

ЗАДАЧА 7

РАЗРАБОТКА ЧЕРТЕЖА ОБЩЕГО ВИДА РЕДУКТОРА

- Ц е л ь:**
- 1. Выбрать материал валов.**
 - 2. Выбрать допускаемые напряжения на кручение.**
 - 3. Выполнить проектный расчет валов на чистое кручение.**
 - 4. Выбрать предварительно тип подшипника.**
 - 5. Разработать чертеж общего вида редуктора**

Общие положения

Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость. Они испытывают сложную деформацию — совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие в сравнении с напряжениями от кручения и изгиба, то их обычно не учитывают.

Расчет редукторных валов производится в два этапа: 1-й — проектный (приближенный) расчет валов на чистое кручение (см. 7.3); 2-й — проверочный (уточненный) расчет валов на прочность по напряжениям изгиба и кручения (см. 11, п. 4).

7.1. Выбор материала валов

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, одинаковые для быстроходного и тихоходного вала.

Механические характеристики сталей для изготовления валов (σ_b , σ_T , σ_{-1}) определяют по табл. 3.2.

7.2. Выбор допускаемых напряжений на кручение

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т. е. при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяют заниженными: $[\tau]_k = 10 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$. При этом м е н ь ш и е з н а ч е н и я $[\tau]_k$ — д л я б ы с т р о х о д н ы х в а л о в, б о ь ш и е $[\tau]_k$ — д л я т и х о х о д н ы х.

7.3. Определение геометрических параметров ступеней валов

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей (см. рис. 7.1).

Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l (см. табл. 7.1).

7.4. Предварительный выбор подшипников качения

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительный выбор подшипников для каждого из валов редуктора проводится в следующем порядке:

1. В соответствии с табл. 7.2 определить тип, серию и схему установки подшипников.

2. Выбрать из табл. K27...K30 типоразмер подшипников по величине диаметра d внутреннего кольца, равного диаметру второй d_2 и четвертой d_4 ступеней вала под подшипники.

3. Выписать основные параметры подшипников: геометрические размеры — d , D , $B(T, c)$; динамическую C_r и статическую C_{0r} грузоподъемности. Здесь D — диаметр наружного кольца подшипника; B — ширина шарикоподшипников; T и c — осевые размеры роликоподшипников.

Т а б л и ц а 7.1. Определение размеров ступеней валов одноступенчатых редукторов, мм

Ступень вала и ее размеры $d; l$		Вал-шестерня коническая (см. рис. 7.1,а)	Вал-шестерня цилиндрическая (см. рис. 7.1,б)	Вал-червяк (см. рис. 7.1,а)	Вал колеса (см. рис. 7.1,с)
1-я под элемент откры- той передачи или полумуфту	d_1	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2[\tau]_k}}$, где $M_k = T$ —крутящий момент, равный вращающемуся моменту на валу, Н·м (см. табл. 2.5); $[\tau]_k$ (см. 7.2)			
	l_1	$l_1 = (0,8...1,5)d_1$ —под звездочку; $l_1 = (1,2...1,5)d_1$ —под шкив; $l_1 = (1,0...1,5)d_1$ —под шестерню; $l_1 = (1,0...1,5)d_1$ —под полумуфту. Размер фаски c см. табл. 10.8			
2-я под уплотнение крышки с отверсти- ем и подшипник	d_2	$d_2 = d_1 + 2t$ — только под уплотнение	$d_2 = d_1 + 2t$		
	l_2	$l_2 \approx 0,6d_4$ — только под уплотнение	$l_2 \approx 1,5d_2$	$l_2 \approx 2d_2$	$l_2 \approx 1,25d_2$
3-я под шестерню, ко- лесо	d_3	$d_3 = d_2 + 3,2r$, возможно $d_3 \leq d_{fcl}$; $d_3 > d_{fc1}$ (см. 10.2, п. 3,в)	$d_3 = d_2 + 3,2r$, возможно $d_3 \leq d_{f1}$; при $d_3 > d_{a1}$ принять $d_3 = d_{a1}$ (см. 10.2, п. 3, б)		$d_3 = d_2 + 3,2r$
	l_3	l_3 определить графически на эскизной компоновке (см. 7.5, п. 5)			
4-я под подшипник	d_4	$d_4 = d_5 + (2...4)$ мм	$d_4 = d_2$		
	l_4	l_4 определить графически	$l_4 = B + c$ —для шариковых подшипников (см. табл. К27, К28); $l_4 = T + c$ —для роликовых конических подшипников (см. табл. К29, К30)		

5-я упорная или под резьбу	d_5	d_5 под резьбу определить в зависимости от d_2 по табл. 10.11	Не конструируют	$d_5 = d_3 + 3f$; ступень можно заменить рас- порной втулкой (см. 10.1, п. 4; 10.2, п. 5, рис. 10.13)
	l_5	$l_5 \approx 0,4 d_4$		l_5 определить графиче- ски (см. 7.5, п. 5)

П р и м е ч а н и я: 1. Значения высоты буртика t , ориентировочные величины фаски ступицы f и координаты фаски подшипника r определить в зависимости от диаметра соответствующей ступени d :

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

2. Диаметр d_1 выходного конца быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту, определить по соотношению $d_1 = (0,8...1,2)d_{1(ин)}$, где $d_{1(ин)}$ — диаметр выходного конца вала ротора двигателя (см. табл. К10).

3. Диаметры и длины ступеней валов d ; l округлить до ближайших стандартных чисел, определяя диаметр каждой последующей ступени по стандартному значению диаметра предыдущей. Стандартные значения d_3 и d_4 под подшипники принять равными диаметру внутреннего кольца подшипника d по табл. К27...К30; стандартные значения диаметров и длин остальных ступеней принять по табл. 13.15.

4. При разработке чертежа общего вида привода (задача 10) размеры диаметров и длин ступеней валов (d , l) уточняются (см. 10.2).

