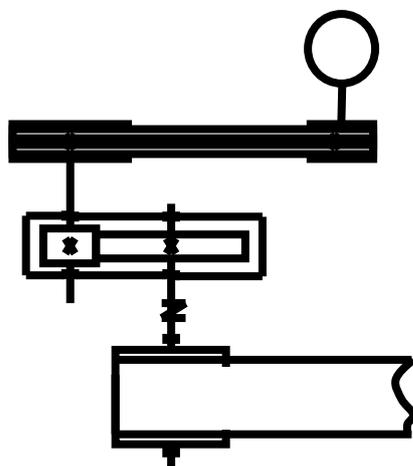


**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**АНДИЖАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ**

Методическое указание для выполнения
курсового проекта по курсу «Детали машин»



АНДИЖАН-2009

«УТВЕРЖДАЮ»

Курс лекций рекомендован к изданию
Учебно - методическим советом Андижанского
инженерно-экономического института

Председатель совета _____ А.Хакимов
« _____ » _____ 2009 год № _____

«ОДОБРЕНО»

Курс лекций одобрен
Советом инженерного факультета

Председатель совета _____ Х.Саримсаков
« _____ » _____ 2009 год № _____

«РЕКОМЕНДОВАНО»

Курс лекций рассмотрен на заседании № _____
Кафедры «Общеинженерных дисциплин»

Зав. кафедрой _____ К.Эрматов
« _____ » _____ 2009 год № _____

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

1. Собиров Х. – к.т.н., доцент кафедры «Общеинженерных дисциплин» АндИЭИ
2. Атабоев К. - к.т.н., доцент АСХИ

АВТОР: старший преподаватель Б.Р.Беккулов, ассистент М.И.Мусажанова, Методическое указание для выполнения курсового проекта по курсу «Детали машин». - АндИЭИ, 2009 год.

Предисловие

Курсовой проект по деталям машин имеет большое значение в развитии навыков самостоятельной конструкторской работы студентов. При выполнении его закрепляются знания, развивается умение и использовать ранее изученных общетехнических дисциплин в решении инженерных вопросов. При этом рассматриваются вопросы - выбор материала, его термическая обработка и расчёт на прочность, конструирование и выполнение конструкторской документации в виде габаритных, сборочных и рабочих чертежей, а также составления спецификации. Для этого приходится часто пользоваться необходимыми справочными материалами.

Из-за недостаточности или полного отсутствия некоторых литературных источников вынудило нас подбирать необходимые справочные данные для выполнения курсового проекта. Эти данные приводятся в этом методическом указании и даётся типичный пример выполнения проекта.

Данное методическое указание рассчитано для пользования студентами инженерного факультета Андиганского инженерно-экономического института.

Примеры проектирования приводов.

Задание № 1.

Спроектировать одноступенчатый горизонтальный цилиндрический косозубый редуктор для привода ленточного конвейера.

Исходные данные:

Мощность на ведомом валу редуктора.

$$P_3 = 8,5 \text{ кВт}$$

Угловая скорость этого вала.

$$\omega_3 = 2\pi = 6,28 \text{ рад/сек}$$

Передача от электродвигателя к ведущему валу редуктора осуществляется через клиновых ремней (см. схему).

