

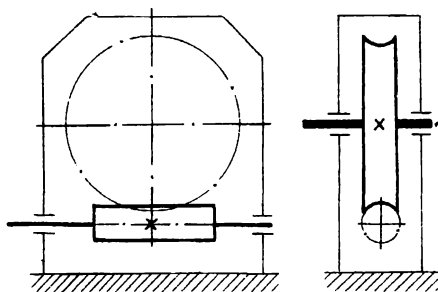
Міністэрства адукацыі Рэспублікі Беларусь

Брэсцкі дзяржаўны тэхнічны ўніверсітэт

Кафедра машыназнаўства

## МЕТАДЫЧНЫЯ УКАЗАННІ

да лабараторнай работы “Вывучэнне  
канструкцыі чарвячнага рэдуктара”  
па курсу “Дэталі машын”



Брэст 2001

УДК 621.81 (076.5)

Метадычныя указанні разлічаны на дапамогу студэнту ў выкананні лабараторнай работы “Вывучэнне канструкцыі чарвячнага рэдуктара“ па курсу “Дэталі машын”. Прызначаны для студэнтаў тэхнічных спецыяльнасцяў, для якіх вучэбным планам прадугледжаны лабараторныя работы па дэталю машын.

**Складальнік:**

**Ф. М. Санюкевіч,**  
дацэнт,  
кандыдат тэхнічных навук

# 1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является:

- а) изучение общих сведений о червячных передачах;
- б) ознакомление с конструкцией и назначением основных деталей червячного редуктора 2Ч-80;
- в) определение основных параметров червячного редуктора 2Ч-80;
- г) проверочный расчёт червячной передачи на сопротивление усталости по контактным напряжениям и напряжениям изгиба;
- д) проверочный расчёт червячной передачи на контактную и изгибную прочности при кратковременных перегрузках;
- е) тепловой расчёт червячного редуктора.

## 2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

### *2.1. Изучить общие сведения о червячных передачах (см. п. 3):*

- а) назначение, достоинства и недостатки червячных передач;
- б) основные кинематические схемы червячных редукторов;
- в) виды червяков (архимедов, эвольвентный, конвольютный, нелинейчатый) и конструкции валов червяков;
- г) конструктивные исполнения червячных колёс;
- д) конструктивные особенности редукторов на базе червячной передачи (схемы установки подшипников, обеспечение сборки червячной передачи, смазывание, уплотнение, регулирование зазоров в подшипниках червяка и червячного колеса и регулирование по пятну контакта совпадения оси червяка со средней плоскостью червячного колеса).

### *2.2. Изучить конструкцию червячного редуктора 2Ч-80 (см. п. 4).*

*2.3. Определить межосевое расстояние  $a_w$  редуктора (уточнить у преподавателя).*

*2.4. Из указанных на рис. 15 размеров выписать габаритные и ..присоединительные размеры редуктора 2Ч-80.*

К габаритным размерам редуктора относятся наибольшие длина, ширина и высота. К присоединительным размерам обычно относят размеры опорной поверхности редуктора, диаметры отверстий под болты для крепления редуктора к раме и координаты этих отверстий, а также размеры выходных концов валов.

### *2.5. Разобрать редуктор.*

Для этого следует снять сменную крышку 6 (см. рис. 16), две крышки 5 и вынуть червячное колесо 3, предварительно вынув тихоходный вал 4. Снять крышку со стороны входного конуса червячного вала и вынуть его из корпуса (внутренние кольца подшипников с червячного вала и со ступицы червячного колеса не снимать).

2.6. Подсчитать число витков (заходов) червяка  $z_1$ , число зубьев колеса  $z_2$  и установить вид червяка (уточнить у преподавателя).

2.7. Определить передаточное число червячной передачи (редуктора)  $u_{\text{ч}}$ :

$$u_{\text{ч}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

2.8. Измерить диаметр вершин витков червяка  $d_{a1}$  и длину нарезанной части червяка  $b_1$  (см. рис. 4, а).

2.9. Измерить диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении  $d_{a2}$  и наибольший диаметр червячного колеса  $d_{aM2}$  (см. рис. 4, в).

2.10. Измерить расчётный шаг червяка  $p_1$ .

Расчётным шагом червяка  $p_1$  является расстояние между одноимёнными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно его оси (см. рис. 4, г, вид А).

Расчётный шаг  $p_1$  получают как разность замеров расстояний  $p_{n+1}$  и  $p_n$ , т. е.

$$p_1 = p_{n+1} - p_n.$$

2.11. Собрать редуктор.

2.12. Рассчитать модуль  $m$  и коэффициент диаметра червяка  $q$ .

Модуль червячной пары

$$m = \frac{p_1}{\pi}.$$

Модуль  $m$  – стандартный параметр. Для червяка он является осевым, для червячного колеса – окружным.

Полученную величину  $m$  согласовывают со стандартным значением по табл. 4 приложения.

Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_{a1} - 2m}{m},$$

где  $d_{a1}$  – см. п. 2.8.

Полученную величину  $q$  также согласовывают со стандартным значением по табл. 4 приложения для принятой величины  $m$ .

2.13. Рассчитать коэффициент смещения

$$x = a_w / m - 0,5(q + z_2).$$

2.14. Рассчитать угол подъёма винтовой линии червяка.

В червячной передаче со смещением ( $x \neq 0$ ) различают угол подъёма винтовой линии на делительном цилиндре (делительный угол)  $\gamma$  и на начальном цилиндре (начальный угол)  $\gamma_w$ :

$$\begin{aligned} \gamma &= \arctg(z_1 / q); \\ \gamma_w &= \arctg[z_1 / (q + 2 \cdot x)]. \end{aligned}$$

Для передачи без смещения ( $x=0$ )

$$\gamma = \gamma_w = \arctg(z_1 / q).$$

Примечание. Точность расчёта  $\gamma$  и  $\gamma_w$  - пять знаков после запятой.

### 2.15. Рассчитать размеры нарезанной части червяка (см. рис. 4,а,г)

Делительный диаметр

$$d_1 = q m.$$

Начальный диаметр

$$d_{w1} = d_1 + 2 x m.$$

Примечание. Для передачи без смещения ( $x=0$ )

$$d_{w1} = d_1.$$

Высота головки витков

$$h_{a1} = h_{a1}^* m,$$

где  $h_{a1}^* = 1$  – коэффициент высоты головки (для всех видов червяков).

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 h_{a1}.$$

Высота ножки витков

$$h_{f1} = h_{f1}^* m,$$

где  $h_{f1}^*$  – коэффициент высоты ножки витков; для эвольвентных червяков  $h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ ; для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков  $h_{f1}^* = 1,2$ .

Диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2 h_{f1}.$$

Длину нарезаемой части червяка  $b_1$  определяют по одному из уравнений, приведенных в табл. 5 приложения в зависимости от коэффициента смещения  $x$  и  $z_1$ . При окончательном определении  $b_1$  следует учесть примечание 1 к данной таблице.

### 2.16. Рассчитать размеры венца червячного колеса (см. рис. 4,з).

Делительный диаметр

$$d_2 = m z_2.$$

Начальный диаметр (для передачи без смещения и со смещением)

$$d_{w2} = d_2.$$

Высота головки зубьев

$$h_{a2} = h_{a2}^* m,$$

где  $h_{a2}^*$  – коэффициент высоты головки зубьев; для передачи без смещения  $h_{a2}^* = 1$ ; для передачи со смещением  $h_{a2}^* = 1 + x$ , здесь коэффициент смещения  $x$  подставляют со своим знаком (“+” или “-“).

Диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2 h_{a2}.$$

Высота ножки зубьев

$$h_{f2} = h_{f2}^* m,$$

где  $h_{f2}^*$  – коэффициент высоты ножки зубьев; для передачи со смещением: при эвольвентном червяке  $h_{f2}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma - x$ ; при архимедовом, конволютном и нелинейчатом червяках  $h_{f2}^* = 1,2 - x$ , здесь, как и ранее, коэффициент смещения подставляют со своим знаком (“+” или “-“); для передачи без смещения  $h_{f2}^*$  определяют при  $x=0$ .

Диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширину венца  $b_2$  червячного колеса определяют по различным формулам в зависимости от числа витков  $z_1$ :

а) при  $z_1=1;2$

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1};$$

б) при  $z_1=4$

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1}.$$

Условный угол обхвата  $2\delta$  червяка венцом червячного колеса:

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

Угол  $2\delta = 90 \dots 120$  .

Полученные расчётом геометрические размеры нарезанной части червяка и венца червячного колеса сравнить с измеренными.

**2.17. По указанию преподавателя записать номер задания для проверочного расчёта червячной передачи.**

**2.18. Из табл. 1 приложения выписать исходные данные для указанного преподавателем номера задания.**

**2.19. Рассчитать скорость скольжения  $V_S$  в червячном зацеплении.**

Окружная скорость червяка (м/с)

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3),$$

где  $d_1$  – мм;  $n_1$  – частота вращения вала червяка, об/мин;  $n_1 = n_B$  (здесь  $n_B$  – см. исходные данные),

Тогда скорость скольжения  $V_S$  (м/с)

$$V_S = V_1 / \cos \gamma.$$

**2.20. Выбрать материал венца червячного колеса и определить допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  при расчёте передачи на**

**сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса.**

Материал венца червячного колеса выбирается по табл. 2 приложения. При этом рекомендуется способ отливки П – в песок. Для принятой марки бронзы выписывают её механические характеристики  $\sigma_B$  и  $\sigma_T$ .

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  определяют по табл. 3 приложения в зависимости от принятого материала венца червячного колеса (оловянная или безоловянная бронза). При этом следует считать, что твёрдость витков сопряжённого червяка  $H_1 > 45 HRC_3$ , витки шлифованы и полированы.

**2.21. Рассчитать КПД червячной передачи**

$$\eta_{ч} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)},$$

где  $\varphi$  – приведенный угол трения между стальным червяком и колесом из бронзы, принимаемой в зависимости от  $V_S$  и материала венца:

$V_S, \text{ м/с} \dots\dots\dots$	$\leq 2,0$	2,5	3	4	7	10	15
$\varphi$ (для бронзы оловянной)	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
$\varphi$ (для бронзы безоловянной)	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

**2.22. Рассчитать коэффициент расчётной нагрузки  $K_H$  при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости**

$$K_H = K_V K_\beta,$$

где  $K_V$  – коэффициент динамической нагрузки:  $K_V = 1$  при  $V_S \leq 3$  м/с;  $K_V = 1 \dots 1,3$  при  $V_S > 3$  м/с;  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки: для типового режима нагружения  $0 - K_\beta = 1$ ; для типовых режимов нагружения  $1 \dots 5 - K_\beta = 1,05 \dots 1,2$ .

**2.23. Рассчитать торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса**

$$\varepsilon_\alpha = (\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9) / 2,95.$$

**2.24. Проверка червячной передачи на сопротивление контактной усталости.**

Модули упругости материалов червяка и червячного колеса:  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – сталь;  $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$  МПа – бронза. Тогда приведенный модуль упругости

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,9 \cdot 10^5} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

Вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2 = T_T \cdot 10^3$ , Н·мм, где  $T_T$  см. исходные данные. Н·м.

Тогда контактное напряжение  $\sigma_H$  (МПа) при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости

$$\sigma_H = 1,82 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \varepsilon_\alpha}}$$

Условие сопротивления контактной усталости

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

где  $[\sigma_H]$  – см. п. 2.20.