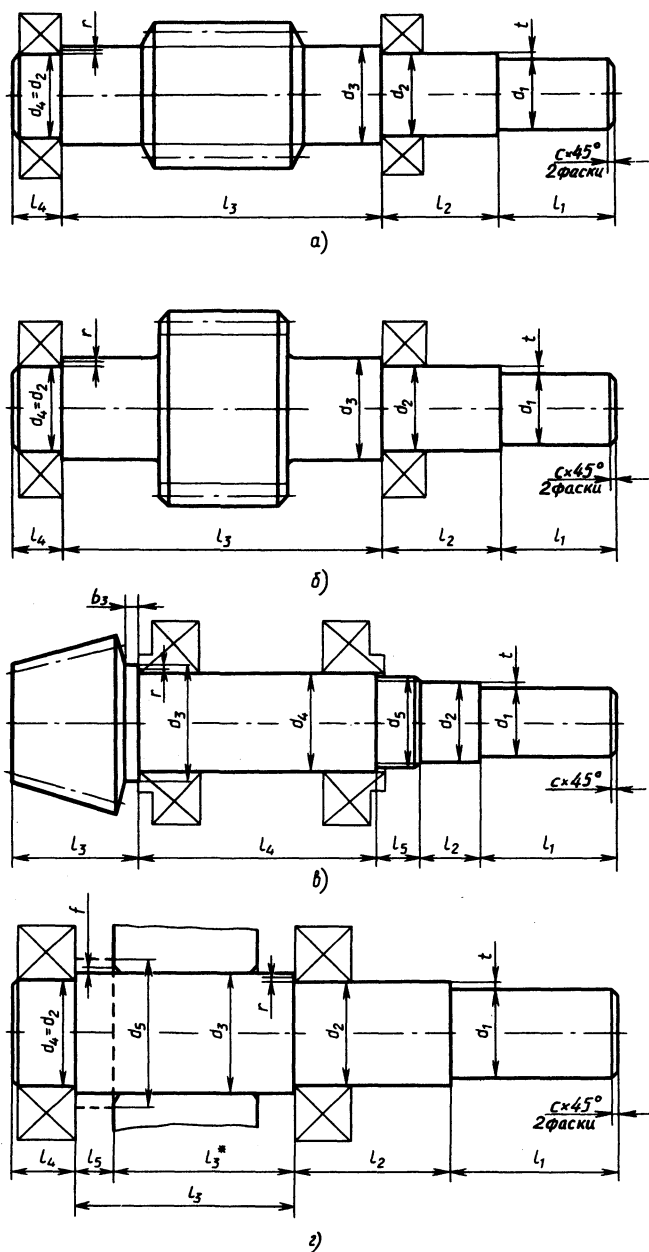


Рис. 7.1. Типовые конструкции валов одноступенчатых редукторов:
а—быстроходный—червячного; б—быстроходный цилиндрического;
в—быстроходный—конического; г—тихоходный (l_3^* —в коническом редукторе)

Т а б л и ц а 7.2. Предварительный выбор подшипников

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки (см 10.4, п. 1)
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя (легкая)	—	1 (с одной фиксирующей опорой)
		При $a_w < 200$ мм — радиальные шариковые однорядные, а при их больших размерах (d , D , B) — роликовые конические типа 7000	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000	3 (враспор)
	Т		Легкая		
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27000 при $n_1 < 1500$ об/мин	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	4 (враспашку)
		Радиально-упорные шариковые типа 46000; при $n_1 \geq 1500$ об/мин			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		3 (враспор)
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000; радиальные шариковые однорядные при $a_w > 160$ мм	Средняя	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	2 (с одной фиксирующей опорой)
		Роликовые конические типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \leq 160$ мм			3 (враспор)
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		

П р и м е ч а н и е : Радиальные шариковые однорядные подшипники (табл. К27); радиально-упорные шарикоподшипники (табл. К28); конические роликподшипники (табл. К29, К30).

7.5. Разработка чертежа общего вида редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи и муфты относительно опор (подшипников); определяет расстояние $l_{\text{б}}$ и $l_{\text{т}}$ между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления элемента открытой передачи и муфты на расстоянии $l_{\text{оп}}$ и $l_{\text{м}}$ от реакции смежного подшипника.

Работа выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге формата А2, А1 (см. рис. 14.2) карандашом в контурных линиях в масштабе 1:1 и должна содержать: упрощенное изображение редуктора в двух проекциях (в виде контурных очертаний), основную надпись — форма 1 (см. 14.1, п. 3; табл. 14.1; 14.2) и таблицу размеров (рис. 7.3, 7.5, 7.7). Чертеж общего вида редуктора рекомендуется разработать в такой последовательности (см. рис. 7.2, 7.4, 7.6):

1. Наметить расположение проекций чертежа в соответствии с кинематической схемой привода (см. Т31...Т318) и наибольшими размерами колес (см. рис. А1...А18).

2. Провести оси проекций и осевые линии валов.

В цилиндрическом и червячном редукторах оси валов провести на межосевом расстоянии $a_{\text{в}}$ друг от друга; при этом в цилиндрическом редукторе оси параллельны, а в червячном — скрещиваются под углом 90° . В коническом редукторе оси валов пересекаются под углом 90° (см. рис. 7.2,а; 7.4,а; 7.6,а).

3. Вычертить редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными в результате проектного расчета (см. задачу 4):

- а) для цилиндрического колеса и шестерни — $d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, d_{\text{л}}, d_{\text{л2}}, b_1, b_2$ (см. табл. 4.5; рис. 4.1; 7.2,а; 7.8,а). Различные конструкции вала-шестерни цилиндрической см. рис. 10.10;

- б) для конического колеса и шестерни — $R_e, d_{e1}, d_{e2}, \delta_1, \delta_2, m_{\text{лe}}, h_{\text{ae}}=m_{\text{лe}}, h_{\text{fe}}=1,2m_{\text{лe}}, b, b_3$ (см. табл. 4.8; рис. 4.3; 7.4,а; 7.8,б). Различные конструкции вала-шестерни конической см. рис. 10.11.

Для построения конической зубчатой пары нужно (рис. 7.4,а): построить прямоугольный треугольник на катетах, равных внешним делительным диаметрам шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} ; опустить медиану из прямого угла треугольника на его гипотенузу, получив таким образом конусное расстояние R_e ; через точки пересечения R_e с d_{e1} и d_{e2} провести отрезки, перпендикулярные R_e , отложив на них высоту головки h_{ae} и ножки h_{fe} зуба; построить зацепление (см. рис. 7.8,б);

- в) для червячного колеса и нарезанной части червяка — $d_{\text{в1}}, d_{a1}, d_{\text{л1}}, b_1, d_{\text{в2}}, d_{a2}, d_{\text{л2}}, d_{\text{ам2}}, b_2, R_a, R_f, 2\delta$ (см. табл. 4.11; рис. 4.4; 7.6,а; 7.8,в). Различные конструкции вала-червяка см. рис. 10.12.

В конструкции цилиндрического, конического и червячного колес предусмотреть ступицу (см. рис. 10.7), наружный диаметр и длина которой: $d_{\text{ст}} = (1,55...1,6) d$; $l_{\text{ст}} = (1,1...1,5) d$, где d — внутренний диаметр ступицы, равный диаметру 3-й ступени вала d_3 (см. табл. 7.1).