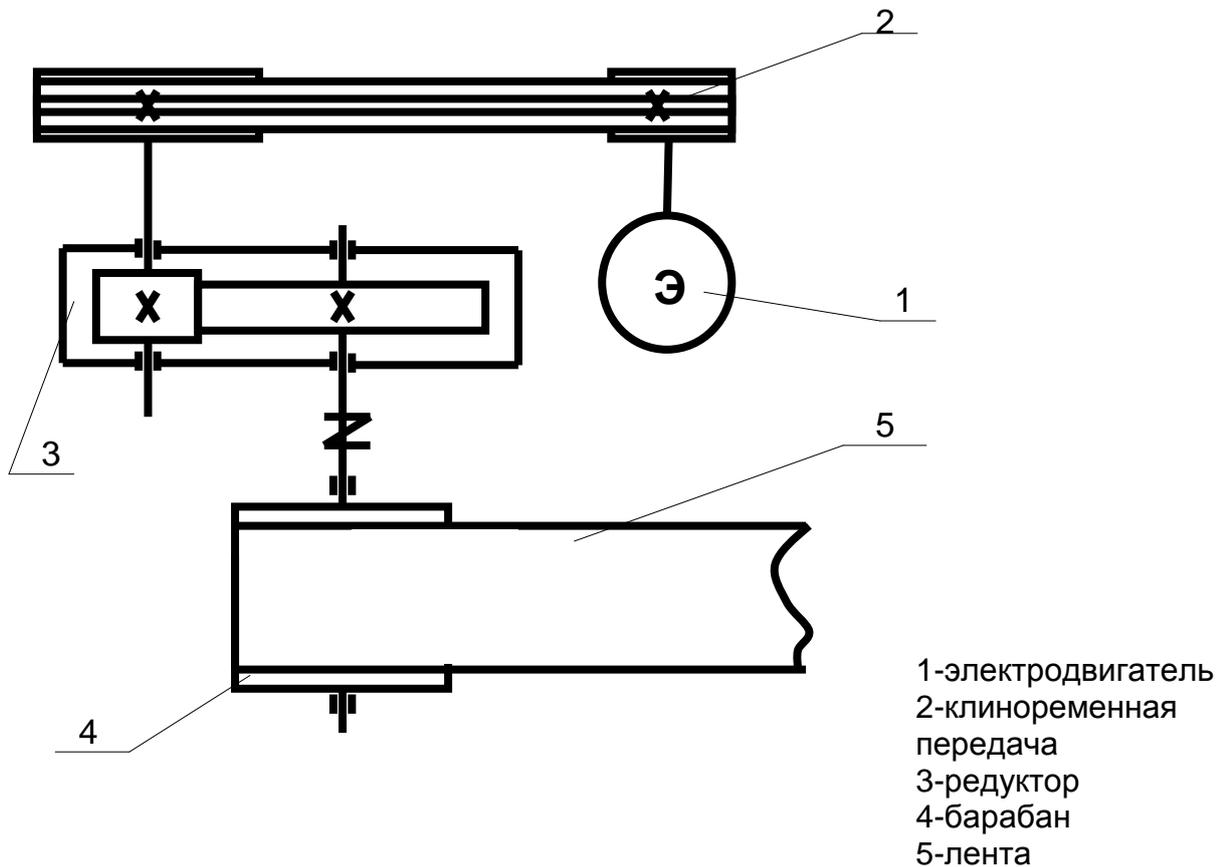


Рис. 1. Схема привода

Представить расчётно- пояснительную записку с полным расчётом привода и два листа чертежей (формат А1):

1. Зубчатый редуктор в двух проекциях.
2. Рабочие чертёжи деталей редуктора.

Последовательность работы над проектом

Курсовое проектирование обычно начинается с ознакомления заданием на проект. Изучив кинематической схемы, студент должен приступить к выполнению задания в следующем рекомендуемом порядке.

1. Подбор литературы, необходимой для проектирования. Изучение аналогичных конструкций по учебным пособиям, руководствам, атласам и другим источникам.

2. Определение потребной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу. Сначала определяют мощность на выходном валу привода рабочей машины, затем частные значения к.п.д. привода, на который нужно разделить значение выходной мощности.

3. Определение передаточного числа привода, разбивка его по степеням передач и полный расчёт по указанной кинематической схеме.

4. Далее рассчитывают все передачи, входящие в кинематическую схему привода. Расчёт передач заканчивается определением основных

геометрических параметров с выполнением эскизной компоновки деталей редуктора.

Эскизная компоновка позволит увидеть недостатки расчёта и выбора геометрических параметров колес и найти пути их устранения.

5. После определения всех геометрических размеров рассчитываемых передач вычисляют усилия, действующие в этих передачах.

6. Производится ориентировочный расчёт валов с учётом только передаваемого крутящего момента, предварительный выбор подшипников, определение размеров элементов корпуса.

7. На первом этапе проектирование выполняют эскизную компоновку основных деталей редуктора. При этом вычерчивают в зацеплении все рассчитанные передачи, валы, подшипниковые узлы, размещенные в стенках корпуса, детали, необходимые для предотвращения или ограничения осевого перемещения зубчатых или червячных колес на валах, и устанавливаются соответствующие зазоры между торцами передач и внутренней стенкой корпуса, а также между двумя соседними передачами, находящимся на одном валу. Эскизная компоновка позволяет определить ориентировочное расстояние между двумя подшипниками вала и тем самым подготовить схему вала.

8. Составляют расчётные схемы валов, определяют суммарные реакции их опор, рассчитывают и подбирают окончательно подшипники валов и делают проверочный расчёт валов на статическую прочность и выносливость по опасным сечениям. По окончательно принятым диаметрам валов производится подбор шпонок и их проверка на срез и смятие.

9. Выполняют общий вид проектируемого узла с соблюдением всех требований в соответствии с ГОСТом на чертежи, в котором должны быть отражены также вопросы смазки подшипников и зубьев передач.

10. Вычерчивают общий вид привода в двух или трех проекциях (и другие узлы привода, если они указаны в задании).

