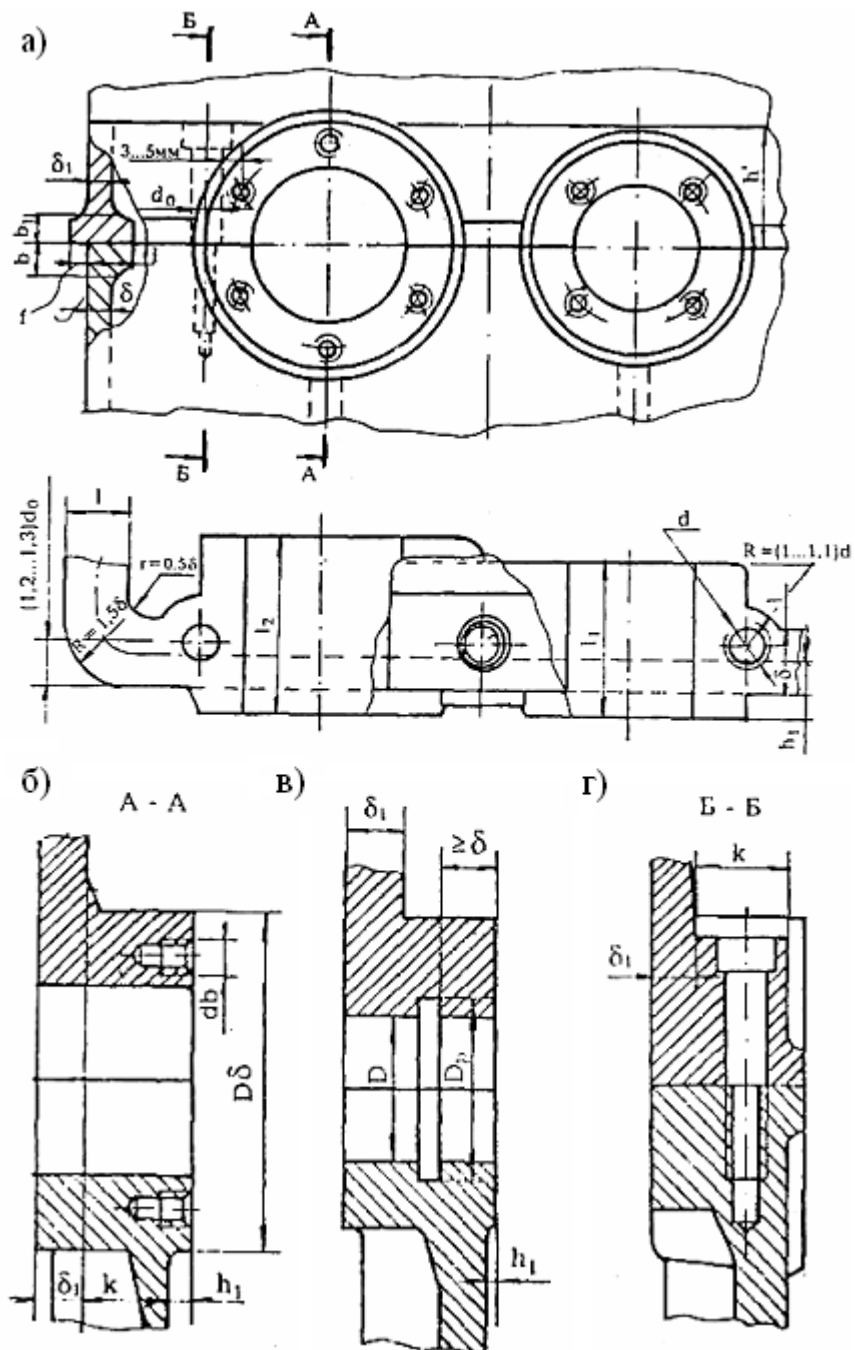


Рис. 5.14

Ширину фланца  $K$  (рис. 5.14) выбирают такой, чтобы на нем свободно размещались гайка или шестигранная головка винта и можно было повернуть гаечный ключ на угол  $\varphi \geq 60^\circ$ .

При креплении болтами ГОСТ 11738-72  $K \approx (2,1...2,2)d$ ; при креплении болтами ГОСТ 7808-70  $K \approx 2,7d$ .

Для размещения подшипников в корпусе редуктора предусматривают специальные приливы (бобышки). Их размеры определяются диаметром отверстия под подшипник и конструкцией крышки подшипника [2]. В редукторах с

разъемными корпусами бобышки объединены с фланцами крышки и корпуса. Диаметр бобышки для привертной крышки подшипника (рис. 5.14, в)

$$D_{\delta} = D_K + (4 \dots 5) \text{ мм},$$

где  $D_K$  - диаметр крышки подшипника.

Диаметр бобышки для закладной крышки подшипника (рис. 5.14, г)

$$D_{\delta_1} = 1,25D + 10 \text{ мм} .$$

Длина подшипниковых гнезд  $l_1$  и  $l_2$  определяется конструктивно из условия размещения комплекта подшипников с крышками и может быть различной для разных валов.

Окончательно размеры корпусов определяются в зависимости от размещаемых в них передач.

Подробнее о конструировании корпусных деталей редукторов смотреть в литературе [3,4].

## 6. ВЫБОР СОЕДИНЕНИЙ

### 6.1. Шпоночные соединения

В индивидуальном и мелкосерийном производстве используют главным образом призматические шпонки, изготовленные из чистотянутой стали с  $\sigma_B \geq 600 \text{ Н/мм}^2$  (чаще всего из стали 45). Длину шпонки выбирают из стандартного ряда  $R_{a40}$  (табл. 6.1) так, чтобы она была меньше длины ступицы насаживаемой детали на 5...10 мм. Сечение шпонки ( $b \times h$ ) выбирается по величине соответствующего диаметра вала по табл. 6.1

Выбранную шпонку проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{с м} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{с м}] ,$$

где  $T$  - крутящий момент на валу, Н·мм;

$d$  - диаметр вала, мм;

$h$  - высота шпонки, мм;

$t_1$  - глубина паза вала, мм;

$l_p$  - рабочая длина шпонки, мм; при скругленных торцах шпонки  $l_p = l - b$  ( $l$  - длина шпонки,  $b$  - ширина шпонки), при плоских торцах шпонки  $l_p = l$ ;

$[\sigma_{с м}]$  - допускаемое напряжение смятия, принимаемое при стальной ступице 100...120 МПа, а при чугунной ступице 50...60 МПа.

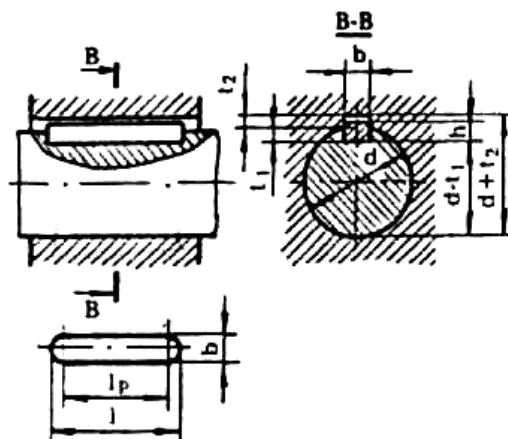
Шпоночное соединение трудоемко в изготовлении. При передаче вращающего момента здесь происходят значительные местные деформации вала и ступицы колеса, что снижает усталостную прочность вала.

Если напряжение смятия получается значительно ниже допускаемого, целесообразно взять шпонку меньшего сечения и повторить расчет. Из технологических соображений рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз.

При превышении расчетным напряжением допускаемого следует шпоночное соединение заменить шлицевым или соединением с натягом.



Основные размеры сечений призматических шпонок и пазов, мм  
(ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала $t_1$	втулки $t_2$
Свыше 10 до 12	4	4	2,5	1,8
-” - 12 “ 17	5	5	3	2,3
-” - 17 “ 22	6	6	3,5	2,8
-” - 22 “ 30	8	7	4	3,3
-” - 30 “ 38	10	8	5	3,3
-” - 38 “ 44	12	8	5	3,3
-” - 44 “ 50	14	9	5,5	3,8
-” - 50 “ 58	16	10	6	4,3
-” - 58 “ 65	18	11	7	4,4
-” - 65 “ 75	20	12	7,5	4,9
-” - 75 “ 85	22	14	9	5,4
-” - 85 “ 95	25	14	9	5,4
-” - 95 “ 110	28	16	10	6,8

Примечания: 1. Длины шпонок выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100. 2. Пример условного обозначения призматической шпонки: Шпонка 12x8x40 (ГОСТ 23360-78).

## 6.2. Шлицевые соединения

По мере увеличения нагрузок и твердости зубьев передачи применение шлицевых соединений возрастает прежде всего вследствие того, что они обладают большим сопротивлением усталости вала. Кроме того, детали на шлицевых валах лучше центрируются и легче осуществляется сборка и разборка. Шлицевое соединение обеспечивает высокую надежность при динамических и реверсивных нагрузках.