4. Прочертить контур внутренней поверхности стенок корпуса редуктора с зазором x от вращающихся поверхностей колеса для предотвращения задевания: $x = \sqrt[3]{L} + 3$ мм, где L см. рис. 7.2,а; 7.4,а; 7.6,а. Значение x округлить до ближайшего целого числа, но не менее 8 мм. Такой же зазор предусмотреть от вращающихся поверхностей шестерни или червяка при их верхнем или боковом расположении в цилиндрических и червячных редукторах (см. рис. А3, А6). При этом расстояние от оси шестерни (червяка) до внутренней поверхности корпуса $f = D/2 + x$, где D — диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала (см. рис. 7.2,б). В конических редукторах нужно предусмотреть симметричность корпуса относительно оси быстроходного вала $f_1 = f_2$ (см. рис. 7.4,б).

Расстояние y между дном корпуса и поверхностью колеса, или шестерни, или червяка для всех типов редукторов принять $y \geq 4x$ (см. рис. 7.2,б; 7.4,б; 7.6,б).

Действительный контур и размер корпуса разрабатывается на чертеже общего вида привода (см. 10.5; рис. 10.39...10.44).

5. Вычертить ступени вала на соответствующих осях по размерам d и l , полученным в проектном расчете валов (см. табл. 7.1; рис. 7.2,в; 7.4,в; 7.6,в):

а) цилиндрический редуктор (см. рис. 7.1,б,г; 7.2,в). Ступени обоих валов вычертить в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получается конструктивно, как расстояние между противоположными стенками редуктора;

б) конический редуктор (см. рис. 7.1,в,г; 7.4,в). Ступени тихоходного вала вычертить в последовательности от 5-й к 1-й. При этом длины 5-й и 3-й (l_5 , l_3) ступеней вала получаются конструктивно. Третью ступень вала d_3 с насаженным колесом следует расположить противоположно от выходного конца вала d_1 с консольной нагрузкой, что обеспечит более равномерное распределение сил между подшипниками. Вычерчивание ступеней быстроходного вала зависит от положения подшипников на 4-й ступени (см. рис. 7.9,б): нужно по ширине подшипника T (см. п. 6) определить положение левого подшипника, а по величине a_b (см. п. 7) найти точку I приложения его реакции и графически рассчитать отрезок a_1 ; затем отложить расстояние $a_2 \approx 2,5 a_1$ или $a_2 \approx 0,6l$ (принимая большее значение); найти точку 2 приложения реакции правого подшипника и по a_b и T определить его положение на валу. Так определится длина 4-й ступени l_4 . Остальные ступени вычертить в той же последовательности, как и ступени тихоходного вала;

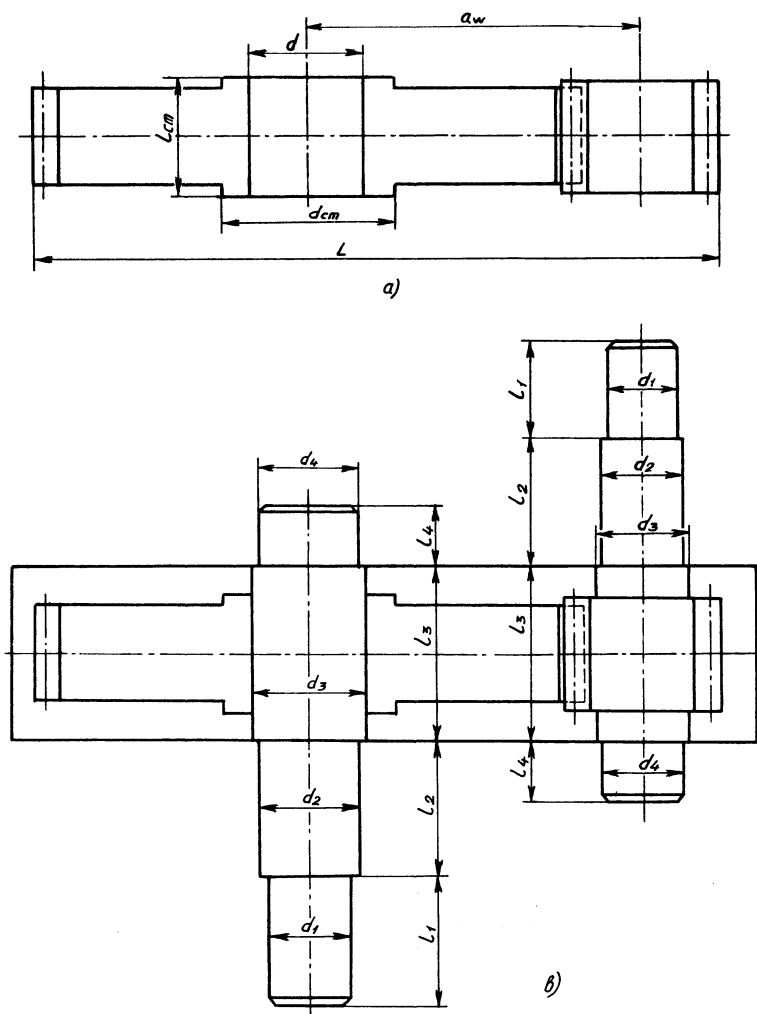


Рис. 7.2. Последовательность разработки чертежа общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора (см. 7.5):

- а) вычерчивание цилиндрической передачи (п. 1, 2, 3,а); б) построение контура внутренней поверхности стенок корпуса (п. 4); в) вычерчивание ступеней валов (п. 5); г) вычерчивание контуров подшипников (п. 6); д) окончание разработки, построение второй проекции и оформление чертежа общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора (п. 7, 8, 9; рис. 7.3, 10.4,ж).