11. Составляют полностью расчетно-пояснительную записку и окончательно оформляют все чертежи проекта.

РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчёт

1. Определение КПД для привода.

Согласно кинематической схемы, принимаем КПД передач.(табл.1)

КПД ременной передачи $\eta_1 = 0,96$

КПД зубчатой пары $\eta_2 = 0,97$

КПД в опорах валов $\eta_3 = 0,99$

КПД всего привода будет,

$$\eta_{об} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^3 = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 \approx 0,9$$

2. Определение требуемой мощности.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{mp} = \frac{P}{\eta_{об}} = \frac{8,5}{0,9} \approx 9,4 \text{ кВт}$$

3. Выбор электродвигателя.

По требуемой мощности выбираем электродвигатель марки 4А 160М8 (табл.31.) согласно которому мощность электродвигателя $P=11$ кВт, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_c=750$ об/мин, коэффициент скольжения – $S=2,5\%$.

II. Расчёт ременной передачи

Исходя из номинального вращающего момента, выбираем сечение клинового ремня.

$$T = \frac{P_{mp}}{\omega} = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

При таком значении T_1 по таблице (1.стр.69, табл.5.6) Принимаем сечение ремня типа Б, с площадью поперечного сечения $F=138 \text{ мм}^2$

Согласно таблицы, минимальное значение шкива $D_m=125$ мм. Однако для обеспечения большей долговечности ремня выбираем одного номера больше.

Принимаем $D=140$ мм.

Определяем диаметр ведомого шкива D_2 , приняв относительное скольжение $\varepsilon=0,02$ (1.стр.) ($\varepsilon=0,01 \dots 0,02$).

$$D_2 = i_1 D_1 (1 - \varepsilon) = 3 \cdot 140 (1 - 0,02) = 411,6$$

Ближайшее стандартное значение $D_2 = 400 \text{ мм}$. (1 стр.68).

Уточняем передаточное отношение i

$$i = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{400}{(140 \cdot (1 - 0,02))} = 2,915$$