При  $\sigma_H > [\sigma_H]$  наблюдается перегрузка червячной передачи. Однако нормальная работа червячной передачи обеспечивается лишь при перегрузке, не превышающей 5%. При этом перегрузка передачи (%) рассчитывается по формуле

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\%.$$

Если перегрузка  $\Delta \sigma_H$  превышает 5%, то следует уменьшить вращающий момент  $T_2$  на валу червячного колеса до величины  $T_2'$  :

$$T_2' = T_2 \left( \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \right)^2.$$

**2.25. Определить допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]$  при расчёте зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе.**

Допускаемые напряжения  $[\sigma_F]$  рассчитываются по табл. 3 приложения (п. 2) для реверсивной передачи.

**2.26. Проверка зубьев червячного колеса на сопротивление усталости при изгибе.**

Окружная сила на червячном колесе (Н)

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2},$$

где  $T_2$  - Н·мм;  $d_2$  - мм.

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_V = z_2 / \cos^3 \gamma.$$

Примечание. Число зубьев  $z_V$  округляется до целого числа.

Коэффициент формы зуба червячного колеса  $Y_F$  принимают в зависимости от  $z_V$ :

$z_V$ .....	20	24	26	28	30	32	35	37
$Y_F$ .....	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
$z_V$ .....	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_F$ .....	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

При определении  $Y_F$  используют линейное интерполирование. Например, при  $z_V = 64$

$$Y_F = 1,40 + \frac{1,34 - 1,40}{80 - 60} \cdot (64 - 60) = 1,39.$$



Коэффициент расчётной нагрузки  $K_F$  при проверочном расчёте зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе

$$K_F = K_H,$$

где  $K_H$  – см. п. 2.22.

Нормальный модуль

$$m_n = m \cos \gamma.$$

Примечание. До стандартного значения  $m_n$  не округляется.

Тогда напряжения изгиба зубьев колеса  $\sigma_F$  (МПа) при расчёте на сопротивление усталости

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{i2} K_F}{b_2 m_n} Y_F.$$

Условие сопротивления усталости по напряжениям изгиба для зубьев червячного колеса:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

где  $[\sigma_F]$  – см. п. 2.25.

При  $\sigma_F > [\sigma_F]$ , следует уменьшить окружную силу  $F_{i2}$  (Н) на червячном колесе до величины  $F'_{i2}$ :

$$F'_{i2} = F_{i2} \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F}$$

и определить новое (уменьшенное) значение величины вращающего момента  $T'_2$  (Н·мм) на валу червячного колеса:

$$T'_2 = F'_{i2} \frac{d_2}{2}.$$

**2.27. Определить предельно допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{Hmax}]$  при проверке передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке.**

Предельно допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{Hmax}]$  рассчитывают по табл. 3 приложения (п. 3).

**2.28. Проверка передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке.**

Максимальные контактные напряжения при кратковременной перегрузке передачи

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}},$$

где  $\sigma_H$  – контактные напряжения при расчёте передачи на контактную усталость, см. п. 2.24;  $K_{\Pi} = T_{max}/T$  – кратковременная перегрузка (см. исходные данные).

Контактная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}],$$

где  $[\sigma_{Hmax}]$  – см. п. 2.27.

При  $\sigma_{Hmax} > [\sigma_{Hmax}]$ , следует уменьшить нагрузку передачи, снизив вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2$  (Н·мм) до величины  $T_2'$ :

$$T_2' = \frac{T_2}{K_{\Pi}} \left( \frac{[\sigma_{Hmax}]}{\sigma_{H}} \right)^2.$$

**2.29. Определить предельно допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_{Fmax}]$  при проверочном расчёте зубьев колеса на изгибную прочность при кратковременной перегрузке.**

Предельно допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_{Fmax}]$  рассчитывают по табл. 3 приложения (п. 4.).

**2.30. Проверка зубьев колеса на изгибную прочность при кратковременной перегрузке.**

Максимальные напряжения изгиба при кратковременной перегрузке передачи

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_{\Pi},$$

где  $\sigma_F$  – напряжения изгиба зубьев червячного колеса при расчёте на сопротивление усталости (см. п. 2.26).

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}],$$

где  $[\sigma_{Fmax}]$  – см. п. 2.29.

При  $\sigma_{Fmax} > [\sigma_{Fmax}]$  следует уменьшить окружную силу  $F_{12}$  (Н) на червячном колесе до величины  $F_{12}'$ :

$$F_{12}' = F_{12} \frac{[\sigma_{Fmax}]}{K_{\Pi} \sigma_F}$$

и определить новое (уменьшенное) значение величины вращающего момента  $T_2'$  (Н·мм) на валу червячного колеса:

$$T_2' = F_{12}' \frac{d_2}{2}.$$

**2.31. Выполнить тепловой расчёт червячной передачи.**

Данный расчёт сводится к определению температуры масла  $t$  в картере червячного редуктора по формуле

$$t = \frac{(1 - \eta_{\Psi}) P_1}{K_T A (1 + \Psi)} + 20^\circ,$$

где  $t$  – °С;  $\eta_{\Psi}$  – КПД червячной передачи (см. п. 2.21);  $P_1$  – мощность на валу червяка, Вт;  $P_1 = T_2 \cdot n_1 / (9550 u_{11} \cdot \eta_{\Psi})$ , здесь  $T_2$  – Н·мм;  $n_1 = n_b$ , об/мин;  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи;  $K_T \cong 16$  Вт / (м<sup>2</sup>·°С);  $A$  – площадь поверхности охлаждения корпуса за исключением поверхности дна, которой корпус

прилегает к раме или плите,  $m^2$ ;  $A=20 a_w^{1.7}$ , здесь  $a_w$  – м;  $\psi=0,3$  – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в раму или плиту;  $20^\circ$  – температура окружающей среды.

Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при выполнении условия

$$t \leq [t],$$

где  $[t] = 80...90^\circ\text{C}$  – для редукторных масел и  $[t] = 100...120^\circ\text{C}$  – для авиационных.

При  $t > [t]$  наблюдается ухудшение свойств смазочного материала, повышается коэффициент трения между витками червяка и зубьями колеса и, как следствие, понижается КПД червячной передачи. При этом увеличивается тепловыделение и возникает опасность заедания в червячном зацеплении.

Поэтому при  $t > [t]$  следует снизить мощность на червяке  $P_1$  (Вт) до величины

$$P_1' = \frac{K_T A (1 + \Psi) ([t] - 20^\circ)}{1 - \eta},$$

а соответственно и вращающий момент на валу червячного колеса до значения  $T_2'$  (Н·мм):

$$T_2' = 9550 P_1' u_q \eta_q / n_1.$$

### **2.32. Окончательный вывод о работоспособности червячной передачи (редуктора).**

Окончательный вывод о работоспособности червячной передачи (редуктора 24-80) следует сделать на основании результатов расчётов, изложенных в п.п. 2.24, 2.26, 2.28, 2.30 и 2.31. Если в каком – либо из приведенных пунктов необходимо было уменьшение вращающего момента на валу червячного колеса  $T_2$ , то следует окончательно установить новое (уменьшенное) значение  $T_2'$ , при котором будет обеспечена нормальная работа червячной передачи в течении заданного срока службы  $L_h$ . При этом должны выполняться все вышеизложенные условия:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_F \leq [\sigma_F];$$

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}];$$

$$\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}];$$

$$t \leq [t].$$

Таким образом, окончательно устанавливается новое значение вращающего момента  $T_T'$  на тихоходном (выходном) валу редуктора ( $T_T' = T_2'$ ).

### 3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Червячные передачи используются в приводах машин с целью снижения частоты вращения и передачи движения между взаимно перпендикулярными валами.

Достоинства червячных передач:

а) возможность реализации больших передаточных чисел при сравнительно малых габаритах (диапазон передаточных чисел для одной ступени силовой червячной передачи  $u_{\text{ч}} = 8 \dots 63$ , максимум до 80, оптимальные значения -  $u_{\text{ч}} = 16 \dots 50$ );

б) плавность и бесшумность в работе.

Недостатки:

а) низкий КПД;

б) повышенный износ и нагрев при продолжительной работе;

в) склонность к заеданию;

г) потребность в дорогостоящих антифрикционных материалах (бронзе).

Основные кинематические схемы червячных редукторов представлены на рис. 1.

При окружных скоростях червяка до 4...5 м/с применяют редукторы с нижним расположением червяка (рис. 1, а). Смазка в данном случае производится окунанием червяка, что допускает передачу большей мощности по критерию нагрева. Однако такая конструкция редуктора хуже в отношении утечки масла.

При окружных скоростях червяка более 5 м/с наблюдаются большие потери на перемешивание смазки, поэтому червяк располагают над колесом (рис. 1, б). Смазка в такой конструкции производится за счёт окунания колеса.

Передачи с вертикальным расположением вала червячного колеса (рис. 1, в) или червяка (рис. 1, г) используют редко вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов и удержания смазки от вытекания.

Двухступенчатые передачи применяют с целью получения больших передаточных чисел, повышения КПД путём использования многозаходных червяков, уменьшения скорости скольжения витков червяка относительно зубьев более нагруженного червячного колеса тихоходной ступени. Диапазоны передаточных чисел червячно-червячных передач (рис. 1, д)  $u_{\text{р}} = 42,25 \dots 3600$ , цилиндрическо – червячных (рис. 1, е) –  $u_{\text{р}} = 14,6 \dots 480$ .

В червячно-червячных редукторах общее передаточное число распределяют по ступеням примерно одинаково, несколько меньшее значение принимают для быстроходной пары, что обеспечивает наиболее оптимальную компоновку редуктора (т.к. получается  $a_{\text{в}} \approx 0,5 a_{\text{вт}}$ ). Быстроходную пару обычно выполняют с верхним расположением червяка, тихоходную – с нижним.

Передаточное число быстроходной цилиндрической пары  $u_{\text{б}}$  в цилиндрическо – червячном редукторе принимают не более 6 (оптимальные

значения  $u_B = 1,6 \dots 3,15$ ). Цилиндрическо – червячные редукторы отличаются компактностью и меньшими скоростями скольжения в червячной паре. В отличие от цилиндрическо – червячных червячно – цилиндрические редукторы (рис. 1 ж,з) обладают более высоким КПД и имеют меньшие размеры червячного колеса, что обеспечивает экономию цветных металлов