По форме зубьев (шлицев) различают прямобоочные, эвольвентные, треугольные шлицевые соединения.

В настоящее время большое распространение получили эвольвентные шлицы как более технологичные и дающие меньшие коэффициенты концентрации напряжений. Центрирование осуществляется по внешнему диаметру. Размеры шлицевого соединения назначают в зависимости от диаметра вала в соответствии со стандартом (табл. 6.2) и затем проверяют на смятие рабочих граней шлицев в предположении, что по рабочим поверхностям давление распределяется равномерно, но в передаче крутящего момента участвует 75% общего числа шлицев:

$$\sigma_{с м} = \frac{T}{0,75zAr_{ср}} \leq [\sigma_{с м}] ,$$

где  $T$  - крутящий момент на валу, Н·мм;

$z$  - число шлицев (зубьев);

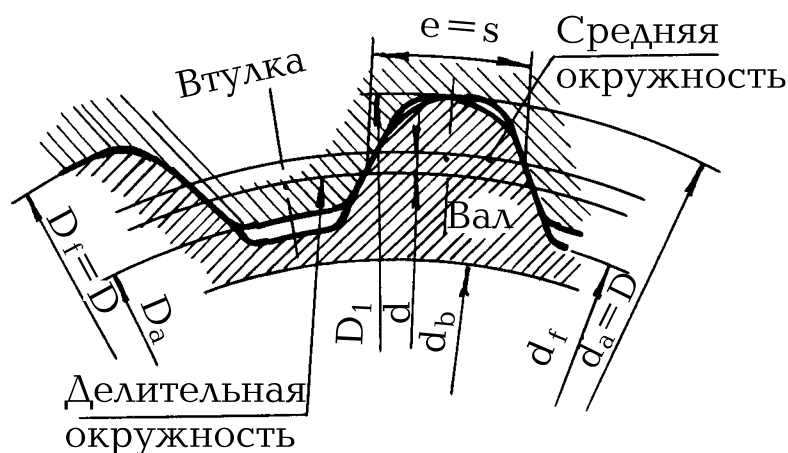
$A$  - расчетная площадь смятия, мм<sup>2</sup> ( $A=0,8ml$ , где  $m$  - модуль, мм;  $l$  - длина ступицы насаживаемой на вал детали, мм);

$r_{ср}$  - средний радиус соединения, мм;

$[\sigma_{с м}]$  - допускаемое напряжение смятия, принимаемое для неподвижных соединений 80...120 МПа при незакаленных и 120...140 МПа при закаленных поверхностях, для подвижных соединений при закаленных поверхностях 160...200 МПа.

Однако из-за технологических трудностей, связанных с дефицитностью и высокой стоимостью инструмента, трудоемкостью нарезания и шлифования шлицев, необходимостью высокой точности изготовления, применение шлицевых соединений в редукторостроении ограничено.

Число зубьев в зависимости от номинальных диаметров  
и модулей эвольвентных шлицевых соединений  
с углом профиля 30° (по СТ СЭВ 269-76)



Центрирование по наружному диаметру

Мо- дуль m, мм	Номинальный диаметр d, мм															
	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
1,25	25	22	26	30	34	38	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2,00	-	-	16	18	21	24	26	28	31	34	36	38	-	-	-	-
3,00	-	-	-	-	-	-	17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15	16	18	18

### 6.3. Соединения с натягом

В последнее время все шире применяют для передачи крутящего момента соединения с натягом. Эти соединения имеют более простую технологию изготовления, так как отпадает надобность в изготовлении двух шпоночных пазов в сопрягаемых деталях. Соединения с натягом обеспечивают хорошее центрирование сопрягаемых деталей, нечувствительны к реверсу нагрузок, хорошо воспринимают динамические нагрузки. К недостаткам соединений с натягом относятся трудоемкость сборки, разборки, сложность контроля качества соединения.

Расчет (подбор) посадки с натягом проводится следующим образом:

1. Определить среднее контактное давление  $P_m$ , Н/мм<sup>2</sup>, на посадочной поверхности:

$$P_m = \frac{2KT10^3}{\pi d^2 l f},$$

где  $K$  - коэффициент запаса сцепления деталей (в зависимости от ответственности соединения  $K=2...4,5$ ). Для валов с консольной нагрузкой:  $K=3$  - установлена полумуфта;  $K=3,5$  - звездочка цепной пере-

дачи, шестерня;  $K=4$  - шкив ременной передачи. Для промежуточных валов редуктора  $K=4,5$ ;

$T$  - крутящий момент, Н·м;

$d$  - диаметр посадочной поверхности, мм;

$l$  - длина посадочной поверхности, мм;

$f$  - коэффициент трения (табл. 6.3) [2].

При определении среднего контактного давления осевую силу  $F_a$ , действующую в зацеплении, в расчет не принимаем, так как установлено, что ее влияние на величину  $P_m$  незначительно. Если учитывать силу  $F_a$ , то давление увеличивается для цилиндрических и червячных колес в 1,005 раза, а для конических колес с круговыми зубьями в 1,02 раза.

Таблица 6.3

Коэффициент трения  $f$  при посадках с натягом

Материал	Сборка прессованием	Сборка нагреванием
Сталь-сталь	0,07	0,14
Сталь-чугун	0,07	0,12
Сталь-бронза, латунь	0,05	0,07
Чугун-бронза, латунь	0,05	0,07

2. Определить деформацию деталей  $\Delta$ , мкм:

$$\Delta = P_m d \cdot 10^3 \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$ :

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1;$$

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2,$$

где  $d$  - посадочный диаметр, мм;

$d_1$  - диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала  $d_1=0$ ), мм;

$d_2$  - диаметр охватывающей детали, мм;

$\mu_1, \mu_2$  - коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей детали;

$E_1, E_2$  - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей, Н/м<sup>2</sup>.

Значения  $E$ : для стали -  $2,1 \cdot 10^{11}$ ; для чугуна -  $0,9 \cdot 10^{11}$ ; оловянной бронзы, латуни -  $1 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>.

Значения  $\mu$ : для стали - 0,3; чугуна - 0,25; бронзы, латуни - 0,35.

3. Определить поправку на обмятие микронеровностей  $U$ , мкм:

$$U=5,5(R_{a1}+R_{a2}) ,$$

где  $R_{a1}$ ,  $R_{a2}$  - средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей отверстия и вала. Значения  $R_a$  берут с чертежей детали или принимают по табл. 6.4 [2].

Таблица 6.4

Шероховатость  $R_a$  для посадочных поверхностей отверстий и валов

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитеты					
	7	8	9	6,7	8	9
	$R_a$ , мкм					
Свыше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
Свыше 50 до 120	1,6	1,6	3,2	1,6	3,2	3,2
Свыше 120 до 500	1,6	3,2	3,2	1,6	3,2	3,2

4. Определить поправку на температурную деформацию  $\Delta_t$ , мм.

Температурные деформации учитываются при подборе посадки венцов червячных колес, которые нагреваются при работе передачи до относительно высоких температур, вследствие чего ослабляется натяг:

$$\Delta_t = d \cdot 10^3 [(t_2 - 20^\circ) \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ) \alpha_1],$$

где  $d$  - номинальный посадочный диаметр, мм;

$t_1$ ,  $t_2$  - температура соответственно обода и центра колеса в процессе работы, °C;

$\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  - коэффициенты линейного расширения материала деталей (для стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ; для чугуна  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ; для бронзы, латуни  $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ).

5. Определить минимальный натяг  $[N]_{\min}$ , мкм, необходимый для передачи крутящего момента:

$$[N]_{\min} \geq \Delta + U + \Delta_t .$$

6. Определить максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали  $[P]_{\max}$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$[P]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] ,$$

где  $\sigma_{T2}$  - предел текучести материала охватывающей детали.

7. Определить максимальную деформацию соединения, допускаемую прочностью охватывающей детали  $[\Delta]_{\max}$ , мкм:

$$[\Delta]_{\max} = [P]_{\max} \cdot \frac{\Delta}{P_m} .$$

8. Определить максимальный натяг, допускаемый прочностью охватывающей детали  $[N]_{\max}$ , мкм:

$$[N]_{\max} \leq [\Delta]_{\max} + U .$$

9. Из табл. 6.5 [2], по значениям  $[N]_{\min}$ ,  $[N]_{\max}$  выбрать посадку, у которой  $N_{\min} \geq [N]_{\min}$ ,  $N_{\max} \leq [N]_{\max}$ .