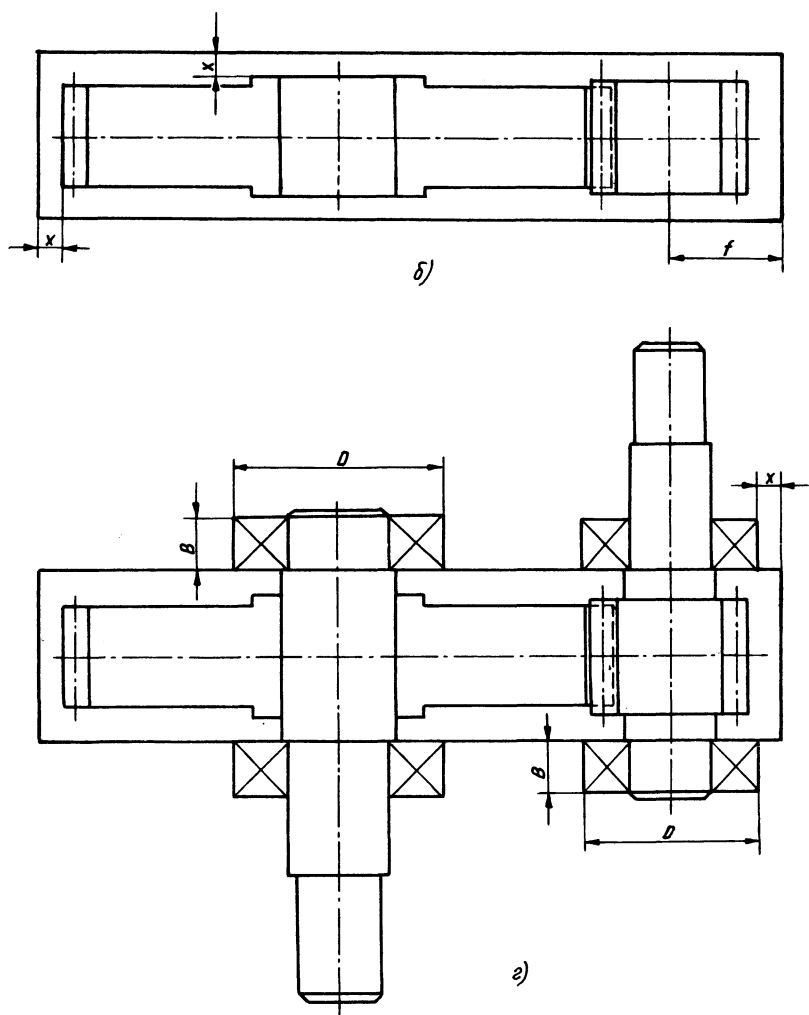
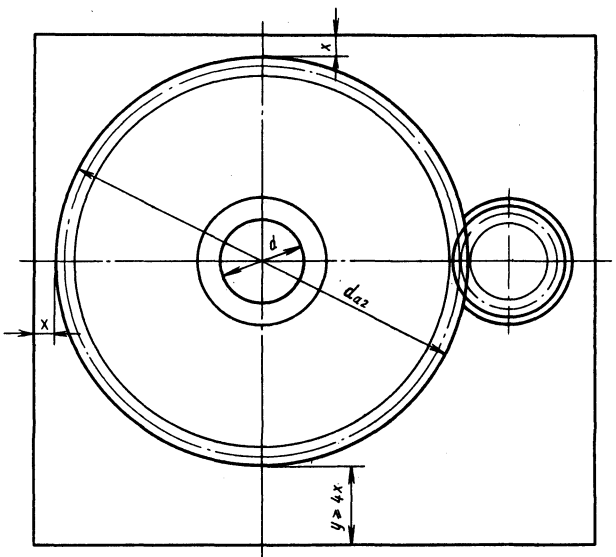


Рис. 7.2. Продолжение



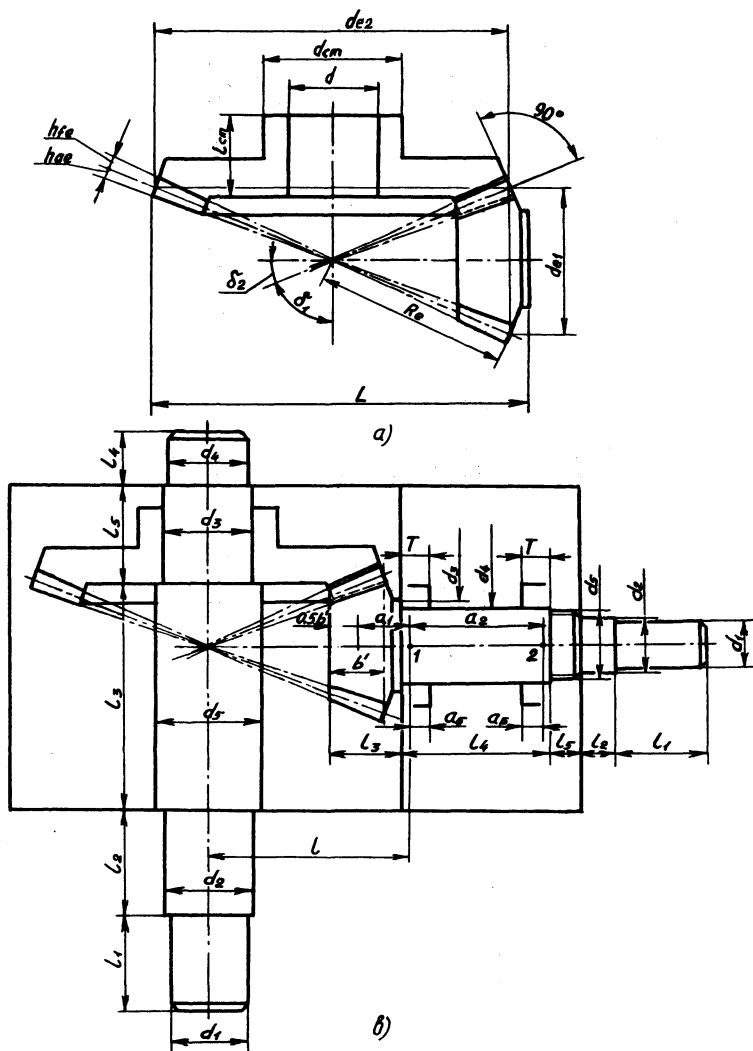


Рис. 7.4. Последовательность разработки чертежа общего вида конического одноступенчатого редуктора (см. 7.5):

а) вычерчивание конической передачи (п. 1, 2, 3, 6); б) построение контура внутренней поверхности стенок корпуса (п. 4); в) вычерчивание ступеней валов (п. 5); г) вычерчивание контуров подшипников (п. 6); д) окончание разработки, построение второй проекции и оформление чертежа общего вида конического одноступенчатого редуктора (п. 7, 8, 9; рис. 7.5, 10.5, ж)