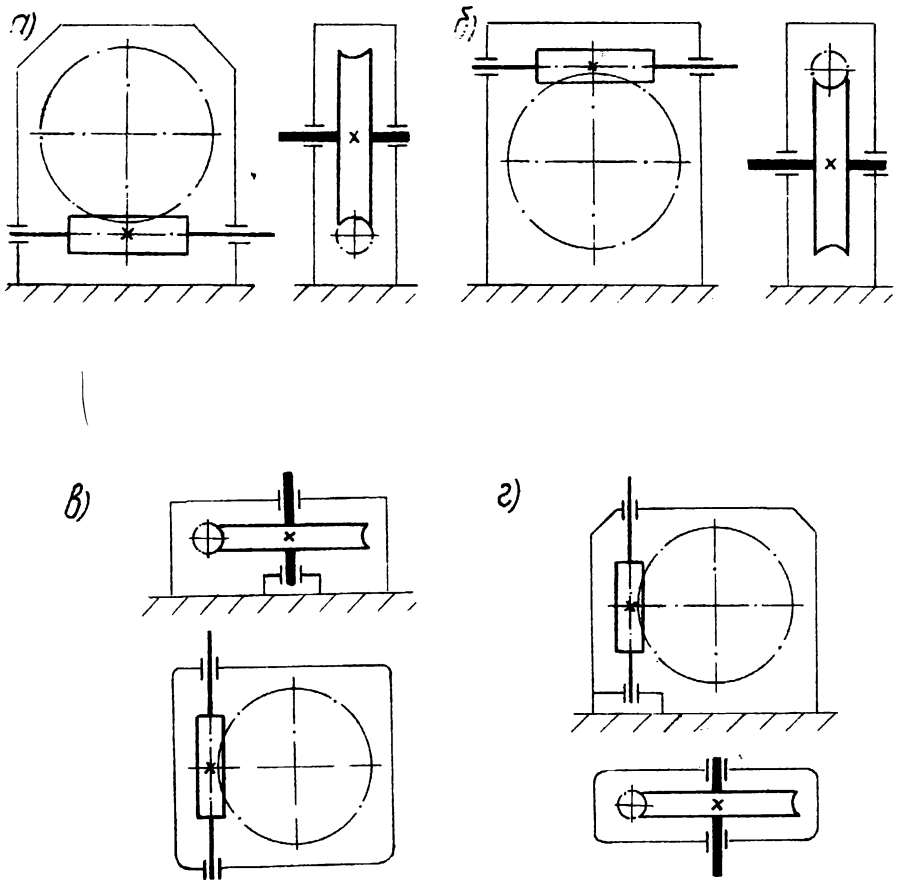


Рис.1

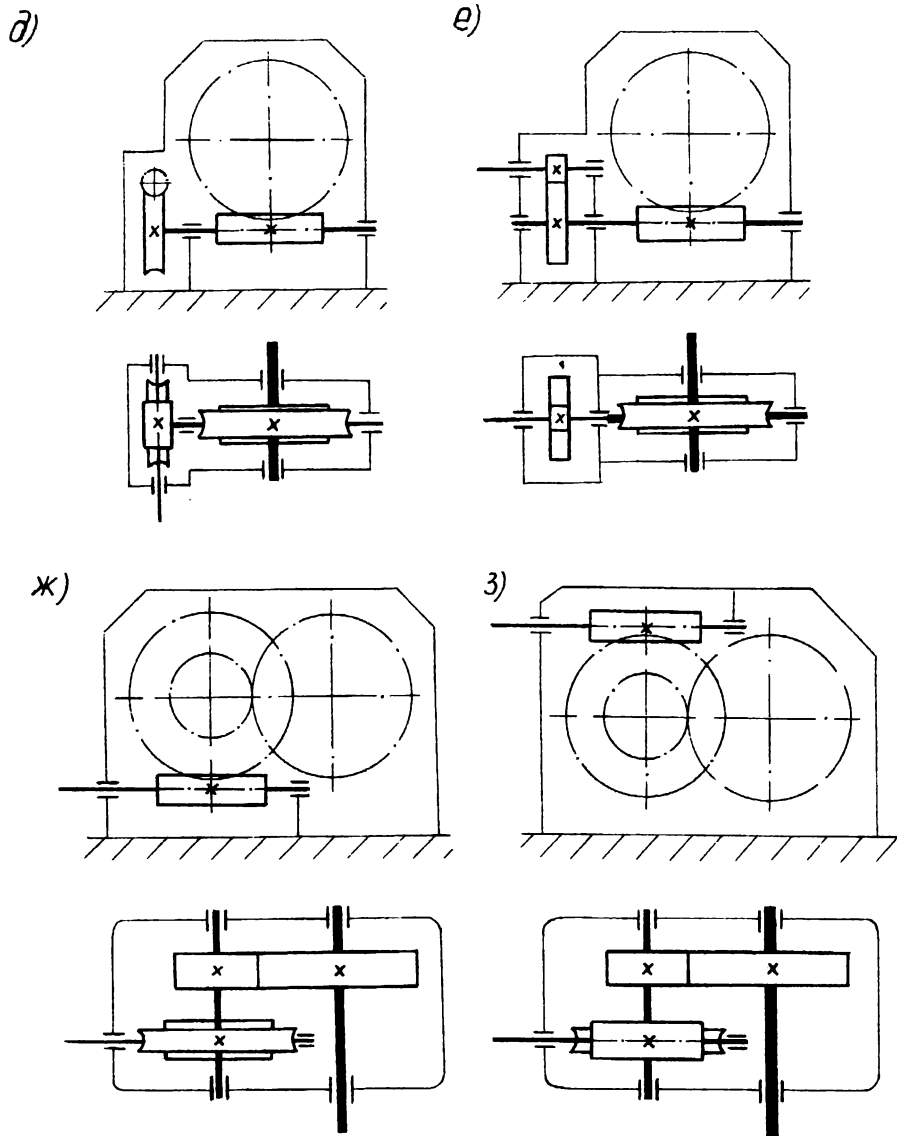


Рис.1 Продолжение

(бронзы) при изготовлении венца. Червячно – цилиндрические редукторы обеспечивают реализацию передаточных чисел в диапазоне 14,6...480.

Червячная пара состоит из червяка и червячного колеса.

По форме поверхности, на которой выполняются витки, различают червяки цилиндрические (рис. 2,а) и глобоидные (рис. 2.б). У первых витки нарезаны

на цилиндре, у вторых на глобоиде (торе). Наиболее распространены цилиндрические червяки. Червячные передачи с глобоидным червяком обеспечивают более высокую нагрузочную способность (приблизительно в 1,5 раза) в сравнении с цилиндрическим червяком, однако изготовление и сборка их значительно сложнее. К тому же глобоидные передачи очень чувствительны к износу подшипников и деформациям, а также могут перегреваться ввиду малых габаритов. Указанные недостатки ограничивают применение глобоидных передач. Цилиндрические червяки имеют в осевом сечении трапецеидальный (рис. 4, а), выпуклый (рис. 4, б) или вогнутый (рис. 4, в) профиль, а в торцовом сечении (т.е. в сечении плоскостью, перпендикулярной к оси червяка) могут иметь три различные формы винтовой поверхности витков.

Червяк, в торцовом сечении которого винтовая поверхность даёт архимедову спираль (рис. 3, а), называют архимедовым и обозначают  $ZA$  (обозначение здесь и далее приняты по ГОСТ 18498 – 89). В осевом сечении архимедов червяк имеет трапецеидальный профиль витка (рис. 3, а) и представляет собой обычный ходовой винт с трапецеидальной резьбой. Архимедов червяк может быть нарезан на обычных токарных и резьбонарезных станках. При этом резец устанавливают так, чтобы его режущие кромки лежали в осевой плоскости червяка (установка двустороннего резца с прямолинейным профилем показана на рис. 3,а). Двусторонний резец используют только для нарезания червяков с малым углом подъёма линии витка  $\gamma$  вследствие различия условий резания по левой и правой сторонам. Для чистового нарезания червяков  $ZA$  при  $\gamma \leq 10$  рекомендуется раздельная обработка левой и правой сторон витка односторонними резцами. Возможна также поочерёдная обработка обеих сторон впадин одним резцом путём разворота червяка. Шлифование архимедовых червяков затруднено, поэтому их используют при твёрдости  $H_v \leq 350$  HB, когда шлифование не требуется.

Конволютный червяк  $ZN$  (ГОСТ 18498 – 89 предусматривает  $ZN1$ ,  $ZN2$  и  $ZN3$ ) в осевом сечении имеет выпуклый профиль (рис. 3, б), в нормальном сечении к винтовой линии (см. сечение А–А на рис. 3, б) – прямолинейный, а в торцовом сечении имеет профиль удлиненной или укороченной эвольвенты (рис. 3, б). Конволютные червяки используют при  $\gamma \geq 8$ . Установка резца при нарезании конволютного червяка показана на рис. 3, б. Шлифование конволютных червяков затруднено, так как требуется специальное профилирование шлифовального круга. Часто конволютные червяки шлифуют конусными кругами с прямолинейной образующей на обычных резьбошлифовальных станках. В результате получается нелинейчатая боковая поверхность витка, весьма близкая к поверхности конволютного червяка. Для того, чтобы получить правильное зацепление, червячные фрезы для нарезания червячных колёс шлифуют тем же способом. Нелинейчатые червяки, полученные шлифованием конусным кругом, обозначают  $ZK1$ .

Эвольвентный червяк  $ZI$  в осевом сечении имеет выпуклый профиль (рис. 4, б), а в торцовом сечении профиль витка очерчен эвольвентой (рис. 3, в).