Таблица 6.5

Выбор посадок по значению натягов  $N_{\min}$ ,  $N_{\max}$ , МКМ

Интервалы диаметров свыше...до, мм	Значение натягов $N_{\min} / N_{\max}$										
	Обозначение посадки										
	<u>H7</u> p6	<u>H7</u> r6	<u>H8</u> s7	<u>H7</u> s6	<u>H7</u> s7	<u>H7</u> t6	<u>H8</u> u8	<u>H7</u> u7	<u>H8</u> x8	<u>H8</u> z8	<u>H8</u> za8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30...40	<u>7</u>	<u>15</u>	<u>13</u>	<u>24</u>	<u>25</u>	<u>29</u>	<u>32</u>	<u>42</u>	<u>52</u>	<u>84</u>	<u>120</u>
	36	44	59	53	61	58	88	78	107	140	175
40-50	<u>7</u>	<u>15</u>	<u>13</u>	<u>24</u>	<u>25</u>	<u>35</u>	<u>42</u>	<u>52</u>	<u>69</u>	<u>108</u>	<u>152</u>
	36	44	59	63	61	64	98	88	125	164	207
50-65	<u>9</u>	<u>18</u>	<u>18</u>	<u>30</u>	<u>32</u>	<u>43</u>	<u>55</u>	<u>56</u>	<u>90</u>	<u>140</u>	<u>193</u>
	44	53	72	65	74	78	119	108	154	204	258
65-80	<u>9</u>	<u>20</u>	<u>24</u>	<u>36</u>	<u>38</u>	<u>52</u>	<u>70</u>	<u>81</u>	<u>114</u>	<u>178</u>	<u>241</u>
	44	55	78	71	80	87	134	123	178	242	306
80-100	<u>10</u>	<u>24</u>	<u>29</u>	<u>44</u>	<u>46</u>	<u>64</u>	<u>86</u>	<u>99</u>	<u>140</u>	<u>220</u>	<u>297</u>
	51	65	93	85	96	105	162	149	216	296	373
100-120	<u>10</u>	<u>27</u>	<u>37</u>	<u>52</u>	<u>54</u>	<u>77</u>	<u>106</u>	<u>119</u>	<u>172</u>	<u>272</u>	<u>362</u>
	51	68	101	93	104	118	182	169	248	348	438
120-140	<u>12</u>	<u>32</u>	<u>43</u>	<u>61</u>	<u>64</u>	<u>91</u>	<u>126</u>	<u>142</u>	<u>204</u>	<u>320</u>	<u>425</u>
	59	79	117	108	120	138	214	193	292	410	514
140-160	<u>12</u>	<u>34</u>	<u>51</u>	<u>69</u>	<u>72</u>	<u>103</u>	<u>155</u>	<u>171</u>	<u>236</u>	<u>370</u>	<u>490</u>
	59	81	125	116	128	150	243	227	324	460	579
160-180	<u>12</u>	<u>37</u>	<u>59</u>	<u>77</u>	<u>80</u>	<u>115</u>	<u>166</u>	<u>182</u>	<u>266</u>	<u>420</u>	<u>555</u>
	59	84	133	124	136	162	254	238	354	510	644

Продолжение табл. 6.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
180-200	<u>14</u>	<u>41</u>	<u>66</u>	<u>86</u>	<u>89</u>	<u>130</u>	<u>185</u>	<u>203</u>	<u>299</u>	<u>469</u>	<u>619</u>
	69	95	152	140	155	184	287	269	401	571	721
200-225	<u>14</u>	<u>44</u>	<u>74</u>	<u>94</u>	<u>97</u>	<u>144</u>	<u>207</u>	<u>225</u>	<u>334</u>	<u>524</u>	<u>689</u>
	69	98	160	148	163	198	309	291	436	626	791
225-250	<u>14</u>	<u>47</u>	<u>84</u>	<u>104</u>	<u>107</u>	<u>160</u>	<u>233</u>	<u>251</u>	<u>374</u>	<u>589</u>	<u>769</u>
	69	101	170	158	173	214	335	317	476	691	871
250-280	<u>15</u>	<u>53</u>	<u>95</u>	<u>117</u>	<u>121</u>	<u>177</u>	<u>258</u>	<u>278</u>	<u>418</u>	<u>653</u>	<u>863</u>
	77	115	191	179	195	239	372	352	532	767	977
280-315	<u>15</u>	<u>57</u>	<u>107</u>	<u>129</u>	<u>133</u>	<u>199</u>	<u>293</u>	<u>315</u>	<u>468</u>	<u>733</u>	<u>943</u>
	77	119	203	191	207	261	407	387	582	847	1057

Примечание. Ряд рекомендуемых посадок:

$$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}; \frac{H7}{t6}; \frac{H7}{s7}; \frac{H7}{u7}; \frac{H8}{u8}; \frac{H8}{z8}.$$

## 7. МАТЕРИАЛЫ И ОБРАБОТКА ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и оси в основном изготавливают из углеродистых сталей 20, 30, 40, 45, 50, а также из легированных сталей 20Х, 40ХН, 30ХГСА, 40ХН2МА, 18Х2Н4МА и др. (табл. 7.1) [2, 3].

Таблица 7.1

Механические характеристики материалов, используемых  
для изготовления валов

Сталь	Диаметр заготовки, мм не более	Твердость НВ, не более	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\psi_s$	$\psi_t$
			МПа					
5	не огранич.	190	520	280	220	130	0	0
45	не огранич.	200	560	280	250	150	0	0
45	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
	не огранич.	200	730	500	320	200		
40Х	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	410	240		
40ХН	не огранич.	240	820	650	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250		
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20Х	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1
	не огранич.	270	950	750	450	260	0,1	0,05
30ХГТ	120	320	1150	950	520	310	0,15	0,1
	60	415	1500	1200	650	330	0,2	0,1

Примечание.  $\psi_s$ ,  $\psi_t$  - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений.

Выбор материала, термической и химической обработки определяется конструкцией вала (например, валы-шестерни изготавливают из той же стали, которая принята для шестерни) и опор, требованиями к конструкции и условиям эксплуатации. Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф; такие валы изготавливают из сталей 20Х, 18ХГТ и др. с последующей цементацией или азотированием.

Для большинства редукторных валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые стали и легированные стали: 45, 40Х.

Для валов, размеры которых определяются условиями жесткости, прочные, термически обработанные стали целесообразно применять только тогда,



когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и других изнашиваемых поверхностей.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, для валов большего диаметра - поковки.

Валы подвергаются токарной обработке и последующему шлифованию посадочных поверхностей. Высоконапряженные валы шлифуют по всей поверхности. Шероховатость поверхности под подшипники качения в зависимости от класса точности подшипников и диаметра назначают от  $R_a = 0,16 \dots 0,32$  под высокопрецизионные подшипники до  $R_a = 1,5 \dots 2,5$  под подшипники класса точности 0, а под подшипники скольжения в зависимости от условий работы  $R_a = 1 \dots 0,16$ .

Торцы валов для облегчения насадки деталей, во избежание обмятий и повреждения рук рабочих выполняют с фасками.

Соппротивление валов усталости определяется относительно малыми объемами металла в зонах значительной концентрации напряжений. Поэтому особенно эффективны специальные конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

Наблюдаемое резкое понижение сопротивления усталости валов в местах посадок в основном связано с концентрацией давления и фреттингкоррозией, вызываемой местными проскальзываниями и кромочными давлениями. Имеются конструктивные средства повышения выносливости: утолщение вала на длине ступицы, закругление кромок ступицы, утонение ступицы, разгрузочные канавки, втулки в ступице из материала с низким модулем упругости (например, из пластмассы). Наиболее эффективно утолщение вала на длине ступицы.

Значительно повышает усталостную прочность валов поверхностное упрочнение. Существует несколько методов поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностная закалка ТВЧ, дробеструйный наклеп, обкатка роликами и т.д. Применяя эти методы можно получить увеличение предела выносливости на 50%...80%. Чувствительность детали к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Прочность валов в местах шпоночных, шлицевых и других разъемных соединений со ступицей может быть повышена применением: эвольвентных шлицевых соединений; шлицевых соединений с внутренним диаметром, равным диаметру вала на соседних участках, или с плавным выходом шлицев на поверхность, обеспечивающим минимум концентрации напряжений изгиба; шпоночных канавок, изготавливаемых дисковой фрезой и имеющих плавный выход на поверхность; бесшпоночных соединений.

## 8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Проверочный расчет вала на усталостную прочность ведется по длительно действующей номинальной нагрузке без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов нагружения которых невелико и не влияет на сопротивление усталости.

Проверочный расчет вала заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в опасном сечении. Этот расчет выполняется после разработки конструкции вала, т.е. определения его диаметров в различных сечениях, линейных размеров, размеров шпоночных пазов, шлицев, проточек, резьбы, радиусов закруглений, выбора материала вала, выбора посадок деталей, назначения чистоты обработки поверхностей вала.

### 8.1. Порядок расчета

1. Определяют силы в зубчатых и червячных зацеплениях, нагрузки на валы, вызванные натяжением ветвей ременных и цепных передач.

2. По чертежу сборочной единицы вала (рис. 8.1) составляют расчетную схему, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной  $X-Z$  и вертикальной  $Y-Z$ ).

При отклонении сил от координатных плоскостей на угол, меньший  $15^\circ$ , их можно совмещать с последними.

В расчетных схемах валы редукторов представляют в виде 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.

Схемы нагружения валов различных передач представлены выше (см. рис. 2.1 ... 2.11).