Расхождение с принятым i_1

$$\Delta I = \frac{3 - 2,915}{3} \cdot 100\% = 2,83\%$$

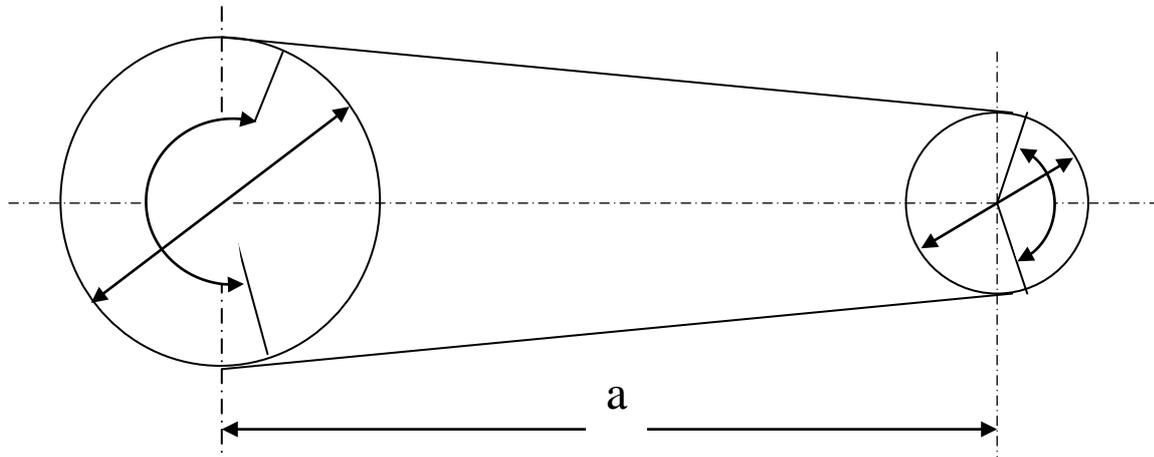


Рис.2. Кинематическая схема ременной передачи

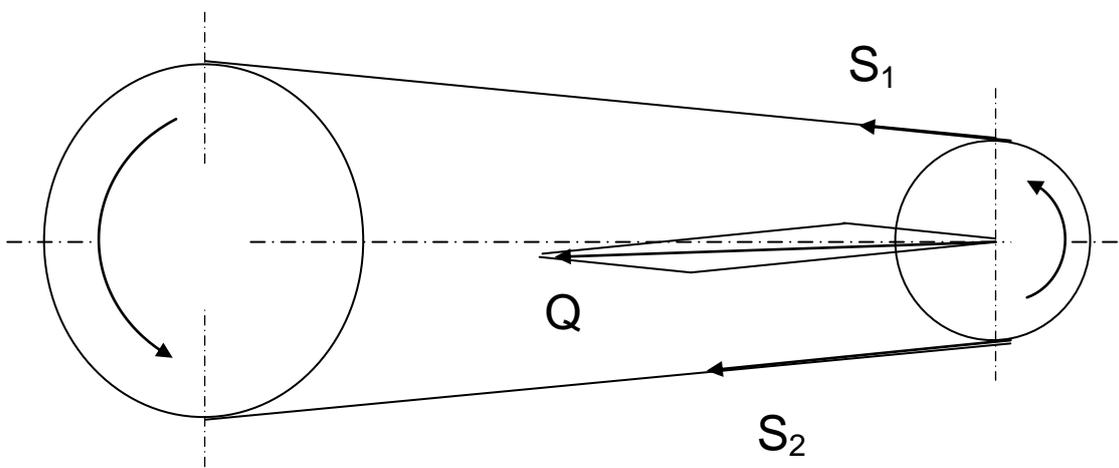


Рис.3. Силы, действующие в ременной передаче

При допускаемом расхождении до 3%, условие выполнено т.к. $3\% > 2,83\%$ таким образом, окончательно имеем

$$i_1 = 3, \quad D_1 = 140 \text{ мм}, \quad D_2 = 400 \text{ мм}$$

Определяем межосевое расстояние a , его выбираем в интервале.

$$a_{\min} = 0.55(D_1 + D_2) + h$$

$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2).$$

Где h -высота сечение ремня (1).

Для сечение ремня Б значение $h=10,5$ мм.

$$a_{\min} = 0.55(140 + 400) + 10.5 = 307.5 \text{ мм}$$

$$a_{\max} = 2(140 + 400) = 1080 \text{ мм.}$$

Среднее значение,

$$a_{cp} = \frac{(a_{\min} + a_{\max})}{2} = \frac{(307,5 + 1080)}{2} = 693,75 \text{ мм.}$$

Приняв близко к среднему значению, определяем расчетную длину ремня по формуле (1.стр.64),

$$a_{cp} = 700 \text{ мм}$$

$$L_p = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 700 + \frac{3,14 \cdot (140 + 400)}{2} + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 700} = 2260 \text{ мм}$$

Ближайшая по стандарту (ГОСТ 1284-68) длина ремня $L=2240$ мм.

Вычисляя среднего диаметра D_{cp} определяем новое значение, а с учетом стандартной длины L по формуле (7стр.74).

$$a = 0,25 \left[L - \pi D_{cp} + \sqrt{(L - \pi D_{cp})^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right] = 0,25 \left[2240 - 3,14 \cdot 270 + \sqrt{(2240 - 3,14 \cdot 270)^2 - 2(400 - 140)^2} \right] \approx 684 \text{ мм}$$

$$\text{Где } D_{cp} = 0,5(D_1 + D_2) = 0,5(140 + 400) = 270 \text{ мм}$$

Для установки и замены ремней предусматривается возможность уменьшения a на 2%, а для компенсации отклонений и удлинения во время эксплуатации возможность увеличения a на 5,5% (6.стр.270.)

Для данного случая, необходимые перемещение составляют:

в меньшую сторону $0,02 \cdot 684 = 13,68$ мм;

в большую сторону $0,055 \cdot 684 = 37,62$ мм.

Определяем угол обхвата ремнями меньшего шкива по формуле (7стр.74.)

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{a} = 180 - 60 \frac{400 - 140}{684} = 157^\circ$$

Определяем скорость ремня.

$$V = 0.5\omega_1 \cdot D_1 = 0,5 \cdot 75,36 \cdot 140 \cdot 10^{-3} = 5,3 \text{ м/с}$$

По таблице (7.стр.71.табл.5,7) находим величину окружного усилия P_0 для ремня сечением Б с расчётной длиной $L_p = 2240$ мм, и $D_1 = 140$ мм при $V = 5,3$ м/с (интерполируя).

$$P_0 = 270 + \frac{322 - 270}{5,3} \cdot 2 = 289 \quad (\text{на один ремень}).$$

Допускаемое окружное усилие на один ремень определяется по формуле,

$$[P] = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p$$

Где

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата α_1

$C_\alpha = 0,94$ (6.стр.267).

C_L - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (6.стр.268. табл.9,6) $C_L = 1$.