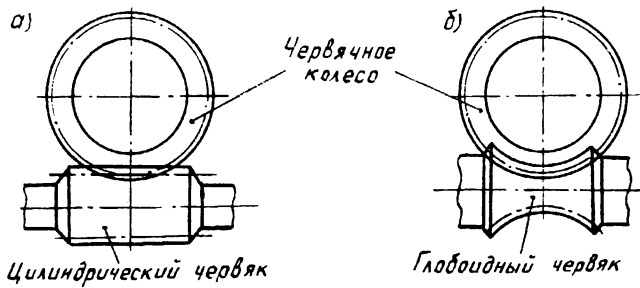


Рис. 2

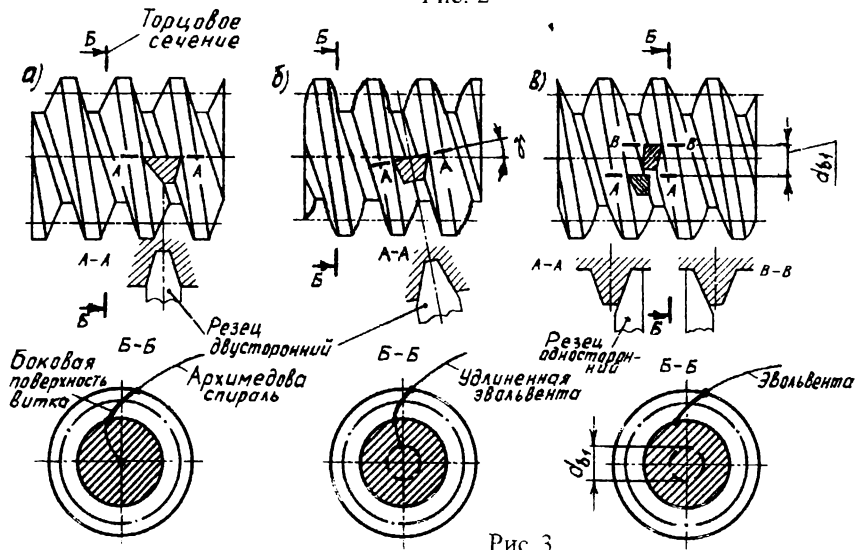


Рис. 3

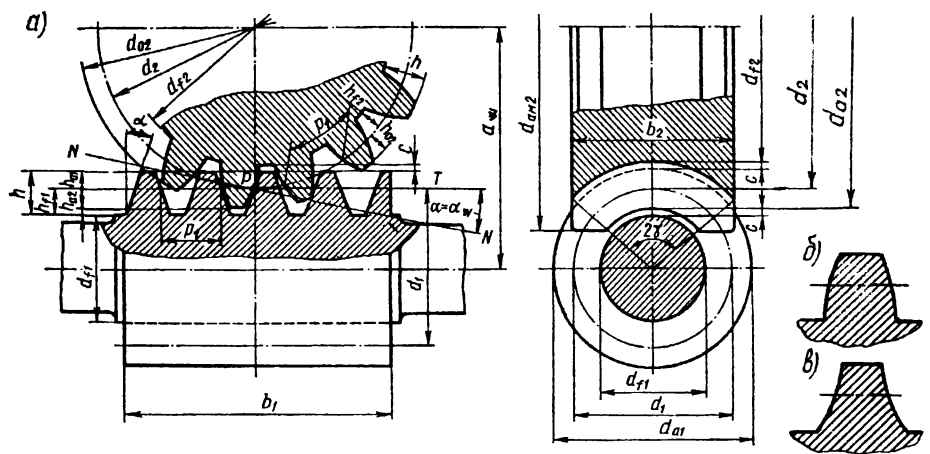


Рис. 4



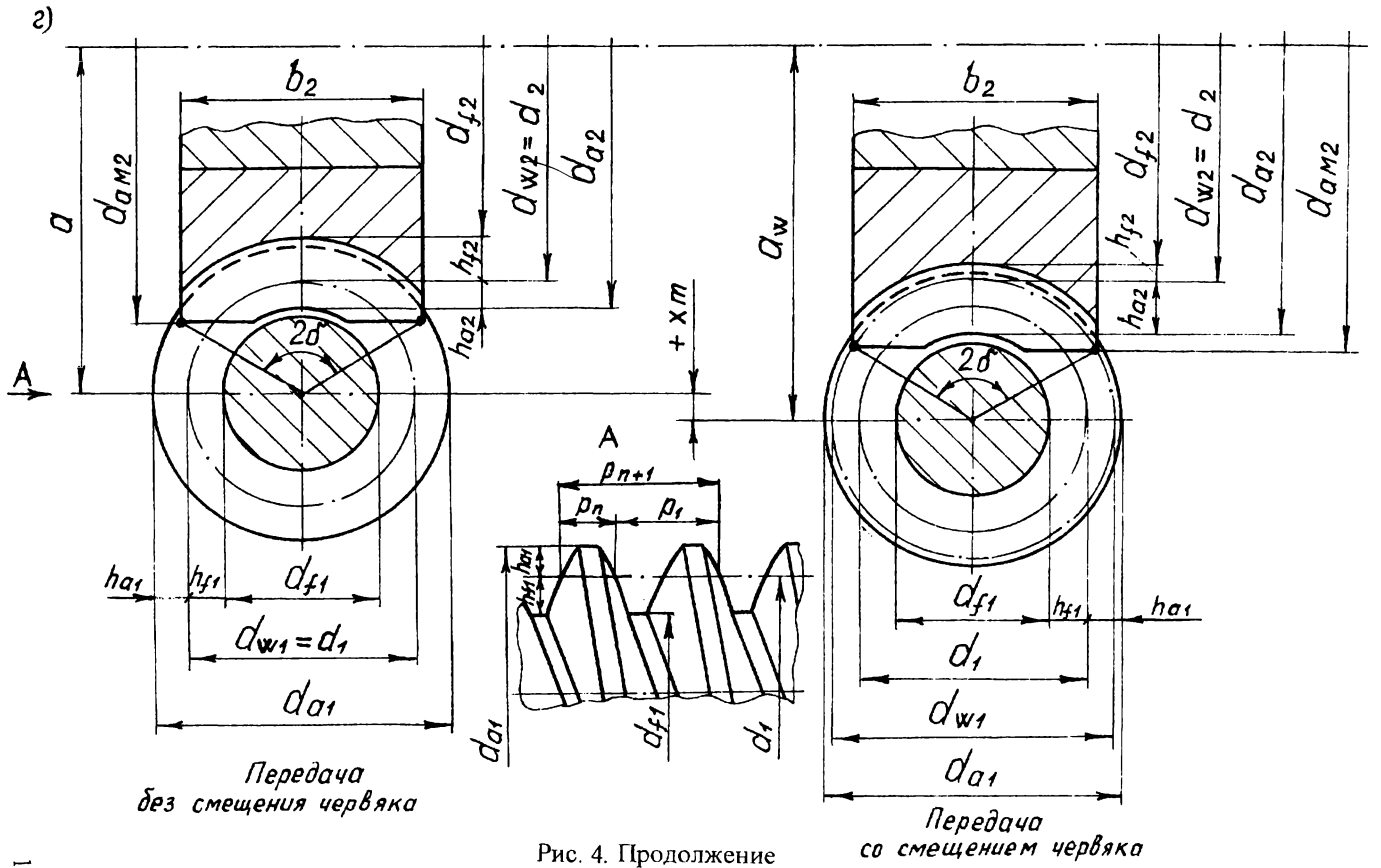


Рис. 4. Продолжение

При нарезании эвольвентного червяка  $ZI$  резцы устанавливают таким образом, чтобы горизонтальная плоскость, проходящая через режущую кромку, была касательной к основному цилиндру диаметром  $d_{b1}$  (на рис. 3, в горизонтальная плоскость совпадает с секущей А–А или В–В). Следует отметить, что в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру, эвольвентный червяк имеет прямолинейный профиль, что даёт возможность шлифовать витки плоской стороной круга на специальных червячно – шлифовальных станках. По этой причине все высокотвёрдые шлифуемые червяки ( $H \geq 45 HRC_3$ ) обычно выполняют эвольвентными.

В настоящее время получают распространение цилиндрические червяки с вогнутым профилем (см. рис. 4, в). Лучшие условия для образования масляного клина, а также большие приведенные радиусы кривизны обеспечивают повышение их несущей способности на 30–60% в сравнении с прямолинейным или выпуклым профилем. Эти червяки обозначают  $ZT$ .

Кроме резцов для нарезания витков червяков используют дисковые фрезы, а также накатывают витки на специальных роликовых накатных станках.

В соответствии с ГОСТ 19036 – 94 в червячных передачах стандартный угол профиля витка  $\alpha$  (см. рис. 4, а) принят равным  $20^\circ$  (для архимедовых червяков – в осевом сечении; для конволютных – в нормальном сечении витка; для эвольвентных – в нормальном сечении косозубой рейки, сцепляющейся с червяком; для нелинейчатых – угол профиля конической производящей поверхности). Конструкции валов червяков приведены на рис. 5.

Червячные колёса нарезают червячными фрезами, представляющими копию червяка, с которым нарезаемое колесо будет зацепляться. При нарезании фреза и заготовка совершают такое же взаимное движение как и при работе червячной пары.

Минимальное число зубьев червячного колеса для силовых передач принимают  $z_{2min} = 26 \dots 28$ . Оптимальным является  $z_2 = 32 \dots 63$  (не более 80). В приводах столов большого диаметра  $z_2$  доходит до 300 (иногда до 1000).

Червячные колёса обычно выполняют составными: центр – из чугуна или стали, венец – из бронзы (иногда латуни).

При единичном или мелкосерийном производстве при  $d_{aM2} < 300$  мм венец колеса соединяют с центром посадкой с натягом (рис. 6, а, б).

При  $d_{aM2} \geq 300$  мм допускается крепление венца к центру осуществлять болтами, поставленными без зазора (рис. 6, в). Центрирование по диаметру  $D$  рекомендуется по переходной посадке (например,  $H7/J_6$ ). Особое внимание в данной конструкции следует обратить на надёжное стопорение гайки от самоотвинчивания.

При годовом выпуске более 100 штук (серийное производство) широкое применение получили червячные колёса с наплавленным венцом (рис. 7). Технология изготовления таких колёс следующая: центр червячного колеса предварительно нагревают до температуры  $700 \dots 800^\circ\text{C}$ . После этого центр