3. Определяются реакции в опорах вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Радиальная реакция подшипника считается приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормали, проведенной через середину контактной площадки. Для радиальных подшипников эта точка располагается на середине ширины подшипника. Для радиально-упорных подшипников положение этой точки определяется графически или аналитически [1, 2].

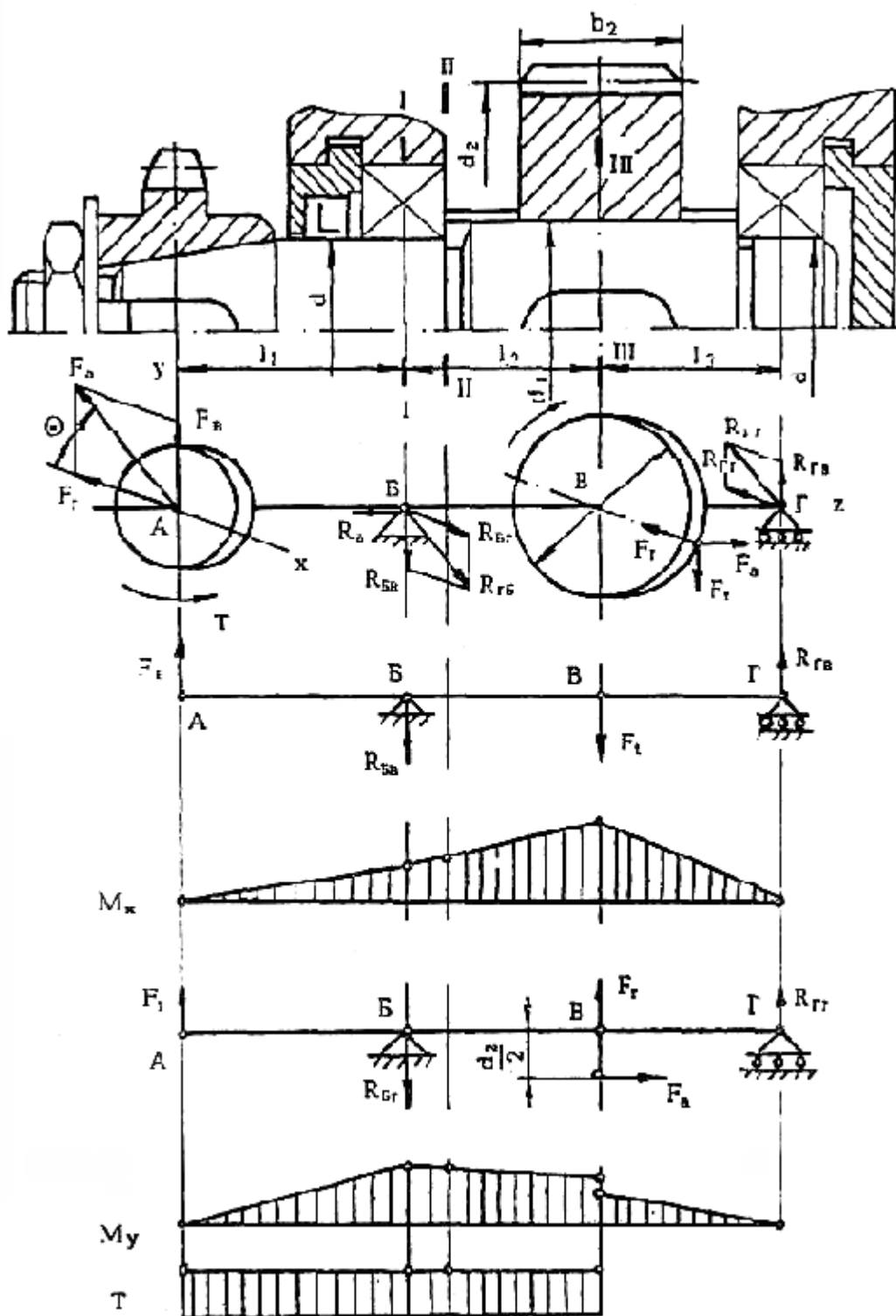


Рис. 8.1

4. В вертикальной и горизонтальной плоскостях строятся эпюры изгибающих  $M_y$  и  $M_x$  и крутящего  $T$  моментов. Характер эпюр показан на рис. 8.1, а также на рис. 2.1...2.11.

5. Предположительно устанавливают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечения вала и концентраторов напряжений (к ним относятся шпоночные пазы, поперечные отверстия, проточки, шлицы, зубья валов-шестерен, резьба, посадки деталей, шероховатость поверхности).

Опасные сечения обычно проходят под зубчатыми колесами (если они располагаются между опорами), подшипниками (когда на конце вала насажено зубчатое колесо, шкив, звездочка).

6. В опасных сечениях определяется суммарный изгибающий момент как векторная сумма моментов, действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$M_{\text{ИΣ}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}.$$

7. Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определяют расчетный коэффициент запаса прочности  $S$  и сравнивают его с допускаемым значением  $[S]$ , принимаемым обычно 1,3...2,1 [6]:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  - коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где  $(\sigma_{-1})_D$ ,  $(\tau_{-1})_D$  - пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении;

$\sigma_a$ ,  $\tau_a$  - амплитуды напряжений цикла;

$\sigma_m$ ,  $\tau_m$  - средние напряжения цикла;

$\psi_\sigma$ ,  $\psi_\tau$  - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений (табл. 7.1).

## 8.2. Определение величин, входящих в расчетные формулы для $S_\sigma$ , $S_\tau$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении определяются по зависимостям:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  - пределы выносливости материала вала для гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения;

$(K_\sigma)_D$ ,  $(K_\tau)_D$  - коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала.

Пределы выносливости материала вала  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  принимаются по табл. 7.1 или вычисляются в зависимости от предела прочности материала вала  $\sigma_B$  по эмпирическим формулам:

для углеродистой стали  $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B$ ;

для легированной стали  $\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_B + (70 \dots 120)$  МПа;

для всех сталей  $\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1}$ .

Коэффициенты  $(K_\sigma)_D$  и  $(K_\tau)_D$  вычисляются по формулам:

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_V}; \quad (K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_V},$$

где  $K_\sigma$ ,  $K_\tau$  - эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_d$  - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала (табл. 8.1);

$K_F$  - коэффициент влияния шероховатости (табл. 8.2);

$K_V$  - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 8.3).

Числовые значения коэффициентов  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  выбираются по таблицам в зависимости от вида концентратора напряжений: при ступенчатом переходе с галтелью (рис. 8.2, а) - табл. 8.4, при наличии выточки (рис. 8.2, б) - табл. 8.5, в месте шпоночной канавки (рис. 8.2, в) - табл. 8.6, при поперечном отверстии (рис. 8.2, г) - табл. 8.7, для шлицевых и резьбовых участков валов, для валов-шестерен - табл. 8.8. Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения  $K_\sigma/K_d$  и  $K_\tau/K_d$  - табл. 8.9.

Таблица 8.1

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения  $K_d$

Напряженное состояние и материал	Значение $K_d$ при диаметре вала $d$ , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для высокопрочной легированной стали и кручение для всех сталей	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

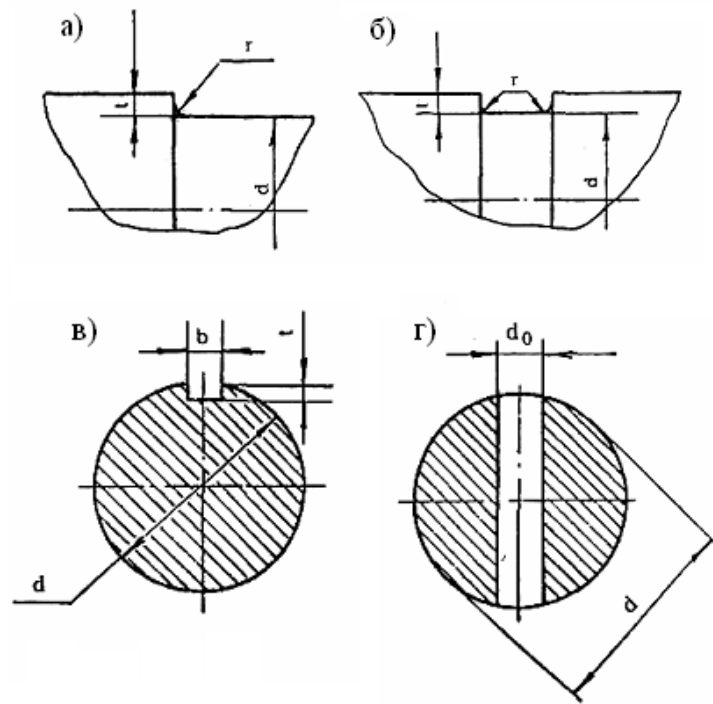


Рис. 8.2

Таблица 8.2

Коэффициент шероховатости  $K_F$

Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ , мкм	Значение $K_F$ при пределе прочности $\sigma_B$ , МПа			
	500	700	900	1200
0,4...0,1	1,0	1,0	1,0	1,0
3,2...0,8	1,05	1,10	1,15	1,25