C_p - коэффициент режима работы (6.стр.269.табл.9,7).

$$[P] = 289 \cdot 0,94 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 272 \text{ Н}.$$

Определяем окружные усилия,

$$P = \frac{N_{mp}}{v} = \frac{9,44 \cdot 10^3}{5,3} = 17,81$$

Определяем число ремней

$$Z = P/[P] = 1781/272 = 6,5$$

Примем $Z = 7$

Определяем усилия в ременной передаче, приняв напряжение от предварительного натяжения

$$\sigma_0 = 1,8 \text{ Н / мм}^2 \quad (7\text{стр.64})$$

Предварительное натяжение каждой ветви ремня.

$$S_0 = \sigma_0 \cdot F = 1,8 \cdot 138 = 248,4 \text{ Н}$$

Рабочее натяжение ведущей ветви.

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2Z} = 248,4 + 1781/14 = 375,6 \text{ Н}$$

Рабочее натяжение ведомой ветви.

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2Z} = 248,4 - 17,81/14 = 121,2 \text{ Н}$$

Усилие на валы

$$Q = 2S_0 ZSm \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 248.4 \cdot 7 Sm78^0 30' = 3411 \text{ Н}$$

III. Расчёт редуктора

Согласно заданием и из предыдущих расчетов имеем:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 720 \text{ об/мин}$$

Число оборотов

$$n_2 = 240 \text{ об/мин}$$

$$n_3 = n_{\text{в}} = \text{об/мин}$$

Угловые скорости валов

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = 75,36 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = 25,12 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \omega_{\text{в}} = 6,28 \text{ рад/с}$$

Вращающие моменты

$$M_1 = 125 \text{ Н/м}$$

$$M_2 = 375 \text{ Н/м}$$

$$M_3 = 1500 \text{ Н/м}$$

1. Выбор материала.

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками, -для шестерни - сталь 45, термообработка-улучшение, твердость НВ 230; -для колеса – сталь 45, термообработка-улучшение, но твердость на 30 единиц ниже НВ 200.

2. Допускаемые напряжения.

При проектном расчёте допускаемое контактное напряжение определяется по формуле (7. стр.27).

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \text{ lim } b} = K_{Hl} / [n]_H$$

Где σ_{Hlimb} - предел контактной выносливости при базовом числе циклов. Для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее HB 350 и термообработкой (улучшение).

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 \quad (7.стр.27 \text{ табл.3,2})$$

K_{HL} - коэффициент долговечности. При длительной эксплуатации

$$K_{HL} = 1,0$$

$[n]_H$ - коэффициент безопасности. Для колес из нормализованной и улучшенной стали принимают

$$[n]_H = 1,1 \dots 1,2$$

Принимаем среднее значение $[n]_H = 1,15$. Вычисляем допускаемое напряжение по колесу.

$$[\sigma]_H = (2 \cdot 200 + 70) \cdot 1/1,15 = 408 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$$

3. Определяем межосевое расстояние по формуле (7стр.26)

$$a_{\omega} = (U + 1) \sqrt[3]{(270 / [\sigma]_H \cdot U)^2 \cdot M K_H / \Psi_{\omega a}}$$

Где,

$u=i$, K_H - коэффициент нагрузки.

$\Psi_{\omega a}$ - коэффициент ширины венца = 0,4

$i=4$;

$$[\sigma]_H = 408 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2; \quad M = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1500 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad K_{H\beta} = 1,25$$

Здесь коэффициент нагрузки $K_{H\beta}$, несмотря на симметрично расположение колес относительно опор, принято выше рекомендованного, как со стороны ременной передачи действуют силы, вызывающие дополнительную деформацию ведомого вала и ухудшающие контакт зубьев. Поэтому принято предварительно как в случае несимметричного расположения шестерни. (7стр.26. табл.3.1)

$$a_{\omega} = (4 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{408}\right)^2 \cdot \frac{1500 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{4^2 \cdot 0,4}} = 252 \text{ мм}$$

Ближайшее стандартное значение 250 мм. (7.стр.30)

Принимаем $a_{\omega} = 250 \text{ мм}$.

4. Нормальный модуль зацепления определяющая в интервале. (7стр.186).

$$m_n = (0,01\dots 0,02)a_\omega = (0,01\dots 0,02) \cdot 250 = 2,5\dots 5 \text{ мм.}$$

5. Определяем суммарное число по формуле (7стр.30)

$$Z_\Sigma = 2a_\omega \cos \beta / m_n$$

Где β -угол наклона линии зуба β , принимается для косозубых колес в интервале $\beta=8\dots 15^\circ$. Приняв предварительно $\beta=10^\circ$ определяем

$$Z_\Sigma = 2 \cdot 250 \cos 10^\circ / 4 = 2 \cdot 250 \cdot 0,9848 / 4 = 123,1$$

Примем $Z_\Sigma = 123$.

Числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U+1} = \frac{Z_\Sigma}{i+1} = \frac{123}{4+1} = 24,6$$

Приняв $Z_1=25$, определяем число зубьев колеса.

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 123 - 25 = 98$$

6. Уточняем значение угла наклона зубьев. (7стр.31)

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2a_\omega} = \frac{(25 + 98) \cdot 4}{2 \cdot 250} = 0,9840$$

$$\beta = 10^\circ 18'$$

7. Основные размеры шестерни и колеса

а) Делительные диаметры:

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos \beta = 4 \cdot 25 / 0,984 = 101,6 \text{ мм}$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos 10^\circ 18' = 4 \cdot 98 / 0,984 = 398,4 \text{ мм}$$

Проверяем:

$$a_\omega = (d_1 + d_2) / 2 = (101,6 + 398,4) / 2 = 250 \text{ мм}$$

б). Диаметры вершин зубьев,

$$d_{a1} = d_1 + 2M_n = 101.6 + 2 \cdot 4 = 109.6 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2M_n = 398.4 + 2 \cdot 4 = 406.4 \text{ мм}$$

в) Ширина колеса

$$b_2 = \psi_{\omega a} a_{\omega} = 0,4 \cdot 250 = 100 \text{ мм}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10)$$

$$b_1 = 100 + 5 = 105 \text{ мм}$$

Определяем коэффициент ширины по диаметру

$$\psi_{\omega d} = b_1 / d_1 = 105 / 101,6 = 1,033$$

8.Окружная скорость колеса и степень точности передачи.

$$v = \omega_1 d_1 / 2 = \frac{75,36 \cdot 101,6}{2 \cdot 10^3} = 3,82 \text{ м/с}$$

При данной скорости назначаем 8-ю степень точности (7. стр.27).

9.Определяем коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$$

По таблице (7 стр.32табл.3,5) при

$$\psi_{\omega a} = 1,03 \quad K_{H\beta} = 1,11 \quad K_{H\alpha} = 1,09 \text{ (табл3,4)} \quad K_{H\nu} = 1,0 \text{ (3,6)}$$

Где

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерности распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерности распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент.

$$K_H = 1,11 \cdot 1,09 \cdot 1,0 = 1,21$$

10. Проверяем контактное напряжение по формуле (7стр.26)

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{\omega}} \sqrt{\frac{K_H \cdot M_2 (U + 1)^3}{b u^2}},$$

Где

и=i.

$$\sigma_n = \frac{270}{250} \sqrt{\frac{1,21 \cdot 1500 \cdot 10^3 (4+1)^3}{10 \cdot 4^2}} = 408,5 \text{ Н / мм}^2$$

$$\sigma_H = 406,5 < 408 \text{ Н / мм}^2$$

11. Силы, действующие в зацепление

$$P = \frac{2M}{d} = \frac{2M_2}{d_1},$$

Окружная,

$$P = \frac{2 \cdot 375 \cdot 10^3}{101,6} = 7382 \text{ Н}$$

Радиальная

$$P_2 = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 7382 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 18'} = 2731 \text{ Н}$$

Осевая

$$P_a = P \cdot \operatorname{tg} \beta = 7382 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ 18' = 1341 \text{ Н}$$

12. Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба (7стр.38).

$$\sigma_F = \frac{PK_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{bm_n} \leq [\sigma]_F$$

Здесь коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$

Где

Y_F - коэффициент прочности зуба по местным напряжениям, зависящий от эквивалентного числа зубьев,

Y_β - коэффициент компенсации погрешности,

$K_{\kappa\beta}$ - коэффициент учитывающий неравномерности распределения нагрузки между зубьями,

β - угол наклона делительной линии зубья.

По таблице (7стр.35,36) находим значения коэффициенты

$$K_{F\beta} = 1,23 \text{ (при } \psi_{va} = 1,06) \quad \text{и} \quad K_{F\alpha} = 1,3$$

$$\text{Тогда} \quad K_F = 1,23 \cdot 1,3 = 1,6$$

Эквивалентное число зубьев Z_g у шестерни

$$Z_{g1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 10^\circ 18'} \approx 26$$

у колеса

$$Z_{g2} \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{98}{\cos^3 10^\circ 18'} \approx 103$$

При этом $Y_{F1} = 3,87$ и $Y_{F2} = 3,6$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{10,3}{140} = 0,926$$

Согласно [7. стр.39.] для средних значений коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_a = 1,5$ и 8-й степени точности $F_\alpha = 0,75$ Допускаемое напряжение определяем по формуле (7. стр.36.)