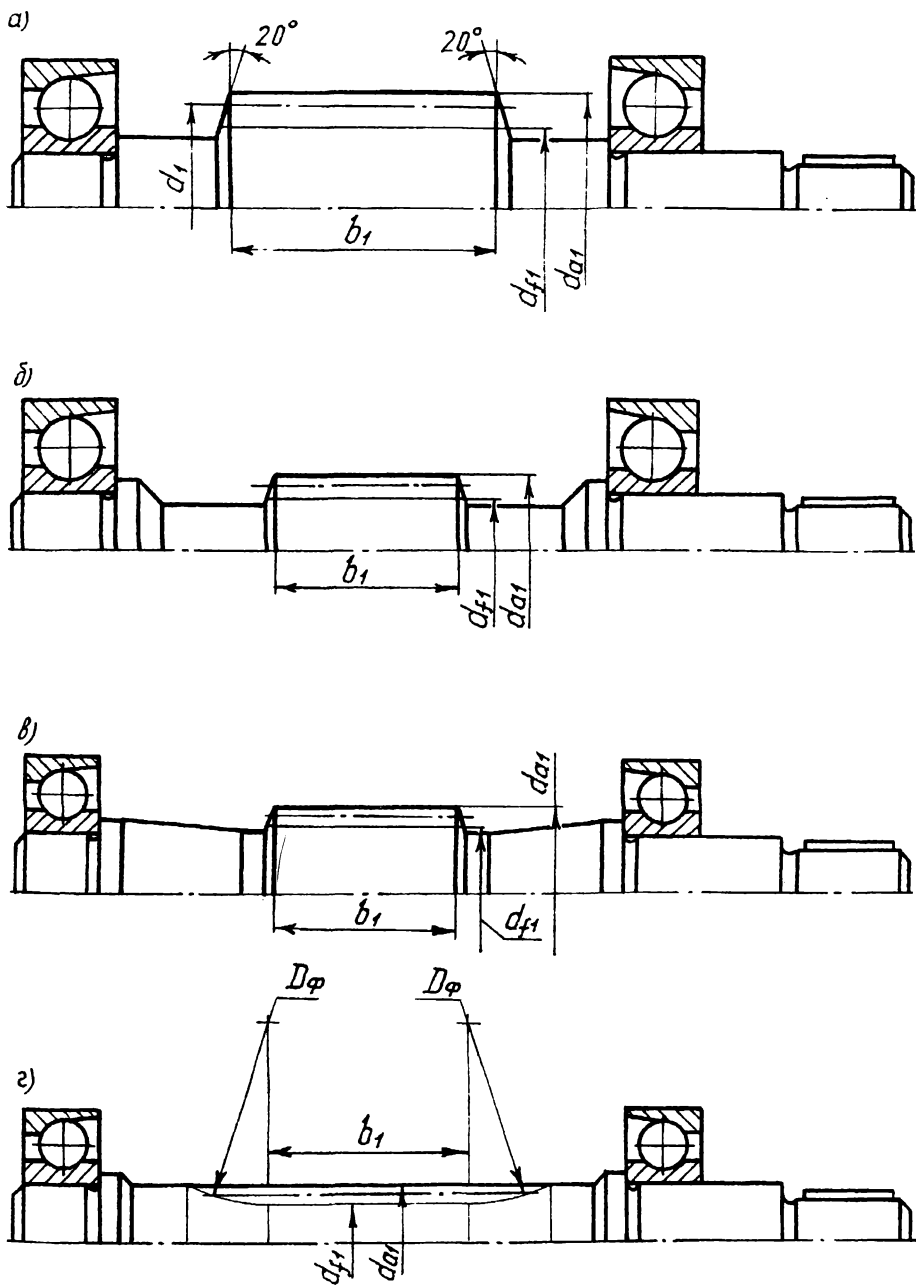


Рис. 5

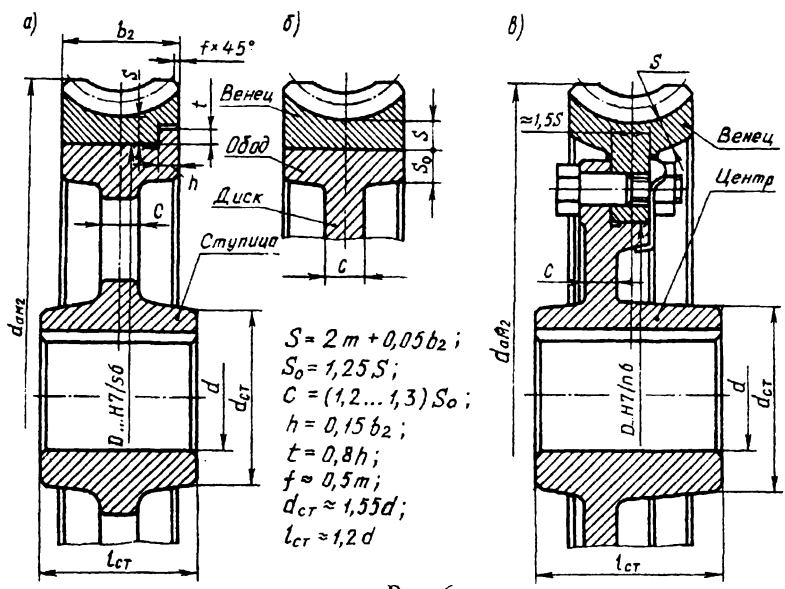


Рис. 6

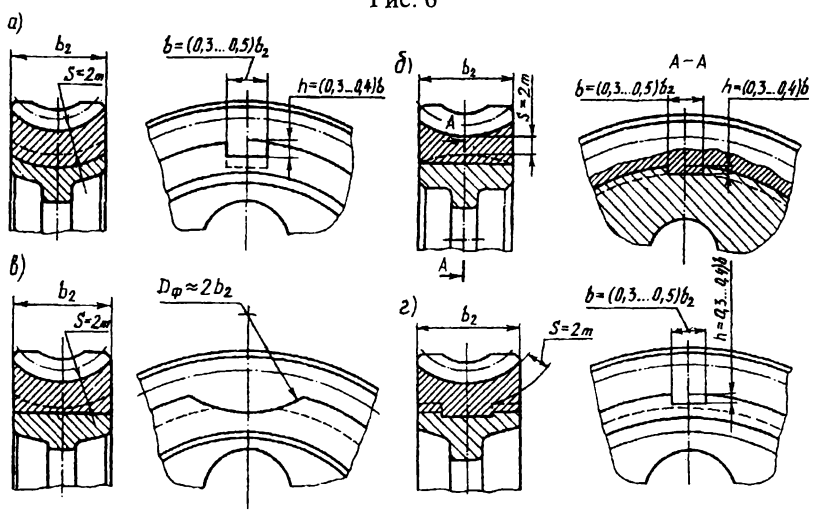


Рис. 7

заливают расплавленной бронзой. Для более надёжного соединения наплавленного венца с центром после остывания на обод центра предусматривают углубления или выступы, воспринимающие в процессе работы червячной передачи окружную  $F_{t2}$  и осевую  $F_{a2}$  силы, возникающие в зацеплении.

После заливки венца и остывания червячного колеса выполняют механическую обработку и нарезание зубьев.

По виду обода и диска, связывающего обод центра со ступицей, червячные колёса могут быть:

а) с симметрично расположенным диском, выполненным с отверстиями (рис. 6,а) или без отверстий (рис. 6, б);

б) с несимметрично расположенным диском (рис. 6, в);

в) со сплошным центром (толщина диска равна ширине обода, см. рис. 9, а); они обладают наибольшей жёсткостью, но в то же время являются наиболее металлоёмкими и получили распространение лишь в малогабаритных редукторах или в редукторах средних размеров при индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Конструктивные исполнения червяков и червячных колёс и их установку в различных червячных передачах см. рис. 8...14.

В зависимости от расположения опор вала червячного колеса подшипники устанавливают либо на валу (рис. 8,9,12,а,14), либо для этого предусматривают специальные шейки на ступице колеса (рис 12,в), в основном в редукторах с полым тихоходным (выходным) валом.

С целью обеспечения заданных расчётных параметров червячная пара в процессе сборки подвергается двум регулировкам обеспечивающим:

а) заданные зазоры в подшипниковых узлах червяка и червячного колеса;

б) расположение оси червяка строго в средней плоскости червячного колеса.

В зависимости от конструкции подшипникового узла обеспечение заданных зазоров в подшипниках проводится либо с помощью набора тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланцы привёртных крышек, либо посредством регулировочных винтов, вворачиваемых в закладные крышки или установкой круглых шлицевых гаек, используемых совместно с многолапчатой стопорной шайбой.

Совпадение оси червяка со средней плоскостью червячного колеса регулируют по пятну контакта. Для этого на боковые поверхности двух рядом расположенных зубьев червячного колеса (или двух рядом расположенных впадин) наносят тонкий слой краски и дают вращение червяку, обеспечивая 5...15 оборотов червячного колеса. После этого проверяют пятно на трёх или четырёх контрольных зубьях. Оптимальным считается такое положение червячного колеса, при котором пятно контакта проходит через среднюю плоскость колеса с тенденцией сдвига его в зону выхода из зацепления (рис. 9, а, б). Выход пятна на боковые кромки зубьев (рис. 9, в, г) является недопустимым. Регулировка по пятну контакта широко используется в индивидуальном и мелкосерийном производстве и требует значительных затрат

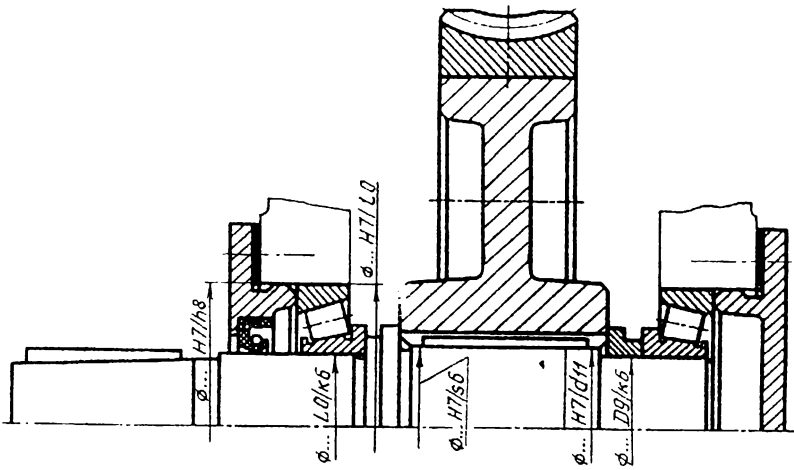
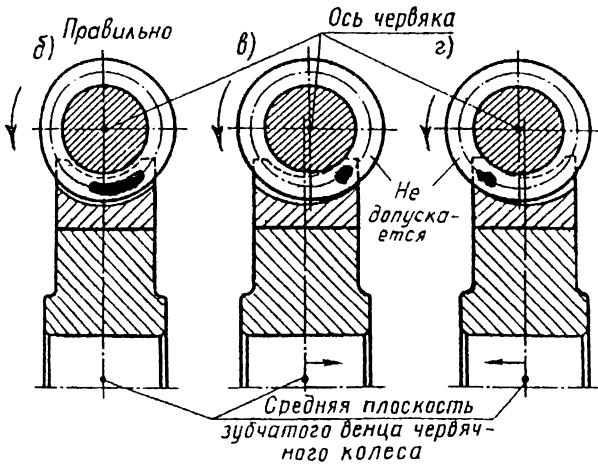
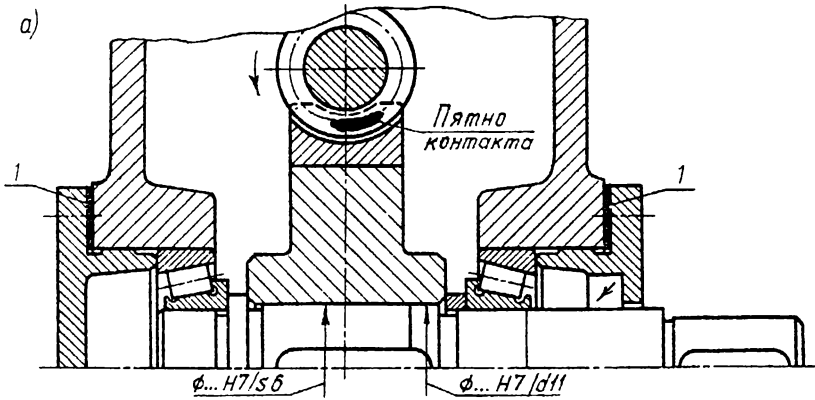