Таблица 8.3

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_V$

Вид упрочнения	Предел прочности сердцевины $\sigma_B$ , МПа	$K_V$		
		гладкие валы	$K_\sigma \leq 1,5$	$K_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	-	-
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	-	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0
Азотирование	900...1000	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Цементация	1000...1200	1,2...1,30	2,0	-

Таблица 8.4

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  для ступенчатого перехода с галтелью

$\tau/r$	$r/d$	$K_{\sigma}$ при $\sigma_B$ , МПа				$K_{\tau}$ при $\sigma_B$ , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\leq 1$	0,01	1,35	1,40	1,45	1,50	1,30	1,30	1,30	1,30
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,60	1,35	1,35	1,40	1,40
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,90	1,40	1,45	1,45	1,50
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,95	1,45	1,45	1,50	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,40	1,40	1,45	1,50
$\leq 2$	0,01	1,55	1,60	1,65	1,70	1,40	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,15	1,55	1,6	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,70
	0,05	1,75	1,90	2,00	2,20	1,60	1,6	1,65	1,75
$\leq 3$	0,01	1,90	2,0	2,10	2,20	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,20	2,40	1,60	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,90
$\leq 5$	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,6
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,4

Таблица 8.5

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  для валов с выточкой

Напряженное состояние	$\sigma_B$ , МПа	При отношении $r/d$				
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10
Изгиб ( $K_{\sigma}$ )	500 700 900 1200	При отношении $t/r=0,5$				
		1,95	1,85	1,75	1,65	1,50
		2,05	1,95	1,85	1,75	1,55
		2,15	2,05	1,95	1,90	1,60
		2,30	2,20	2,10	2,05	1,75
		При отношении $t/r=1$				
		2,15	2,05	1,95	1,85	1,70
		2,25	2,15	2,10	1,95	1,80
	2,40	2,30	2,20	2,10	2,00	
	2,60	2,50	2,35	2,25	2,15	

Продолжение таблицы 8.5

		При отношении $t/r=2$				
		500	2,35	2,25	2,15	-
	700	2,50	2,40	2,30	-	-
	900	2,65	2,50	2,40	-	-
	1200	2,85	2,70	2,60	-	-
		При отношении $t/r=5$				
	500	2,45	2,35	-	-	-
	700	2,65	2,50	-	-	-
	900	2,80	2,65	-	-	-
	1200	3,05	2,85	-	-	-
Кручение ( $K_\tau$ )	500	1,70	1,60	1,50	1,40	1,20
	700	1,90	1,75	1,65	1,50	1,25
	900	2,10	1,95	1,80	1,65	1,30
	1200	2,40	2,20	2,05	1,85	1,45

Таблица 8.6

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  
 $K_\sigma$  и  $K_\tau$  для участков вала со шпоночным пазом

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$ при выполнении паза фрезой		$K_\tau$
	концевой	дисковой	
500	1,6	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблица 8.7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  
 $K_\sigma$  и  $K_\tau$  для валов в месте поперечного отверстия

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$ при $d_0/d$		$K_\tau$ при $d_0/d$
	0,05...0,1	0,15...0,25	0,05...0,25
$\leq 700$	2,00	1,8	1,75
900	2,15	1,9	1,90
$\geq 1000$	2,30	2,1	2,00



Таблица 8.8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $K_\sigma$  и  $K_\tau$   
для шлицевых, резьбовых участков вала, для валов-шестерен

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$ для		$K_\tau$ для	
	шлицев и валов-шестерен	резьбы	шлицев прямобочных	шлицев эвольвентных и валов-шестерен
500	1,45	1,8	2,25	1,43
700	1,60	2,2	2,45	1,49
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,9	2,8	1,6

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим отношением  $K_\sigma/K_d$  или  $K_\tau/K_d$ ).

Амплитуды напряжений цикла  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  и средние напряжения цикла  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  определяют в зависимости от цикла изменения напряжений.

При расчетах валов на усталостную прочность принимают, что напряжения изгиба меняются по симметричному циклу, а напряжения кручения - по отнулевому циклу. Выбор отнулевого цикла для напряжения кручения основан на том, что большая часть валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению крутящие моменты.

Таблица 8.9

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  
 $K_\sigma$  и  $K_\tau$  для посадки с натягом

Диаметр вала $d$ , мм	$K_\sigma / K_d$ при $\sigma_B$ , МПа				$K_\tau / K_d$ при $\sigma_B$ , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	2,96
50	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,0	3,5
100 и более	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8

При симметричном цикле напряжений изгиба

$$\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}\Sigma}}{W_{\text{нетто}}}; \quad \sigma_m = 0,$$

где  $M_{\text{и}\Sigma}$  - суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении;

$W_{\text{нетто}}$  - осевой момент сопротивления сечения вала (табл. 8.10).

При отнулевом цикле касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_K}{2} = \frac{T_{кр}}{2W_{К\text{нетто}}},$$

где  $T_{кр}$  - крутящий момент;

$W_{К\text{нетто}}$  - полярный момент сопротивления сечения вала (табл. 8.10).

При учете осевой силы (например, осевой силы на червяке), вызывающей растяжение вала, среднее напряжение цикла изменения нормальных напряжений равно

$$\sigma_m = \sigma_p = \frac{F_a}{A},$$

где  $A$  - площадь опасного сечения вала.

Если вал работает при частом реверсе, принимают для напряжений кручения симметричный цикл. Тогда

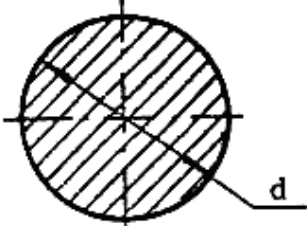
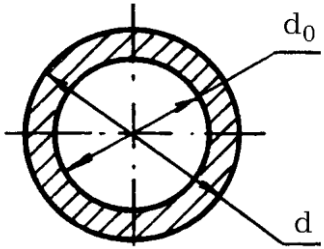
$$\tau_a = \tau_K = \frac{T_{кр}}{W_{К\text{нетто}}}; \quad \tau_m = 0.$$

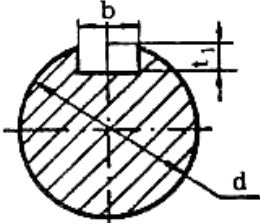
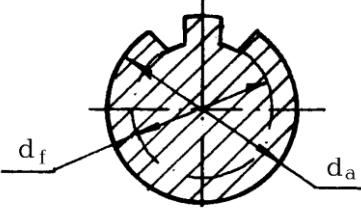
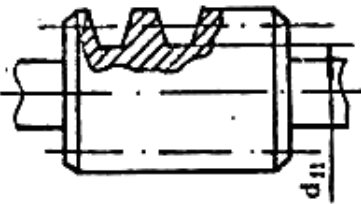
Если в результате расчета будет установлено, что  $S < [S]$ ,  $[S] = 1,3 \dots 2,1$ , то следует либо увеличить диаметры валов, либо применить более прочный материал.

Для валов, диаметры которых определяются размерами подшипников, муфт, а также для валов червяков и валов-шестерен расчетные значения  $S$  могут быть существенно больше рекомендуемых.

Таблица 8.10

Формулы для определения осевого  $W_{\text{нетто}}$  и полярного  $W_{К\text{нетто}}$  моментов сопротивления

Сечение вала	$W_{\text{нетто}}, \text{мм}^3$	$W_{К\text{нетто}}, \text{мм}^3$
	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3 \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d} \right)^4 \right]$	$0,2d^3 \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d} \right)^4 \right]$

	$0,1d^3 - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}$
	$\frac{0,1(d_a + d_f)^3}{2}$	$0,2d_f^3$
	$\frac{\pi d_{f1}^3}{32}$	$\frac{\pi d_{f1}^3}{16}$

## 9. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ КРАТКОВРЕМЕННЫХ ПЕРЕГРУЗКАХ

Проверка валов на статическую прочность ведется для предупреждения пластических деформаций в период действия пиковых нагрузок (например, в период пуска) по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{ИП}}^2 + 3\tau_{\text{П}}^2} \leq [\sigma]_{\text{П}},$$

где

$$\sigma_{\text{ИП}} = \frac{(M_{\text{И}\Sigma})_{\text{П}}}{W_{\text{н е т т о}}}; \quad \tau_{\text{П}} = \frac{(T_{\text{кр}})_{\text{П}}}{W_{\text{К н е т т о}}},$$

$(M_{\text{И}\Sigma})_{\text{П}}$ ,  $(T_{\text{кр}})_{\text{П}}$  - суммарный изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузках.