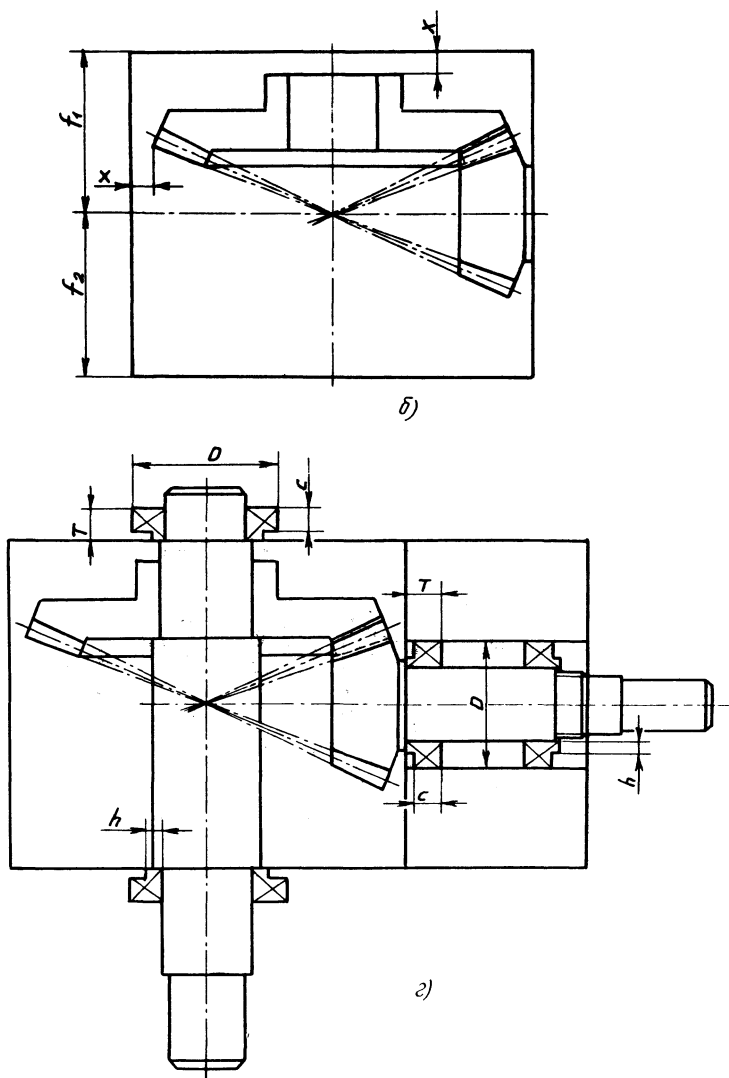
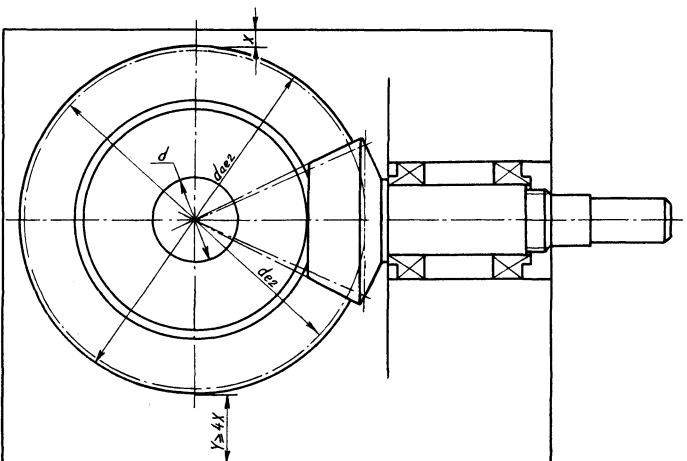
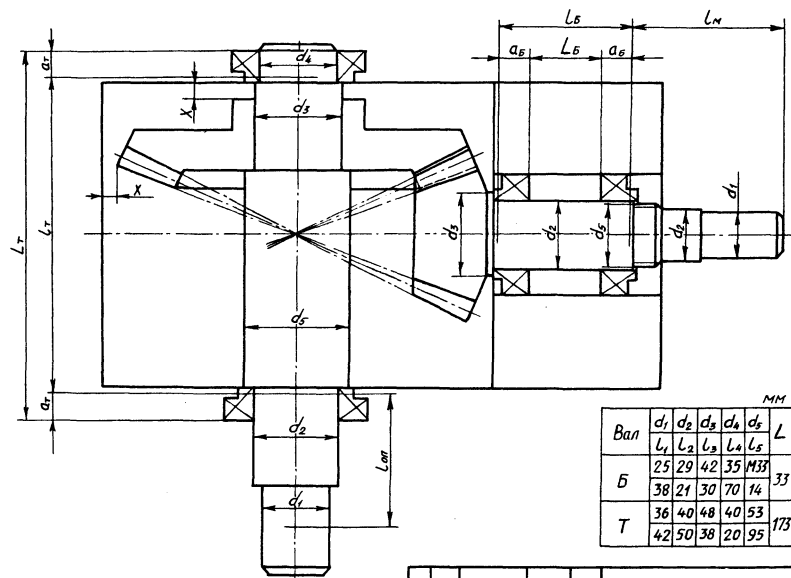


Рис. 7.4. Продолжение





Вал	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	L	a	L_m	Подшипник	x	d_{ex}
	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L	a	L_m			
Б	25	29	42	35	М33	33	65	16	75	7207	8 167
Т	36	40	48	40	53	173	138	175	685	7208	
	42	50	38	20	95						

					АБВГ. 303144. 147 В0											
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Редуктор конический одноступенчатый Чертеж общего вида					Лист	Масса	Масштаб				
Разраб										3		-	1:1			
Проб.										Лист					Листов 1	
Т. контр.																
Н. контр.					Группа											
Утв.																