Рис. 8



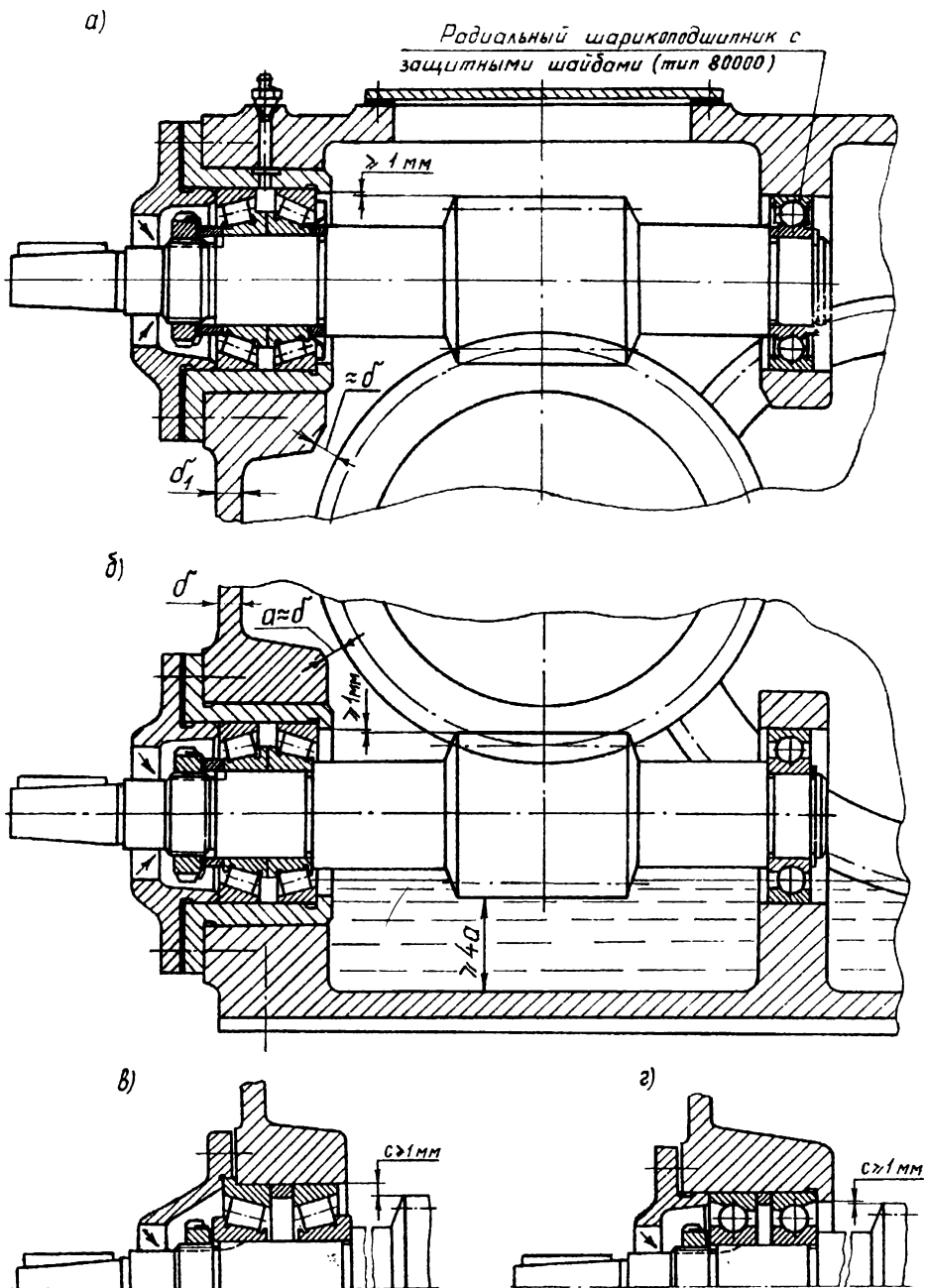


Рис. 10

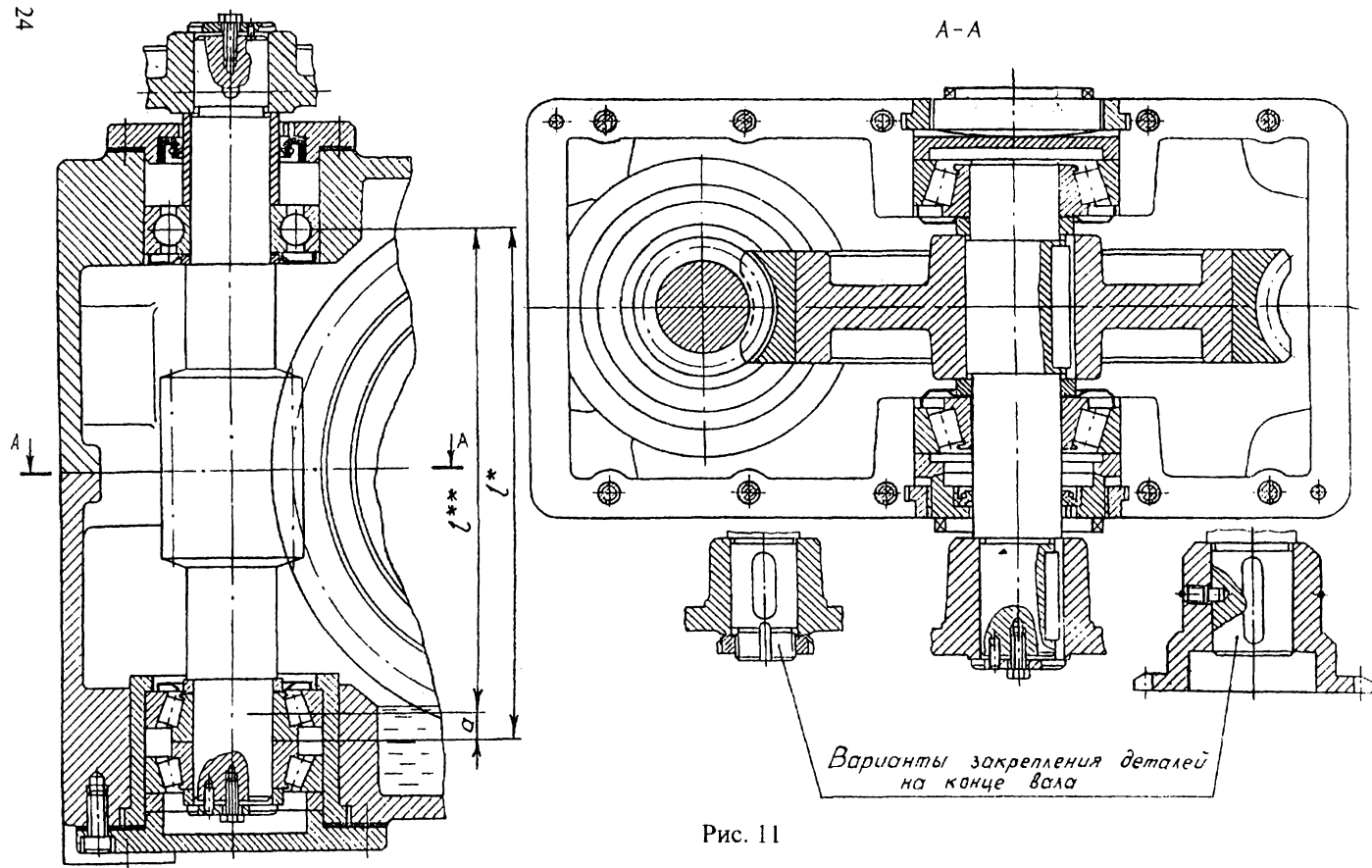
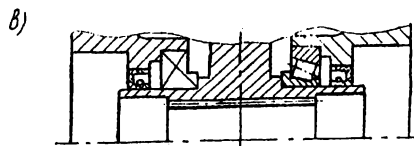
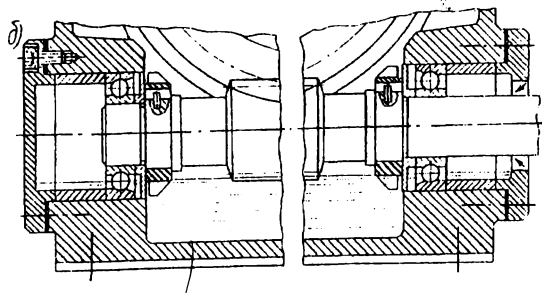
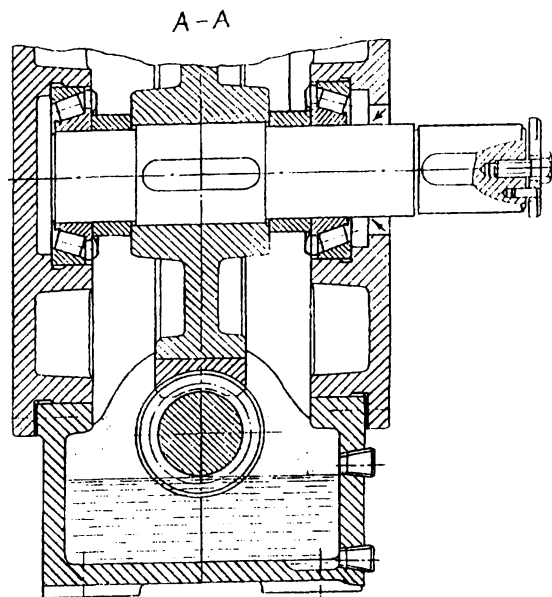
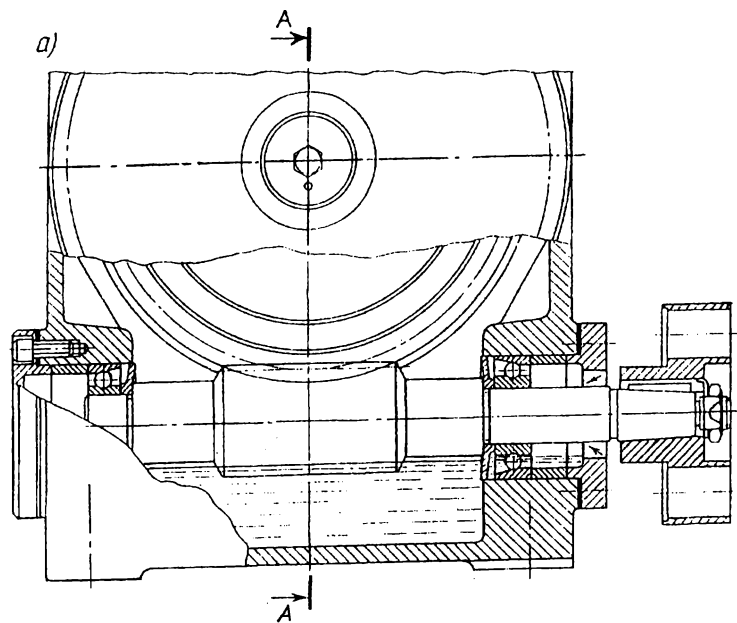