Можно находить  $\sigma_{\text{ИП}}$  и  $\tau_{\text{П}}$  следующим образом:

$$\sigma_{\text{ИП}} = K \sigma_{\text{и м а х}}; \quad \tau_{\text{П}} = K \tau_{\text{м а х}}.$$

Здесь  $\sigma_{\text{и м а х}}$ ,  $\tau_{\text{м а х}}$  - максимальные напряжения изгиба и кручения, найденные при расчете вала на усталостную прочность;

$K$  - коэффициент перегрузки;

$$K = \frac{P_{\text{д в}}}{P_{\text{т р. д в.}}} \cdot \left( \frac{T_{\text{м а х}}}{T_{\text{н о м}}} \right).$$

Здесь  $P_{\text{т р. д в.}}$  - требуемая мощность двигателя (определяется при энергетическом расчете привода);

$P_{\text{д в}}$  - номинальная мощность выбранного двигателя;

$(T_{\text{м а х}}/T_{\text{н о м}})$  - кратность максимального момента выбранного двигателя (приведена в каталогах на электродвигатели);

$[\sigma]_{\text{П}}$  - предельное допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{П}} \approx 0,8\sigma_{\text{Т}}$ ,

где  $\sigma_{\text{Т}}$  - предел текучести материала вала (см. табл. 7.1).

Если окажется, что  $\sigma_{\text{экв}} > [\sigma]_{\text{П}}$ , то следует либо увеличить диаметр вала, либо применить более прочный материал.

## 10. УЧЕТ ПЕРЕМЕННОСТИ РЕЖИМА НАГРУЗКИ

Если вал работает с переменными нагрузками и необходимо возможно более полное использование ресурсов прочности, расчет ведут по эквивалентному напряжению  $\sigma_E$ , действие которого эквивалентно действию всех фактических напряжений:

$$\sigma_E = \sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i} \leq \sigma_{\max},$$

где  $N_0$  - базовое число циклов напряжений, принимаемое для валов диаметром до 50 мм  $(3...5) \cdot 10^6$ , для валов диаметром более 50 мм -  $10^7$ ;

$m$  - показатель степени кривой усталости вала; в практических расчетах  $m=9$  - для легированных сталей;  $m=6$  - для углеродистых сталей;

$N_i$  - общее число циклов нагружений при напряжении  $\sigma_i$ ;

$i$  - номер ступени нагружения;

$\sigma_{\max}$  - напряжение в наиболее нагруженной точке вала при максимальной длительной нагрузке.

После определения эквивалентного напряжения  $\sigma_E$  запас прочности вала  $S$  находится обычным способом. Если окажется, что  $\sigma_E$  больше  $\sigma_{\max}$ , то это значит, что вал работает в зоне горизонтального участка кривой усталости и  $\sigma_E$  принимают равным  $\sigma_{\max}$ . Для быстроходных машин это частый случай.

## 11. РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

Для правильной работы передач и подшипников оси и валы должны быть достаточно жесткими.

Деформации валов зубчатых, червячных, фрикционных передач вызывают взаимный наклон колес и концентрацию нагрузки по длине зуба, преждевременный их износ или даже излом. Прогибы валов мало сказываются на работе передач гибкой связью, поэтому валы ременных и цепных передач обычно не рассчитывают на жесткость.

Жесткость валов, вращающихся в шарикоподшипниках, должна гарантировать незащемление шариков в результате перекоса колец подшипников. Жесткость валов, вращающихся в роликоподшипниках, должна обеспечивать равномерное распределение нагрузки по длине роликов. Различают изгибную и крутильную жесткость.

Параметры, характеризующие степень жесткости на изгиб осей и валов:  $\theta_{\max}$  - угол наклона поперечного сечения вала и оси;  $Y_{\max}$  - наибольший прогиб оси или вала.

Для обеспечения жесткости на изгиб оси или вала необходимо, чтобы действительные значения  $\theta$  и  $Y$  не превышали допустимых значений  $[\theta]$  и  $[Y]$ :

$$\theta \leq [\theta]; Y \leq [Y].$$

Действительные значения прогибов осей и валов и углов наклона их упругой линии под зубчатыми колесами, в подшипниках определяют по соответствующим формулам сопротивления материалов.

При расчетах можно использовать принцип независимости действия сил. В этом случае сначала рассчитываются деформации от каждого силового фактора в отдельности, а затем частные деформации геометрически складываются.

Для простых расчетных случаев следует пользоваться готовыми формулами, рассматривая вал как брус постоянного сечения приведенного диаметра. Для наиболее часто встречающихся случаев нагружения двухопорных валов и осей такие формулы приведены в табл. 11.1.

Существуют следующие нормы допустимых прогибов и углов наклона поперечных сечений осей и валов [3, 6]:

прогиб - максимальный  $[Y] \leq (0,0002 \dots 0,0003)l$ ,

где  $l$  - расстояние между опорами вала;

прогиб в месте установки зубчатого колеса

$$[Y] \leq (0,01 \dots 0,03)m,$$

где  $m$  - модуль зубчатых колес;

угол наклона под зубчатыми колесами

$$[\theta] \leq 0,001 \text{ радиан};$$

угол наклона в подшипниках скольжения

$$[\theta] \leq 0,001 \text{ радиан};$$

угол наклона в радиальном шарикоподшипнике

$[\theta] \leq 0,01$  радиан;

угол наклона в сферическом шарикоподшипнике

$[\theta] \leq 0,05$  радиан.

Для расчета ступенчатых валов, а при сложных нагружениях также для расчета гладких валов следует пользоваться интегралами Мора.

Расчет валов и осей на жесткость производят только после их расчета на прочность, когда форма и все размеры их известны. Редукторные валы рассчитываются на изгибную жесткость при запасе усталостной прочности  $S < 2$ .

Вал червяка проверяется на изгибную жесткость всегда.

Для валов червяков максимальный прогиб при симметричном расположении опор

$$Y = \frac{l^3 \sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{48EI_{\text{пр}}} \leq [Y], \text{ мм},$$

где  $l$  - расстояние между опорами, мм;

$F_t, F_r$  - окружное и радиальное усилия на червяке, Н;

$E$  - модуль упругости материала вала: для углеродистой стали

$E = (2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5$  МПа; для легированной стали

$E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$  МПа;

$I_{\text{пр}}$  - приведенный (с учетом витков) момент инерции сечения вала червяка, мм<sup>4</sup>:

$$I_{\text{пр.}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left( 0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right).$$

Здесь  $d_{f1}$  - диаметр впадин червяка, мм;

$d_{f1} = d_1 - 2,4m$ ;

$d_1$  - делительный диаметр червяка, мм;

$d_1 = m q$

$d_{a1}$  - диаметр вершин червяка, мм;

$d_{a1} = d_1 + 2m$ ;

$m$  - осевой модуль, мм;

$q$  - относительный диаметр червяка;

$m, q$  - определяются прочностным расчетом червячной пары;

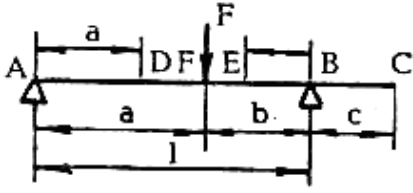
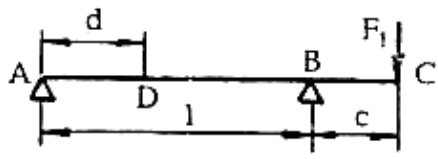
$[Y]$  - допускаемое значение прогиба вала червяка;

$[Y] = (0,005 \dots 0,1)m$ .

При  $Y > [Y]$  увеличивают относительный диаметр червяка  $q$ .

Таблица 11.1

Формулы для определения углов наклона и прогибов  
двухопорных осей и валов

Углы наклона и прогибы		
$\theta_A$	$\frac{F a b(1 + b)}{6EI}$	$\frac{F_1 c l}{6EI}$
$\theta_B$	$\frac{F a b(1 + a)}{6EI}$	$\frac{F_1 c l}{3EI}$
$\theta_C$	$\theta_B$	$\frac{F_1 c(2l + 3c)}{6EI}$
$\theta_D$	$\frac{F b(l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EI}$	$\frac{F_1 c(3d^2 - l^2)}{6EI}$
$\theta_E$	$\frac{F a(l^2 - a^2 - 3e^2)}{6EI}$	-
$\theta_F$	$\frac{F a b(b - a)}{3EI}$	-
$Y_C$	$\frac{F a b c(1 + a)}{6EI}$	$\frac{F_1 c^2(1 + c)}{3EI}$
$Y_D$	$\frac{F b d(l^2 - b^2 - d^2)}{6EI}$	$\frac{F_1 c d(l^2 - d^2)}{6EI}$
$Y_E$	$\frac{F a e(l^2 - a^2 - e^2)}{6EI}$	-
$Y_F$	$\frac{F a^2 b^2}{3EIL}$	-

В формулах: E - модуль упругости материала оси или вала;

I - осевой момент инерции площади сечения оси или вала.

Необходимая крутильная жесткость валов определяется различными критериями.

Угловые деформации кинематических цепей могут сказываться на точности работы машин, например, точных винторезных и зуборезных станков. Угловые деформации разветвленных приводов от одного двигателя для перемещения, в частности, мостовых кранов, порталов, поперечин тяжелых станков, могут привести к заклиниванию направляющих.



Для вала-шестерни недостаточная крутильная жесткость может привести к увеличенной концентрации нагрузки по длине зубьев.