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}^\circ}{[n]_F}$$

Где $\sigma_{F \lim b}^\circ$ – предел выносливости (7. стр.37.табл.3.9)=1,8НВ.

$[n]_F$ -коэффициент запаса прочности.

$$[n]_F = [n]_F' \cdot [n]_F'' \quad \text{где} \quad [n]_F'$$

Где;

$[n]_F'$ – коэффициент учитывающий нестабильности свойства материала зубчатых колес,

$[n]_F''$ – коэффициент учитывающий способа получения заготовки зубчатых колес.

$$[n]_F' = 1,75;$$

$$[n]_F'' = 1,0;$$

Следовательно, $[\sigma]_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$

Допускаемое напряжение,

Для шестерни $[\sigma]_{F1} = \frac{1,8 \cdot 230}{1,75} = 237 \text{ Н / мм}^2$

Для колеса $[\sigma]_{F2} = \frac{1,8 \cdot 200}{1,75} = 206 \text{ Н / мм}^2$

Находим отношения $[\sigma]_F / Y_F$

$$237 / 3,87 = 61,2 \text{ Н / мм}^2 \quad 206 / 3,6 = 57,5 \text{ Н / мм}^2$$

Дальнейший расчёт ведем для зубьев колеса, так как для него найденное значение меньше. Проверяем прочность зуба.

$$\sigma_{F_2} = \frac{7382 \cdot 1,6 \cdot 3,87 \cdot 0,926 \cdot 0,75}{105 \cdot 4} = 78,5 \text{ Н / мм}^2$$

$$\sigma_{F_2} = 78,5 < 206 \text{ Н / мм}^2$$

Таким образом условие прочности выполнено.

IV. Предварительный расчёт валов

Предварительный расчёт проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжением.

1. Ведущий вал.

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi[\tau]_k}},$$

Где

$[\tau]_{kp}$ -допускаемое напряжение на кручение, для стали 40,
 $45 - [\tau]_k = 20...25 \text{ Н / мм}^2$ (7стр.95).

$$d_e = d_2 = \sqrt[3]{\frac{16M_2}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 375 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 42,45 \text{ мм}$$

Принимаем из стандартного ряда ГОСТ 6636-69. $d_2 = 45 \text{ мм}$, диаметр вала шестерни принимаем $d_m = 52 \text{ мм}$, под подшипниками $d_n = 50 \text{ мм}$

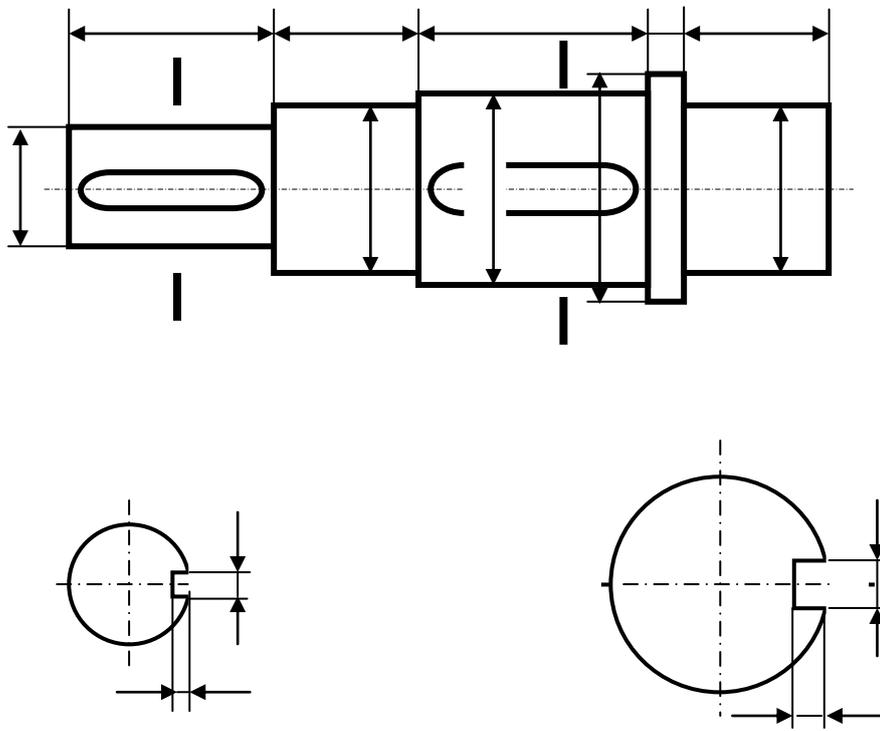


Рис.4. Конструирование ведущего вала

2. Ведомый вал.