Рис. 7.5. Пример чертежа общего вида конического одноступенчатого редуктора

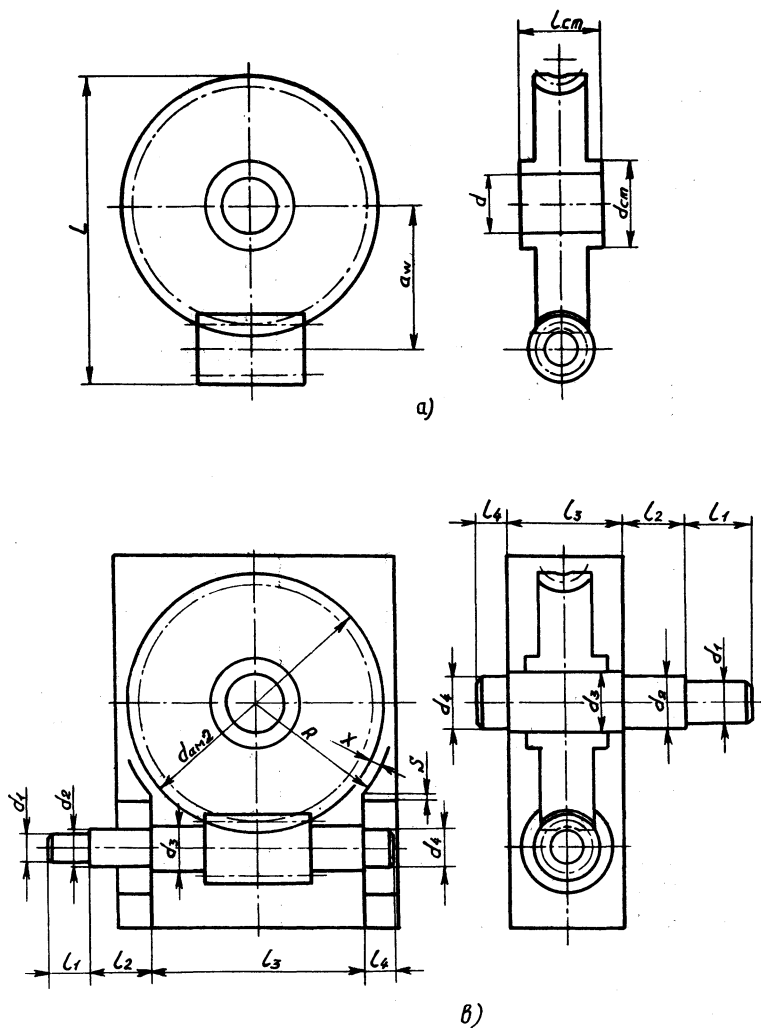
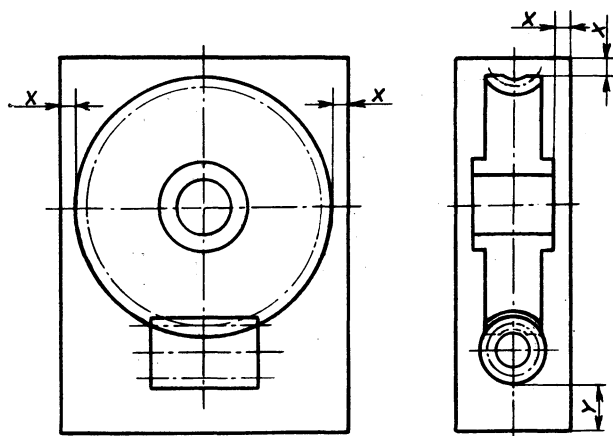
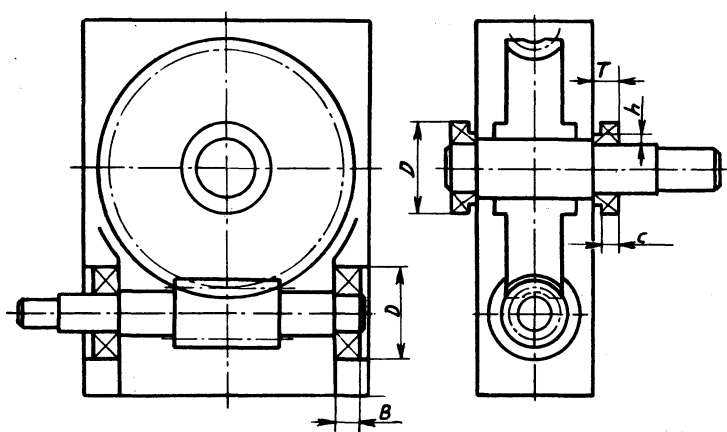


Рис. 7.6. Последовательность разработки чертежа общего вида червячного одноступенчатого редуктора (см. 7.5):

- а) вычерчивание червячной передачи (пп. 1, 2, 3,в); б) построение контура внутренней поверхности стенок корпуса (п. 4); в) вычерчивание ступеней валов (п. 5); г) вычерчивание контуров подшипников (п. 6); д) окончание разработки и оформление чертежа общего вида червячного одноступенчатого редуктора (пп. 7, 8, 9; рис. 7.7, 10.6,ж)



б)



в)

Рис. 7.6. Продолжение

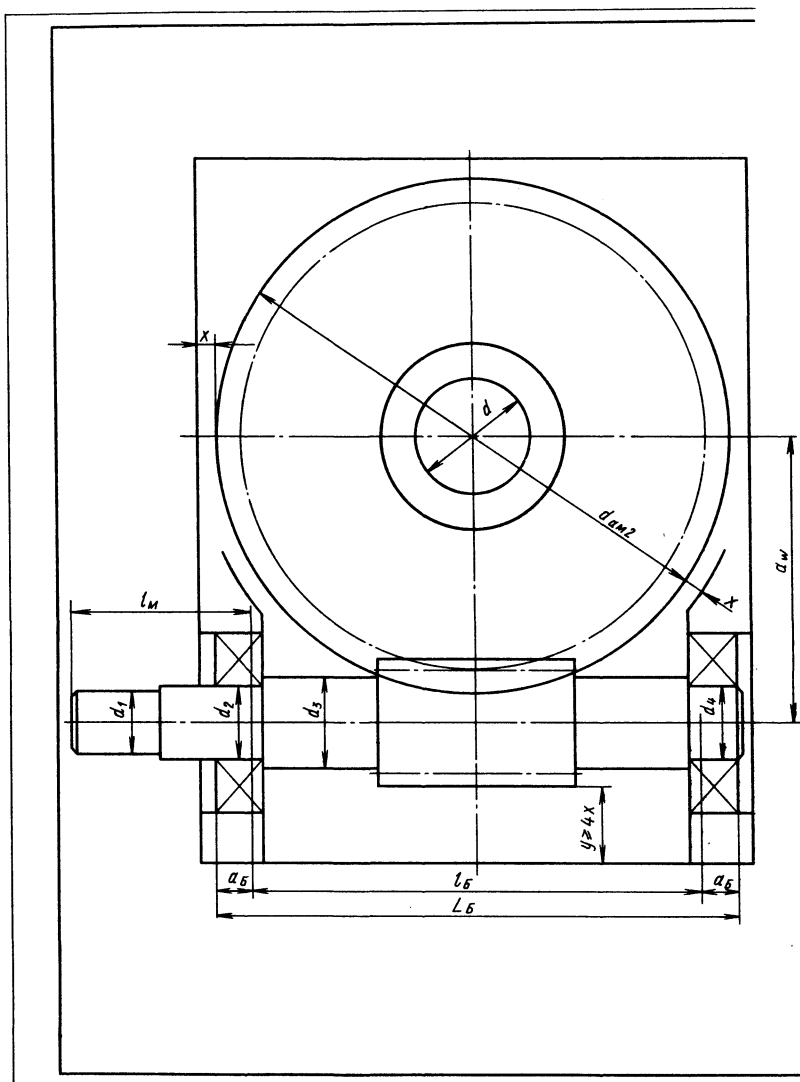
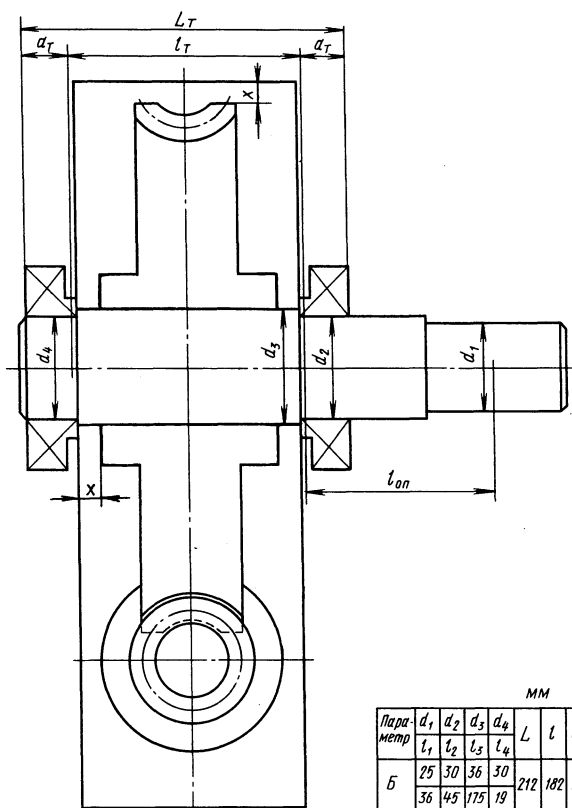