Рис. 11





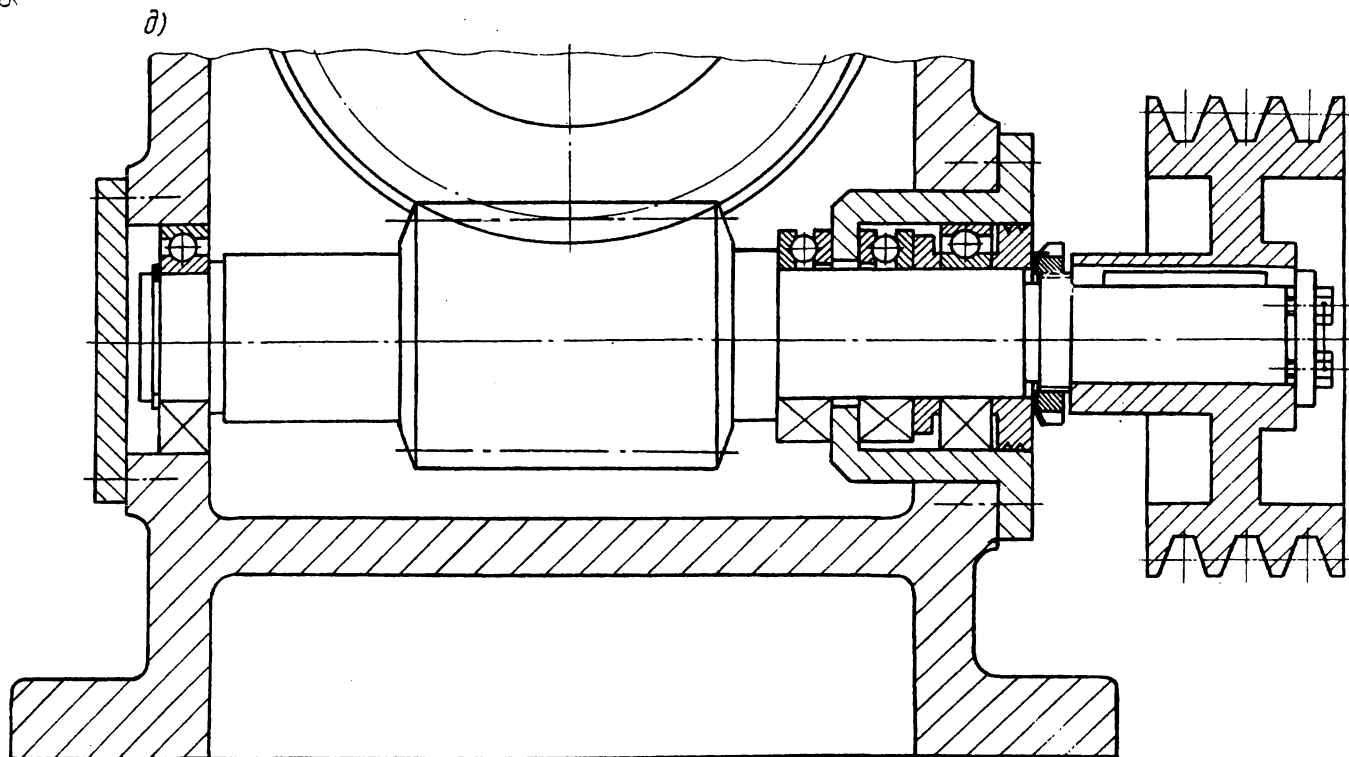


Рис. 13

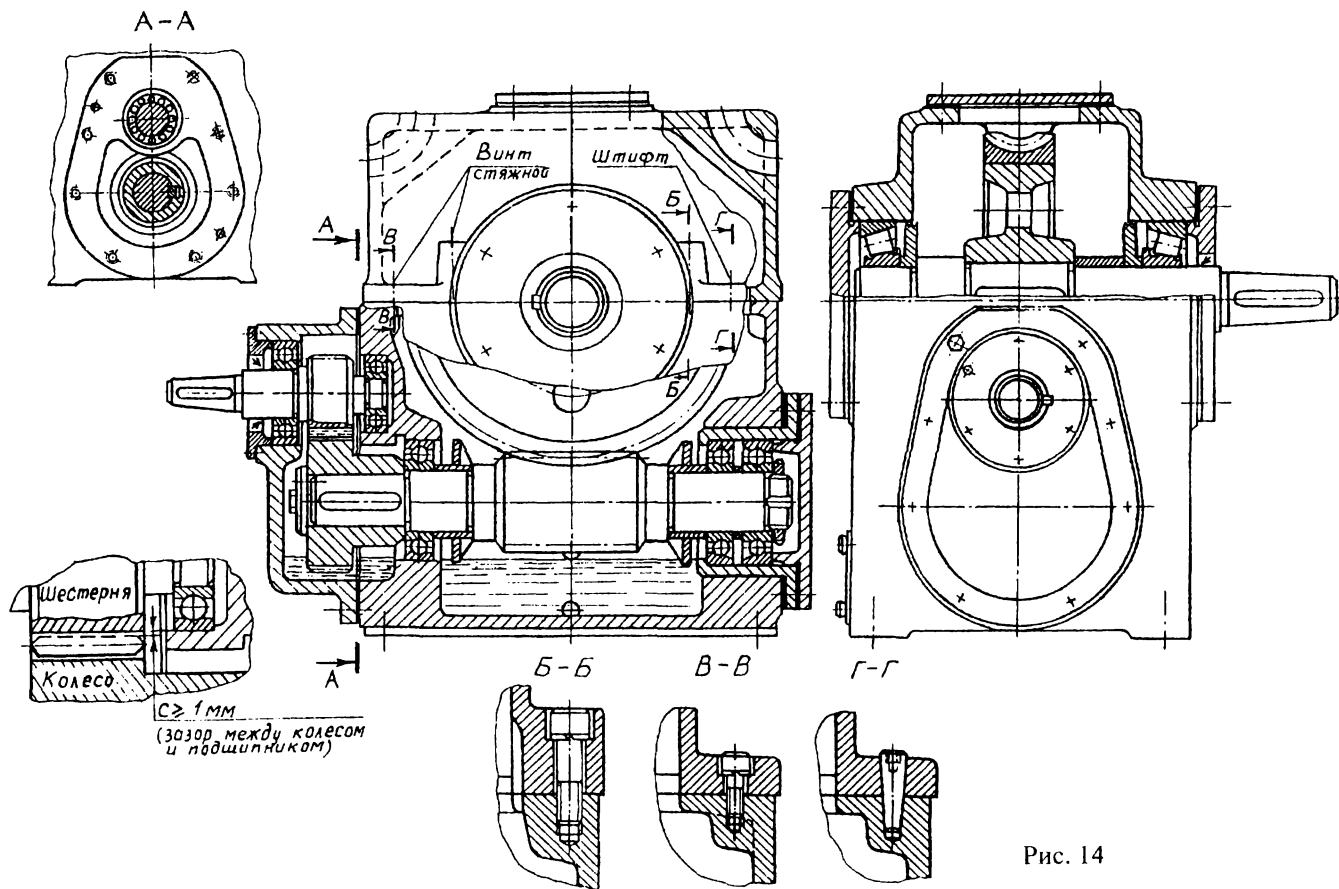


Рис. 14

времени. В крупносерийном производстве такая регулировка производится на специальных стапелях.

#### 4. КОНСТРУКЦИЯ И ОПИСАНИЕ РЕДУКТОРА ТИПА 2Ч

Редукторы червячные одноступенчатые универсальные типа 2Ч обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу 27...230 Н·м в диапазоне передаточных чисел 8..80.

Конструкция редуктора представлена на рис. 15 и 16.

Обрешенный корпус 1 редуктора (см. рис.16), отлитый из алюминиевого сплава, выполнен неразъемным. В нём установлены червячный вал 2 и червячное колесо 3 с тихоходным валом. Конические роликоподшипники червячного вала установлены в корпусе редуктора, червячного колеса – в крышке 5.

Корпус 1 закрыт съемной крышкой 6, которая позволяет монтировать червячное колесо. При этом червячный вал 2 с подшипниками предварительно должен быть установлен в корпусе 1.

В корпусе редуктора предусмотрены четыре сквозных отверстия для крепления лап 7 шпильками 8, что позволяет при помощи одних и тех же лап менять пространственное положение редуктора. Лапы изготавливают из прокатной угловой неравнобокой стали.

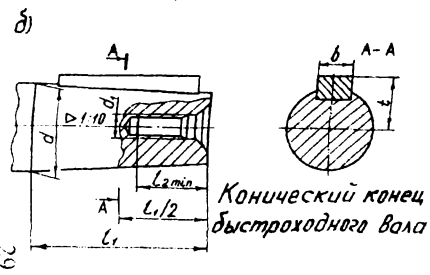
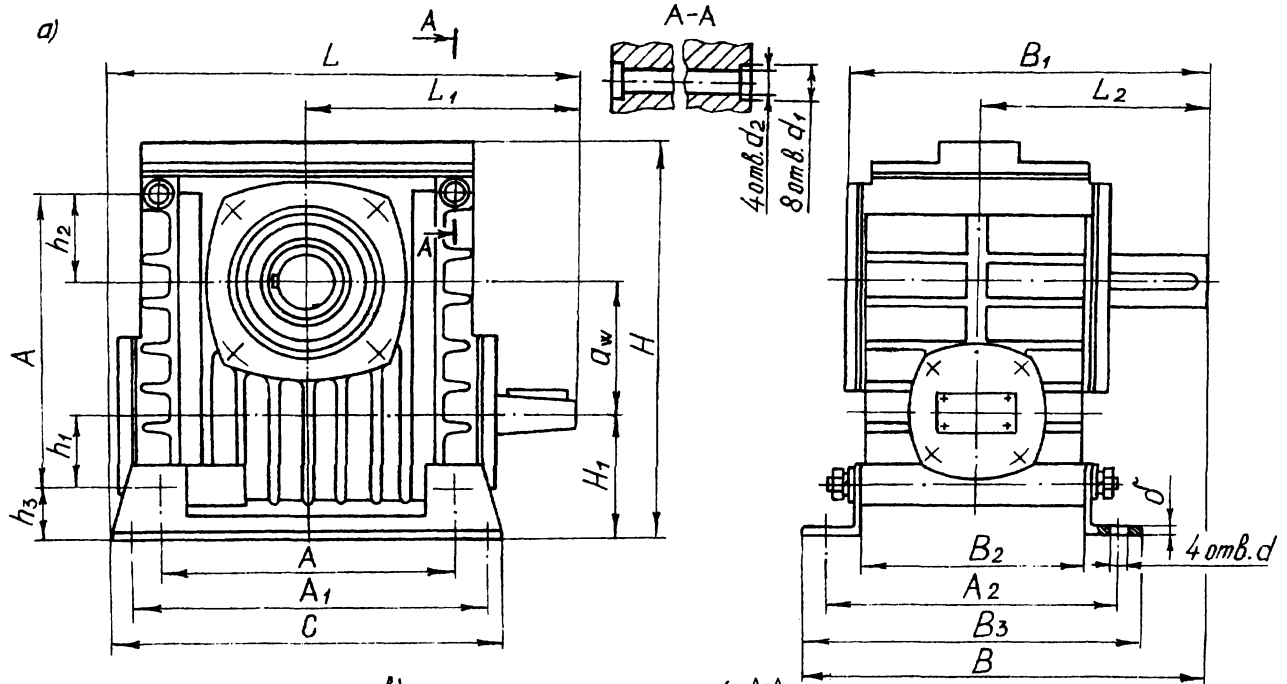
Червячный вал 2 выполнен из легированной стали. Витки червяка подвергнуты закалке до твердости  $H_{T1}=50...55HRC_{э}$ , с последующим шлифованием и полированием. Венец червячного колеса изготовлен из оловяно – фосфористой бронзы и залит на центр. Центр выполнен из углеродистой стали и является одновременно полым валом с внутренними эвольвентными шлицами (ГОСТ 6033 – 80). Тихоходный вал 4 редуктора имеет наружные эвольвентные шлицы, посредством которых обеспечивается соединение вала со ступицей червячного колеса. Центрирование вала осуществляется по наружному диаметру шлиц. Редуктор может использоваться без вала 4 (насадное исполнение).

Регулировка конических роликоподшипников быстроходного и тихоходного валов осуществляется набором металлических прокладок 9,10 устанавливаемых между крышками и корпусом редуктора. Осевой люфт подшипников редуктора 2Ч–80 составляет: червячного вала – 0,04...0,07 мм, вала колеса – 0,05...0,10 мм.

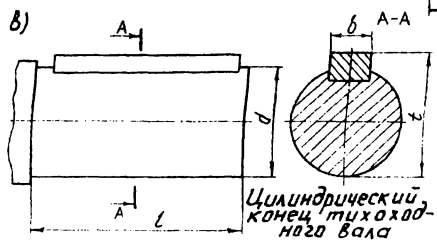
Выходные концы валов уплотнены манжетами 11 и 12.

Смазка редуктора картерная. Уровень масла контролируется маслоуказателем 13, который одновременно выполняет роль отдушины. Резьбовое отверстие под маслоуказатель используется для заливки масла. Слив масла производится через сливное резьбовое отверстие в нижней части корпуса, закрываемое пробкой 14.

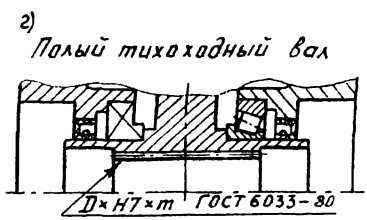
При изменении положения редуктора в пространстве меняется также расположение маслоуказателя 13 и пробки сливного отверстия 14.



Конический конец  
быстроходного вала



Цилиндрический  
конец тихоходного вала



Полый тихоходный вал

Рис. 15

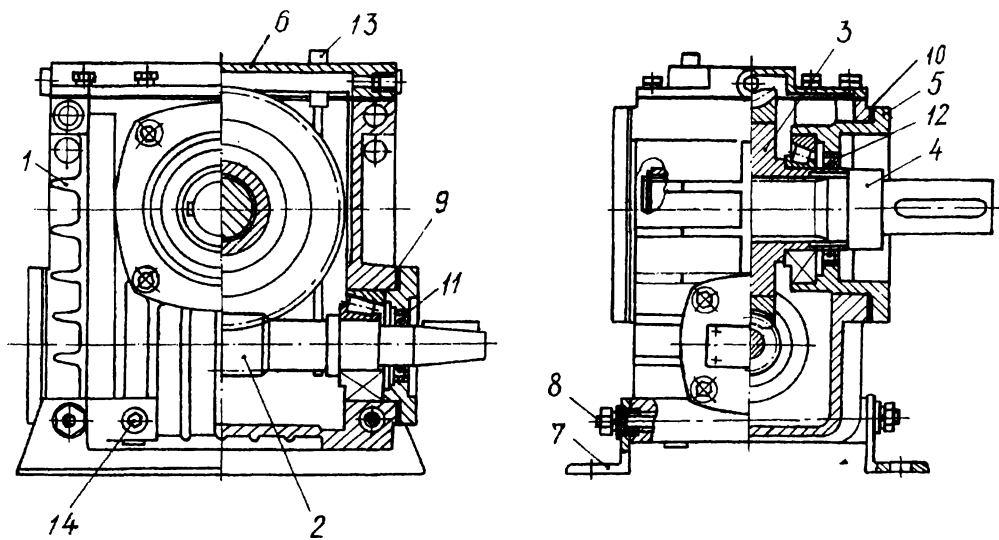


Рис. 16:

1 – корпус; 2 – червяк; 3 – червячное колесо; 4 – тихоходный вал; 5 – крышка; 6 – съёмная крышка; 7 – лапа; 8 – шпилька; 9,10 – набор регулировочных прокладок; 11,12 – манжеты; 13 – маслоуказатель; 14 – пробка сливного отверстия

## 5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 5.1. Достоинства и недостатки червячной передачи.
- 5.2. Виды червяков и их конструктивные исполнения.
- 5.3. Особенности конструкции червячных колёс.
- 5.4. Схемы установки червяков и их конструктивные исполнения в редукторах с червячной передачей.
- 5.5. Виды регулировок в червячной передаче.
- 5.6. Материалы червяков и червячных колёс.
- 5.7. Какие размеры редуктора относятся к габаритным и присоединительным?
- 5.8. Как определить передаточное число червячной передачи?
- 5.9. Как определить диаметры делительных окружностей червяка  $d_1$  и червячного колеса  $d_2$ ?
- 5.10. Как называются параметры  $p$ ,  $m$  и  $q$ ?
- 5.11. В чём заключается отличие параметров червячной передачи без смещения и выполненной со смещением?
- 5.12. Критерии работоспособности и расчёта червячной передачи.
- 5.13. Как рассчитывается КПД червячной передачи?
- 5.14. С какой целью выполняется тепловой расчёт червячной передачи?
- 5.15. Какие выводы относительно работоспособности изучаемого редуктора при заданной нагрузке сделаны Вами на основании выполненных проверочных расчётов?