Для валов машин, в которых опасны крутильные колебания, крутильная жесткость валов важна с точки зрения предотвращения резонансных колебаний и стойкости зубчатых передач.

Для большинства валов жесткость на кручение не имеет существенного значения и такой расчет не производится. Если деформация кручения валов должна быть ограничена определенными пределами, жесткость на кручение определяется по формуле

$$\varphi = \frac{T}{GI_0} \leq [\varphi],$$

где  $\varphi$  - действительный угол закручивания для единицы длины вала, рад;

$[\varphi]$  - допускаемый угол закручивания для единицы длины вала, рад;

$T$  - крутящий момент на данном вале; Н·мм;

$G$  - модуль сдвига материала вала, МПа;

$I_0$  - полярный момент инерции площади сечения вала, мм<sup>4</sup>;  $I_0=0,1d^4$   
для вала круглого сечения диаметром  $d$ .

Нормы допускаемых углов закручивания в различных областях машиностроения: в станкостроении для длинных ходовых валов тяжелых станков  $[\varphi] \leq 5'$  на 1 м длины вала; для трансмиссионных валов механизмов передвижения мостовых кранов  $[\varphi] \leq 15' \dots 20'$  на 1 м длины; для карданных валов автомобилей  $[\varphi]$  достигает нескольких градусов на 1 м длины.

## 12. КОМПЛЕКСНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ НА ЭВМ

### 12.1. Общая схема алгоритма расчета, обеспечивающая минимизацию конструктивных размеров валов и подшипников

Расчет любого вала на выносливость и расчет подшипников, являющихся его опорами, взаимосвязаны.

Нагрузки, действующие на вал, определяют напряжение в теле вала и запасы усталостной выносливости в опасных сечениях  $S$ . Если ограничить минимальное значение  $S=2,5$ , что обеспечивает как прочность, так и жесткость вала, то фактические нагрузки будут определять диаметральные размеры вала.

С другой стороны, нагрузки, действующие на вал, определяют реакции его опор и их требуемую динамическую грузоподъемность. При проектировании любой опоры желательно иметь минимальную разницу между требуемой динамической грузоподъемностью  $C_{тр}$  и номинально-каталожной грузоподъемностью подшипника  $C_r$ , то есть иметь в качестве опоры подшипник с минимально возможным внутренним диаметром, удовлетворяющим условию  $C_{тр} \leq C_r$ . Если в этом случае для опасных сечений вала запас усталостной выносливости близок к минимальному, т.е.  $S \geq [S]=2,5$ , то такую конструкцию вала и его опор можно считать равнопрочной, одинаковой по выносливости, минимальной по массе и стоимости. К таким результатам проектирования нужно стремиться, но не всегда они осуществимы, так как в каждой конкретной конструкции либо подшипник лимитирует диаметральные размеры вала при  $C_{тр}=C_r$ , но при значениях  $S$  далеких от  $[S]=2,5$ , либо усталостная выносливость ограничивает размер вала (а значит и подшипника) при  $S \approx [S]$ , но при значениях  $C_{тр} \ll C_r$ .

Тем не менее, даже такие результаты можно считать оптимальными, обеспечивающими минимизацию конструктивных размеров валов и подшипников.

Реализацию изложенной идеи оптимизации совместного проектирования вала и его опор можно осуществить посредством алгоритма расчета, схема которого приведена на рис. 12.1, и который предполагает использование ряда подпрограмм. А именно: подпрограммы для подбора подшипников, определения запаса усталостной выносливости в любом сечении вала и сервисных подпрограмм, обеспечивающих вывод на печать параметров выбранных подшипников и параметров опасных сечений.

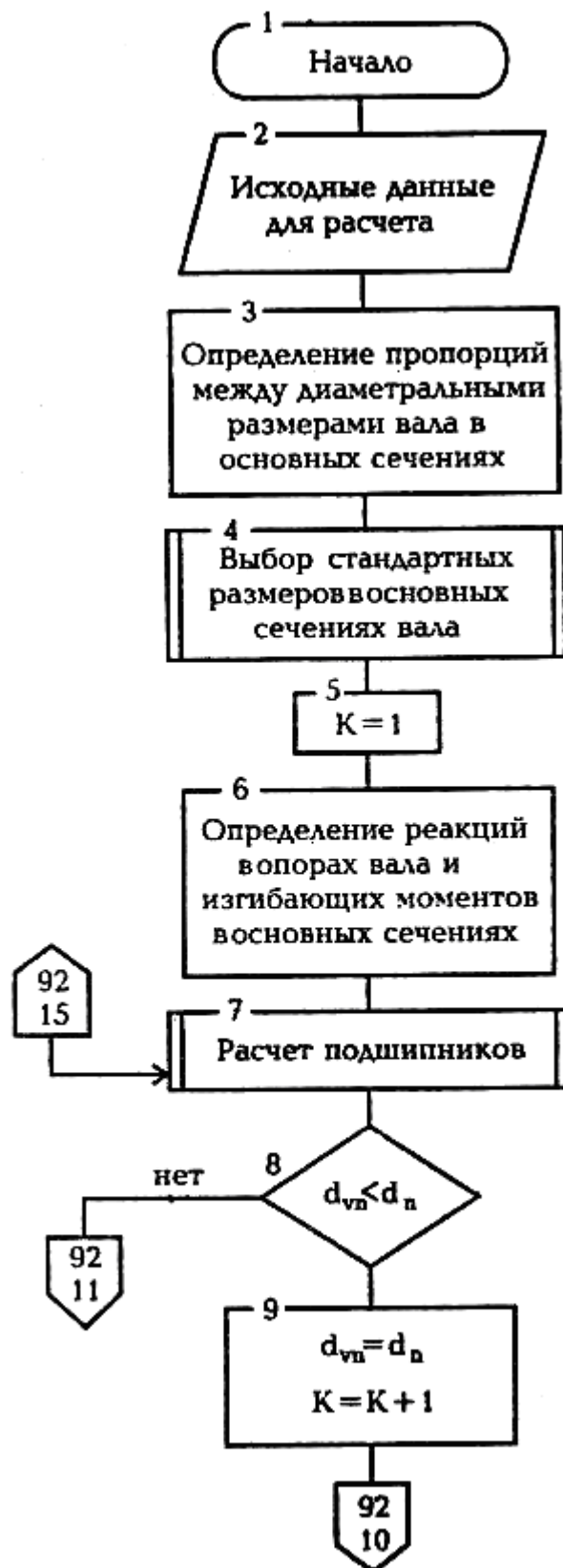


Рис. 12.1:  $d_{vn}$  - диаметр вала под подшипником;  $d_n$  - диаметр внутреннего кольца подшипника (см. также с. 92)