Рис. 7.7. Пример чертежа общего вида червячного



мм

Пара- метр	d_1 l_1	d_2 l_2	d_3 l_3	d_4 l_4	L	l	a	$l_{оп}$	Подшип- ник	x	a_w
Б	25 36	30 45	36 175	30 19	212	182	15	77	36306	9	114
Т	36 53	40 50	48 90	40 20	128	93	17,5	74	7208		

					АБВГ.303162.16980			
Изм.	Лист	№ докум.	Ведущий	Деталь	Редуктор червячный одноступенчатый Чертеж общабыда	Лист	Масса	Масштаб
Разработ						3	-	1:1
Провер						Лист	Листов	1
Т.контр						Группа		
И.контр								
Умб								

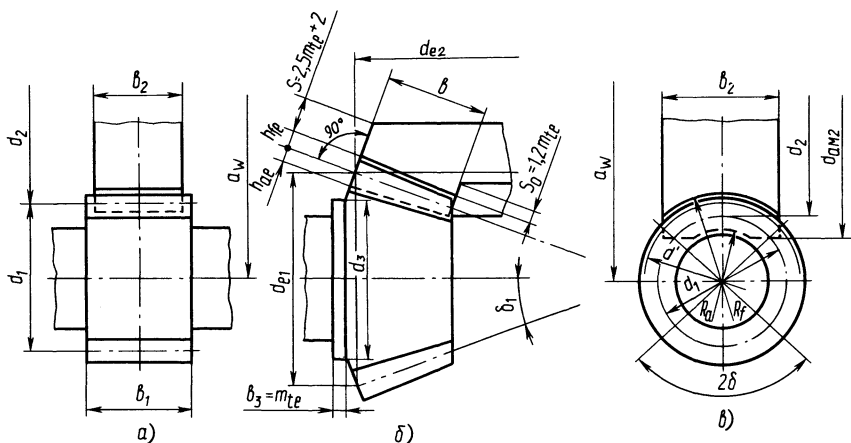


Рис. 7.8. Построение зацепления передач:

а — цилиндрической; б — конической; в — червячной

в) червячный редуктор (см. рис. 7.1, а, г; 7.6, в). Ступени тихоходного вала вычертить в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получится конструктивно, как расстояние между противоположными стенками редуктора. Вычерчивание ступеней быстроходного вала зависит от положения 2-й и 4-й ступеней, которое определяется построением посаженных на них подшипников (см. п. 6). Для этого нужно провести дугу радиусом $R = d_{ам2}/2 + x$; выбрать величину $S^* = (0,15 \dots 0,2)D$ в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника быстроходного вала D и провести отрезки 1 и 2; затем по диаметру подшипника D вычертить подшипниковые гнезда по длине, а также 2-ю (d_2, l_2) и 4-ю (d_4, l_4) ступени и подшипники; 3-я ступень (d_3, l_3) получится конструктивно — между отрезками 1 и 2; затем вычертить 1-ю ступень (d_1, l_1). Если при этом окажется, что диаметр вершин червяка d_{a1} больше диаметра подшипника $d_{a1} \geq D$, нужно предусмотреть постановку стакана (см. 10.4, п. 5; табл. 10.16).

6. На 2-й и 4-й ступенях валов (см. рис. 7.2, г; 7.4, г; 7.6, г) вычертить основными линиями (диагонали — тонкими) контуры подшипников в соответствии со схемой их установки (см. табл. 7.2) по размерам d, D, B — для шариковых; d, D, T, c — для роликовых конических. Примеры изображения подшипников: рис. 7.2, г — шариковые; рис. 7.4, г — роликовые конические; рис. 7.6, г — на быстроходном валу — шариковые, на тихоходном — роликовые конические.

* Размер S задать так, чтобы торец 2-й ступени вала выступал за контур корпуса. Это должно обеспечить осевую фиксацию элемента открытой передачи или полумуфты (см. рис. 10.6, е). В противном случае l_2 выбрать конструктивно.

7. Определить расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов.

Радиальную реакцию подшипника R считать приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала (рис. 7.9):

а) для радиальных подшипников точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника, а расстояние между реакциями опор вала (рис. 7.9, в): $l = L - B$;

б) для радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается от средней плоскости, и ее положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца (рис. 7.9, а, б):

$$a = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right) \quad \text{— для радиально-упорных однорядных шарикоподшипников;}$$

$$a = 0,5 \left(T + \frac{d+D}{3} e \right) \quad \text{— для конических однорядных роликоподшипников.}$$

Здесь d, D, B, T — геометрические размеры подшипников; α — угол контакта; e — коэффициент влияния осевого нагружения (см. табл. 9.1).

Тогда при установке подшипников по схеме 3 (враспор) $l = L - 2a$ (рис. 7.6, а); при установке по схеме 4 (врасяжку) $l = L + 2a$ (рис. 7.6, б).