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1998.
2. Скойбеда А. Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н. Н. Детали машин и основы конструирования. – Мн.: Высш. шк., 2000.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Исходные данные для проверочных расчётов червячной передачи (редуктора)

№ задания	Частота вращения быстроходного (входного) вала редуктора $n_B$ , об/мин	Вращающий момент на тихоходном (выходном) валу редуктора $T_T$ , Н м	Расчётный срок службы передачи $L_h$ , часы	Типовой режим нагружения	Кратковременная перегрузка $K_{\pi} = \frac{T_{\text{выск}}}{T}$
1	2	3	4	5	6
1	2800	100	$12 \cdot 10^3$	0	1,3
2	1440	300	$14 \cdot 10^3$	1	1,5
3	980	105	$16 \cdot 10^3$	2	1,7
4	712	115	$18 \cdot 10^3$	3	1,9
5	2925	480	$20 \cdot 10^3$	4	1,3
6	1357	350	$12 \cdot 10^3$	5	1,5
7	925	305	$14 \cdot 10^3$	0	1,7
8	695	152	$16 \cdot 10^3$	1	1,9
9	2919	200	$13 \cdot 10^3$	2	1,3
10	1432	260	$15 \cdot 10^3$	3	1,5
11	950	205	$19 \cdot 10^3$	4	1,7
12	709	246	$11 \cdot 10^3$	5	1,9
13	2910	140	$12 \cdot 10^3$	0	1,4
14	1400	180	$13 \cdot 10^3$	1	1,6
15	945	265	$14 \cdot 10^3$	2	1,8
16	716	167	$15 \cdot 10^3$	3	1,3
17	2300	300	$16 \cdot 10^3$	4	1,5
18	1455	150	$17 \cdot 10^3$	5	1,7
19	920	165	$18 \cdot 10^3$	0	1,9
20	700	194	$19 \cdot 10^3$	1	1,4
21	2800	360	$20 \cdot 10^3$	2	1,6
22	1410	160	$11 \cdot 10^3$	3	1,8
23	950	405	$12 \cdot 10^3$	4	1,3
24	716	272	$13 \cdot 10^3$	5	1,5
25	2925	260	$14 \cdot 10^3$	0	1,7
26	1357	100	$15 \cdot 10^3$	1	1,9
27	945	345	$16 \cdot 10^3$	2	1,4
28	731	283	$17 \cdot 10^3$	3	1,6
29	2910	160	$18 \cdot 10^3$	4	1,8
30	1345	290	$19 \cdot 10^3$	5	1,3
31	915	225	$20 \cdot 10^3$	0	1,5



Продолжение табл.1

1	2	3	4	5	6
32	712	135	$11 \cdot 10^3$	1	1,7
33	2800	320	$13 \cdot 10^3$	2	1,9
34	1400	120	$15 \cdot 10^3$	3	1,4
35	920	185	$17 \cdot 10^3$	4	1,6
36	727	173	$19 \cdot 10^3$	5	1,8
37	2910	240	$10 \cdot 10^3$	0	1,3
38	1447	190	$12 \cdot 10^3$	1	1,5
39	920	145	$14 \cdot 10^3$	2	1,7
40	712	411	$16 \cdot 10^3$	3	1,9
41	2910	400	$18 \cdot 10^3$	4	1,4
42	1455	270	$20 \cdot 10^3$	5	1,6
43	960	125	$10 \cdot 10^3$	0	1,8
44	731	228	$11 \cdot 10^3$	1	1,3
45	2919	380	$14 \cdot 10^3$	2	1,5
46	1462	230	$16 \cdot 10^3$	3	1,7
47	- 945	- 325	- $18 \cdot 10^3$	- 4	1,9
48	709	394	$20 \cdot 10^3$	5	1,4
49	2910	420	$17 \cdot 10^3$	0	1,6
50	1440	220	$15 \cdot 10^3$	1	1,8
51	915	365	$13 \cdot 10^3$	2	1,3
52	712	95	$11 \cdot 10^3$	3	1,5
53	2000	120	$12 \cdot 10^3$	4	1,7
54	1462	210	$14 \cdot 10^3$	5	1,9
55	960	385	$16 \cdot 10^3$	0	1,4
56	727	402	$18 \cdot 10^3$	1	1,6
57	2919	440	$20 \cdot 10^3$	2	1,8
58	1440	320	$13 \cdot 10^3$	3	1,3
59	920	285	$15 \cdot 10^3$	4	1,5
60	709	214	$17 \cdot 10^3$	5	1,7
61	2800	180	$19 \cdot 10^3$	0	1,9
62	1470	130	$10 \cdot 10^3$	1	1,4
63	920	245	$12 \cdot 10^3$	2	1,6
64	716	148	$14 \cdot 10^3$	3	1,8
65	2925	220	$16 \cdot 10^3$	4	1,3
66	1462	380	$18 \cdot 10^3$	5	1,5
67	950	135	$20 \cdot 10^3$	0	1,7
68	712	148	$11 \cdot 10^3$	1	1,9
69	2800	180	$13 \cdot 10^3$	2	1,4
70	1447	240	$15 \cdot 10^3$	3	1,6
71	980	155	$17 \cdot 10^3$	4	1,8
72	731	182	$19 \cdot 10^3$	5	1,3

Таблица 2

## Материалы венцов червячных колес

Материал	Марка	Способ Отлив- ки	$\sigma_B$	$\sigma_T$	Скорость скольжения $V_S$ , м/с
			МПа		
Бронза оловянная	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	5...25
	БрС10Ф1	К	275	200	5...12
		П	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	5...8
		П	145	80	
Бронза безоловянная	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	≤ 5
		К	650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
		П	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245	
		К	500	230	
		П	425	195	

**Примечания:**

1. Способы отливки : Ц – центробежный; К – в кокиль; П – в песок.
2. Химический состав материалов: О – олово; Н – никель; Ф – фосфор; Ц – цинк; А – алюминий; Ж – железо; Мц – марганец; Л – литейная. Цифры указывают среднее содержание составных элементов в % , остальное медь.
3. Кроме бронзы для венцов червячных колес используют латунь (например, ЛЦ23А6Ж3Мц2) при  $V_S = 2...5$  м/с, а в передачах с ручным приводом при  $V_S < 2$  м/с червячное колесо выполняют из чугуна (например, СЧ18, СЧ15).

## Допускаемые напряжения для червячного колеса

1. Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  (МПа) при расчете передачи на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса (твердость витков сопряженного червяка  $H_1 \geq 45HRC_3$ , витки шлифованы и полированы).

1.1. Материал венца колеса – оловянная бронза

$$[\sigma_H] = 0,9C_V \sigma_B Z_N,$$

где  $C_V$  – коэффициент, учитывающий износ материала:

$V_S, \text{ м/с} \dots \leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_V \dots \dots \dots 1,33$	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Коэффициент  $C_V$  можно также определять по формуле  $C_V = 1,66V_S^{-0,352}$ ;

$\sigma_B$  – см. табл. 1П.35 приложения 1П, МПа;  $Z_N$  – коэффициент долговечности при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$$

При этом должно выполняться условие

$$0,67 \leq Z_N \leq 1,15.$$

Если получилось  $Z_N < 0,67$ , то принимают  $Z_N = 0,67$ ; если получилось  $Z_N \geq 1,15$ , то следует принять  $Z_N = 1,15$ .

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы привода  $L_h$ :

$$N_{HE} = K_{HE} N,$$

где  $K_{HE}$  – коэффициент эквивалентности при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям:

Типовой режим нагружения.....0	1	2	3	4	5
$K_{HE} \dots \dots \dots 1$	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034

$N$  – суммарное число циклов перемены напряжений

$$N = 60n_2L_h,$$

$n_2$  – частота вращения червячного колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы привода, часы.

1.1. Материал венца колеса – безоловянная бронза.

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25V_S,$$

где  $[\sigma_H]_0 = 300 \text{ МПа}$ ;  $V_S$  – м/с.

**Примечание.** Если червяк расположен вне масляной ванны, то независимо от материала венца колеса значение  $[\sigma_H]$  следует уменьшить на 15%.

**2. Допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]$  (МПа) при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе.**

Для материалов венцов из оловянных и безоловянных бронз  $[\sigma_F]$

принимают:

а) передача неререверсивная (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторы и пр.)

$$[\sigma_F] = (0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) \cdot Y_N;$$

б) передача реверсивная (приводы индивидуальные)

$$[\sigma_F] = 0,16\sigma_B Y_N,$$

где  $\sigma_B, \sigma_T$  - МПа (см. табл. 1П.35);  $Y_N$  - коэффициент долговечности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

При этом должно выполняться условие

$$0,54 \leq Y_N \leq 1.$$

Если получилось  $Y_N < 0,54$ , то принимают  $Y_N = 0,54$ ; если получилось  $Y_N > 1$ , то следует принять  $Y_N = 1$ .

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы привода  $L_h$ :

$$N_{FE} = K_{FE} N,$$

где  $K_{FE}$  - коэффициент эквивалентности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

Типовой режим нагружения .....	0	1	2	3	4	5
$K_{FE}$ .....	1	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

$N = 60n_2 L_h$  - см. выше п.1.1.

**3. Предельно допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_{H \max}]$  (МПа) при расчете передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке:**

а) оловянные бронзы

$$[\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T;$$

б) безоловянные бронзы

$$[\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T;$$

**4. Предельно допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_{F \max}]$  (МПа) при расчете передачи на изгибную прочность при кратковременной перегрузке.**

Для оловянных и безоловянных бронз

$$[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T$$

Таблица 4

Рекомендуемые сочетания  $m, q$  и  $z_1$ 

$m, \text{ мм}$	$q$	$z_1$
2	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
2,5	8; 10; 12,5; 16; 20	
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	
4	8; 10; 12,5; 16; 20	
5	8; 10; 12,5; 16; 20	
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
8	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
10	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
12,5	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
16	8; 10; 12,5; 16;	

Таблица 5

Уравнения для определения длины нарезаемой части червяка  $b_1$ 

Коэффициент смещения $x$	Расчетные уравнения при $z_1$	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2) \cdot m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) \cdot m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2) \cdot m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2) \cdot m$

**Примечания:**

- Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при  $m < 10 \text{ мм}$   $b_1$  увеличивают на 25 мм, при  $m = 10 \dots 16 \text{ мм}$  - на 35...40 мм в связи с возможным искажением профиля витка при входе и выходе режущего инструмента.
- При промежуточных значениях  $x$  величину  $b_1$  определяют для двух крайних значений  $x$  рассматриваемого диапазона и в качестве расчетной величины  $b_1$  принимают наибольшее из двух значений.

Вучэбнае выданне  
Складальнік : Санюкевіч Фёдар Міхайлавіч

Метадычныя указанні  
да лабараторнай работы “Вывучэнне  
канструкцыі чарвячнага  
рэдуктара” па курсу “Дэталі машын”

Адказы за выпуск Санюкевіч Ф. М.  
Рэдактар Строкач Т. У.

---

Подписано к печати *20.09.07г.* Формат 60x84/16. Бумага писчая №1. Усл. п.  
л. *2,4*... Уч. издл. *2,5* . Заказ № *502* . Тираж *70* экз. . Отпечатано  
на ризографе Брестского государственного технического университета. 224017,  
г. Брест, ул. Московская, 267