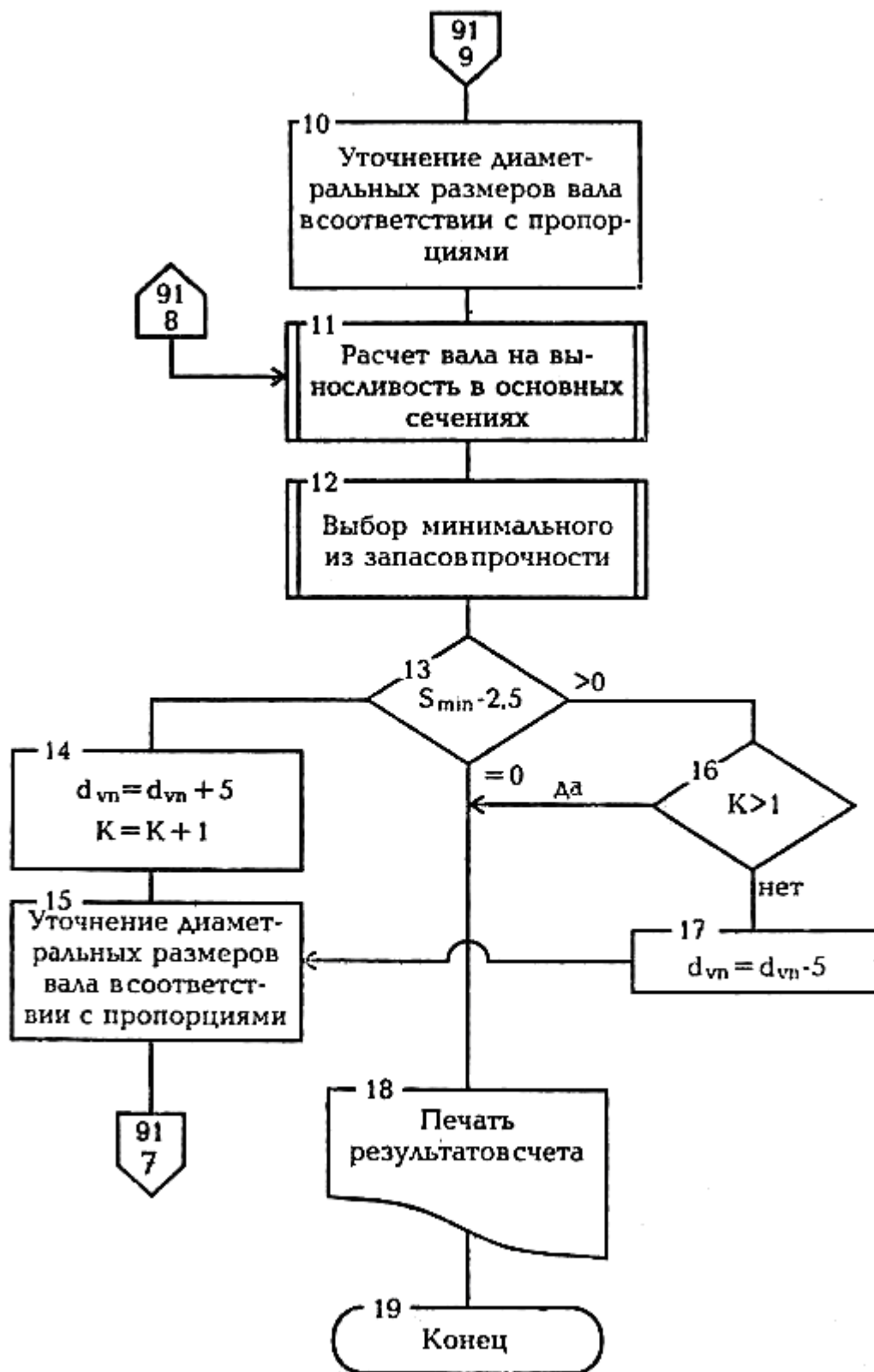


Рис. 12.1. Окончание

Подавляющее большинство схем нагружения валов может быть сведено к трем, достаточно общим схемам нагружения, для которых и составляются комплексные программы расчета валов и подшипников. Указанные программы

разработаны на кафедре деталей машин Курского государственного технического университета.

## 12.2. Универсальные схемы нагружения валов

12.2.1. Схему нагружения вала (рис. 12.2) можно использовать для комплексного расчета валов, имеющих консольное расположение силовых факторов относительно опор.

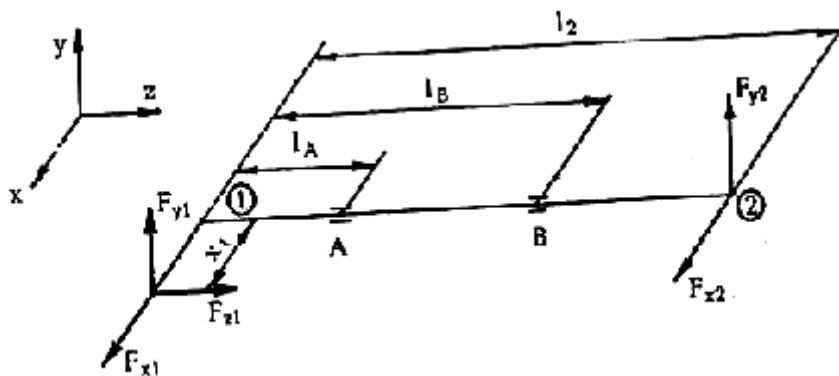


Рис. 12.2

В сечении 1 может быть приложено до 3-х силовых факторов (например, составляющие сил зацепления в цилиндрической или конической передачах).

В сечении 2 может быть приложено до 2-х силовых факторов (например, горизонтальная и вертикальная составляющие давления на вал от шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи).

12.2.2. Схему нагружения вала, представленную на рис. 12.3, можно использовать для комплексного расчета валов, имеющих до 2-х сечений с силовыми факторами, расположенных между опорами вала в одной плоскости, а также сечение, расположенное консольно относительно опор.

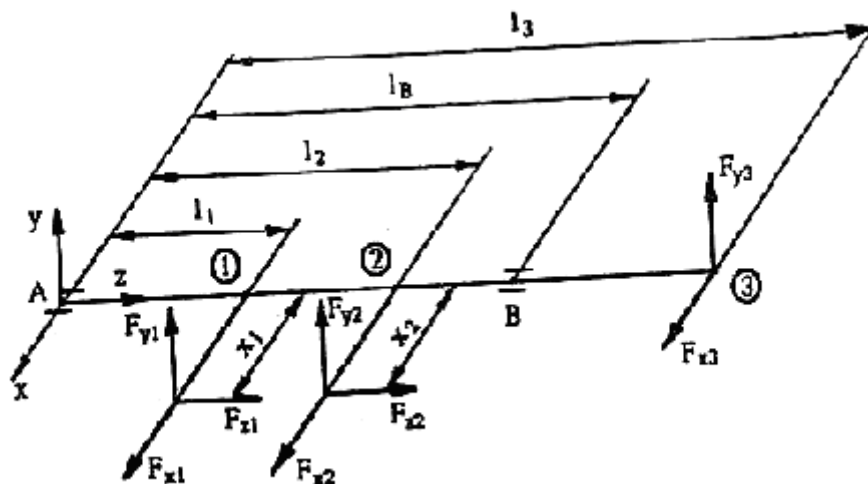


Рис. 12.3

В каждом из сечений 1 и 2 может быть приложено до 3-х силовых факторов (например, составляющие сил зацепления в цилиндрической, конической или червячной передачах). В сечении 3 может быть приложено до 2-х силовых факторов (например, горизонтальная и вертикальная составляющие давления на вал от шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи).

12.2.3. Схему нагружения вала по рис. 12.4 можно использовать для комплексного расчета валов, имеющих до 2-х сечений с силовыми факторами, расположенных между опорами вала в разных плоскостях.

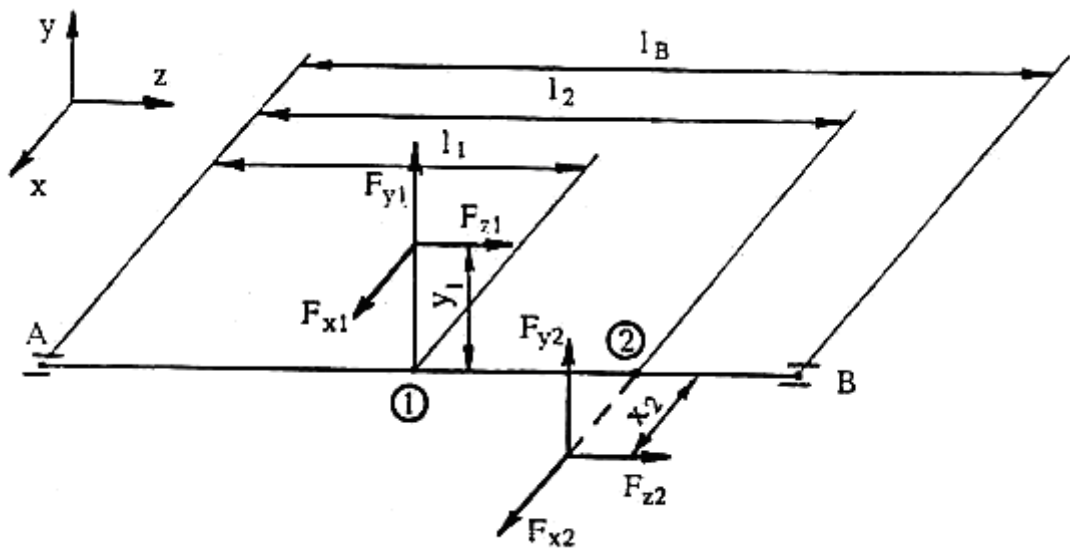


Рис. 12.4

В каждом из сечений 1 и 2 может быть приложено до 3-х силовых факторов (например, составляющие сил зацепления в цилиндрической, конической или червячной передачах).

### 12.3. Результаты расчета

Результатом комплексного расчета вала и подшипников являются минимально возможные по размерам подшипники выбранного пользователем типа при минимально возможных диаметральных размерах вала.

В распечатке результатов отчета проводятся:

1. Все табличные и расчетные параметры выбранного подшипника.
2. Реакции опор вала в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях со своими знаками, а также суммарные реакции.
3. Изгибающие моменты во всех сечениях вала в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях (абсолютные значения) и суммарные изгибающие моменты.

4. Параметры всех опасных сечений вала: их диаметры, моменты сопротивления, амплитуды и средние значения нормальных и касательных напряжений, коэффициенты запаса при изгибе и кручении, суммарный коэффициент запаса прочности.

Необходимо отметить, что комплексные программы обеспечивают минимизацию диаметральных размеров вала и подшипников, поэтому их размеры, представленные в распечатке результатов счета, как правило, меньше исходных. Но они могут быть и больше исходных, если ориентировочный расчет вала был выполнен с ошибкой, т.е. программы способны поправить проектировщика. Если концентратором напряжений в опасном сечении являются зубья вал-шестерни, или витки червяка, то корректировку диаметра в этом сечении программы не производят.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. 3 т. М.: Машиностроение, 2003. 458с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 2002. 389с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2004. 452с.
4. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского М.: Машиностроение, 1984. 536с.
5. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. М.: Машиностроение, 1984. 412с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 2001. 632с.