Если подшипники установлены по схеме 2, то реакция R фиксирующей опоры, состоящей из двоярных радиально-упорных подшипников, приложена посередине между ними (предварительно предполагают, что работают оба ряда тел качения подшипников, см. рис. А6, А8). Тогда расстояние между точками приложения реакций в фиксирующей и плавающей опорах — $l = L - 0,5B$ (см. рис. 10.37).

8. Определить точки приложения консольных сил (см. рис. 7.3, 7.5, 7.7):

а) для открытых передач. Силу давления ременной, цепной передачи $F_{\text{оп}}$, силы в зацеплении зубчатых передач $F_{i \text{ оп}}, F_{a \text{ оп}}, F_{r \text{ оп}}$, принять приложенными к середине выходного конца вала на расстоянии $l_{\text{оп}}$ от точки приложения реакции смежного подшипника;

б) сила давления муфты F_m приложена между полумуфтами (см. рис. 10.1...10.3), поэтому можно принять, что в полумуфте точка приложения силы F_m находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии l_m от точки приложения реакций смежного подшипника.

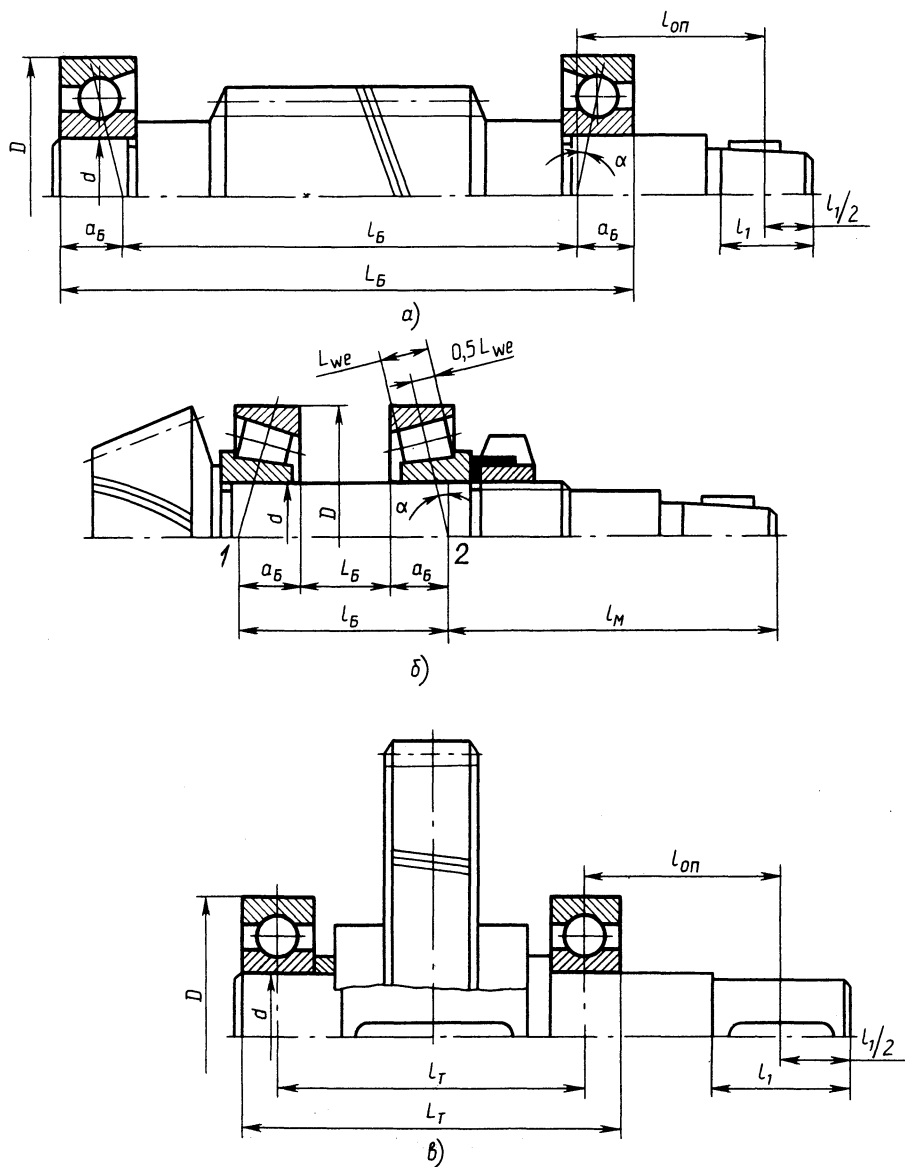


Рис. 7.9. Определение расстояния между точками приложения реакций в подшипниках:

a — вал-червяк на радиально-упорных шарикоподшипниках, установленных враспор; б — вал-шестерня коническая на конических роликоподшипниках, установленных врасяжку; в — тихоходный вал цилиндрического редуктора на радиальных подшипниках, установленных враспор

9. Проставить на проекциях эскизной компоновки необходимые размеры, выполнить таблицу и основную надпись.

10. Составить табличный ответ к задаче 7 (табл. 7.3.).

Т а б л и ц а 7.3. Материал валов. Размеры ступеней. Подшипники

Вал (материал-сталь... $\sigma_s = \dots \text{Н/мм}^2$ $\sigma_t = \dots \text{Н/мм}^2$ $\sigma_c = \dots \text{Н/мм}^2$)	Размеры ступеней, мм				Подшипники			
	d_1	d_2	d_3	d_4	Типо- размер	$d \times D \times B(T)$, мм	Динамическая грузоподъем- ность C_r , кН	Статическая грузоподъем- ность C_{or} , кН
	l_1	l_2	l_3	l_4				
Быстроходный								
Тихоходный								

П р и м е ч а н и е. При составлении таблицы для конического редуктора следует ввести графу d/l_1 .

Характерные ошибки:

1. Неправильно выбраны допускаемые напряжения на кручение $[\tau]_k$, а отсюда неправильно определен диаметр d_1 первой ступени вала.
2. Несоразмерность единиц крутящего момента M_k и $[\tau]_k$ при определении d_1 .
3. Небрежно выполнен чертеж общего вида редуктора.
4. Неправильно определены расстояния l_b и l_t между точками приложения реакций.
5. Неточно измерены расстояния $l_{оп}$ и $l_{м}$.
6. Не обоснован предварительный выбор типа подшипника.
7. Не соответствуют стандартам (табл. 13.15) размеры ступеней вала.
8. Не соблюдена симметричность корпуса конического редуктора относительно оси быстроходного вала ($f_1=f_2$).
9. Неправильно вычерчено зубчатое (червячное) зацепление.