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1500 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 67,4 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр выходного конца вала $d_3 = 70 \text{ мм}$, диаметр вала под подшипниками $d_n = 75 \text{ мм}$ и под зубчатым колесом $d_{2K} = 80 \text{ мм}$. Размеры остальных участков валов назначаем исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

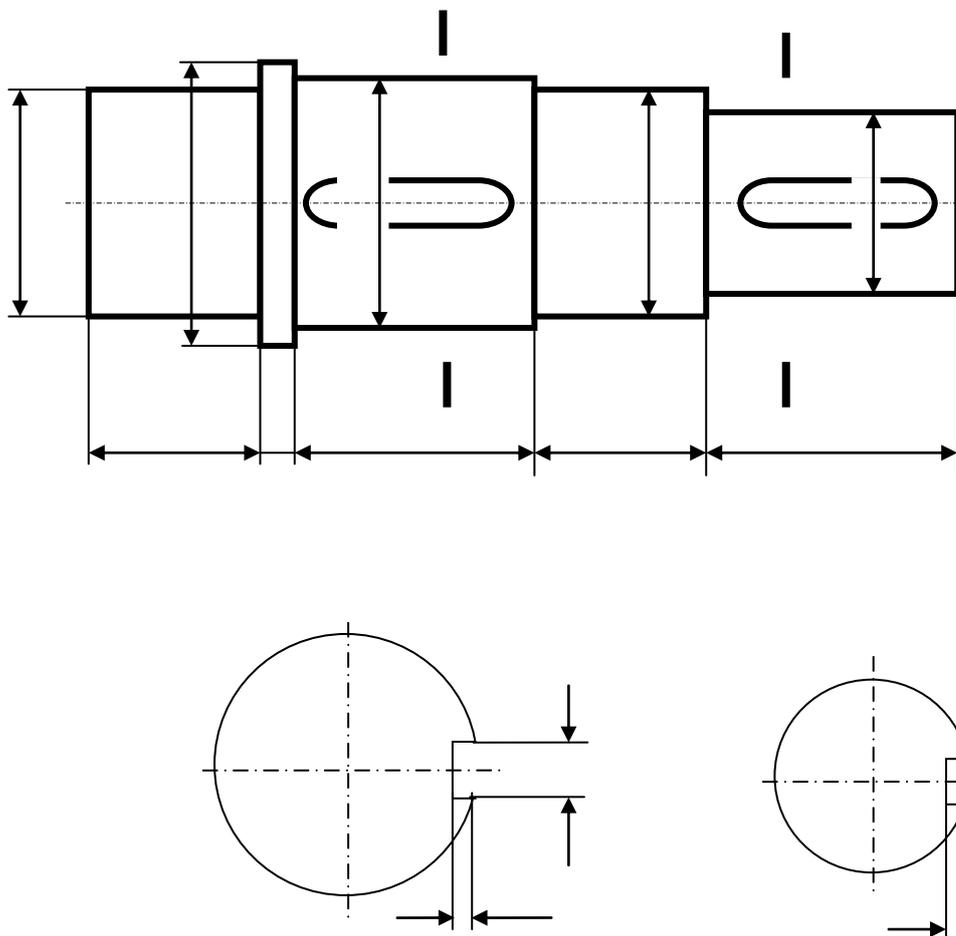


Рис.5. Конструирование ведомого вала

V. Конструирование размеров шестерни и колеса

1. Шестерня.

Шестерни изготавливают в двух исполнениях: отдельно от вала (насадная шестерня) и за одно с валом целое (вал - шестерня) Шестерню выполняем отдельно от вала. Из предыдущих расчётов известно,

$$d_1 = 101,6 \text{ мм}, d_{a_1} = 109,6 \text{ мм}, v_1 = 105 \text{ мм} \text{ и } d_{\phi_1} = 52 \text{ мм}$$

Диаметр ступицы,

$$d_{cm_1} = 1,6 \cdot d_m = 1,6 \cdot 52 = 83,2 \text{ мм}$$

Длина ступицы

$$l_{cm_1} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_m = (1,2 \dots 1,5) \cdot 52 = 62,4 \dots 78 \text{ мм.}$$

Однако, необходимо иметь в виду, что $l_{cm} \geq v$, поэтому

Принимаем $l_{cm} = v_1 = 105 \text{ мм}$

Толщина обода,

$$\delta_{0_1} = (2,5 \dots 4)t = (2,5 \dots 4) \cdot 4 = 10 \dots 16 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta_{0_1} = 14 \text{ мм}$.

Толщина диска,

$$C = 0,3 \cdot v_1 = 0,3 \cdot 105 = 32 \text{ мм}$$

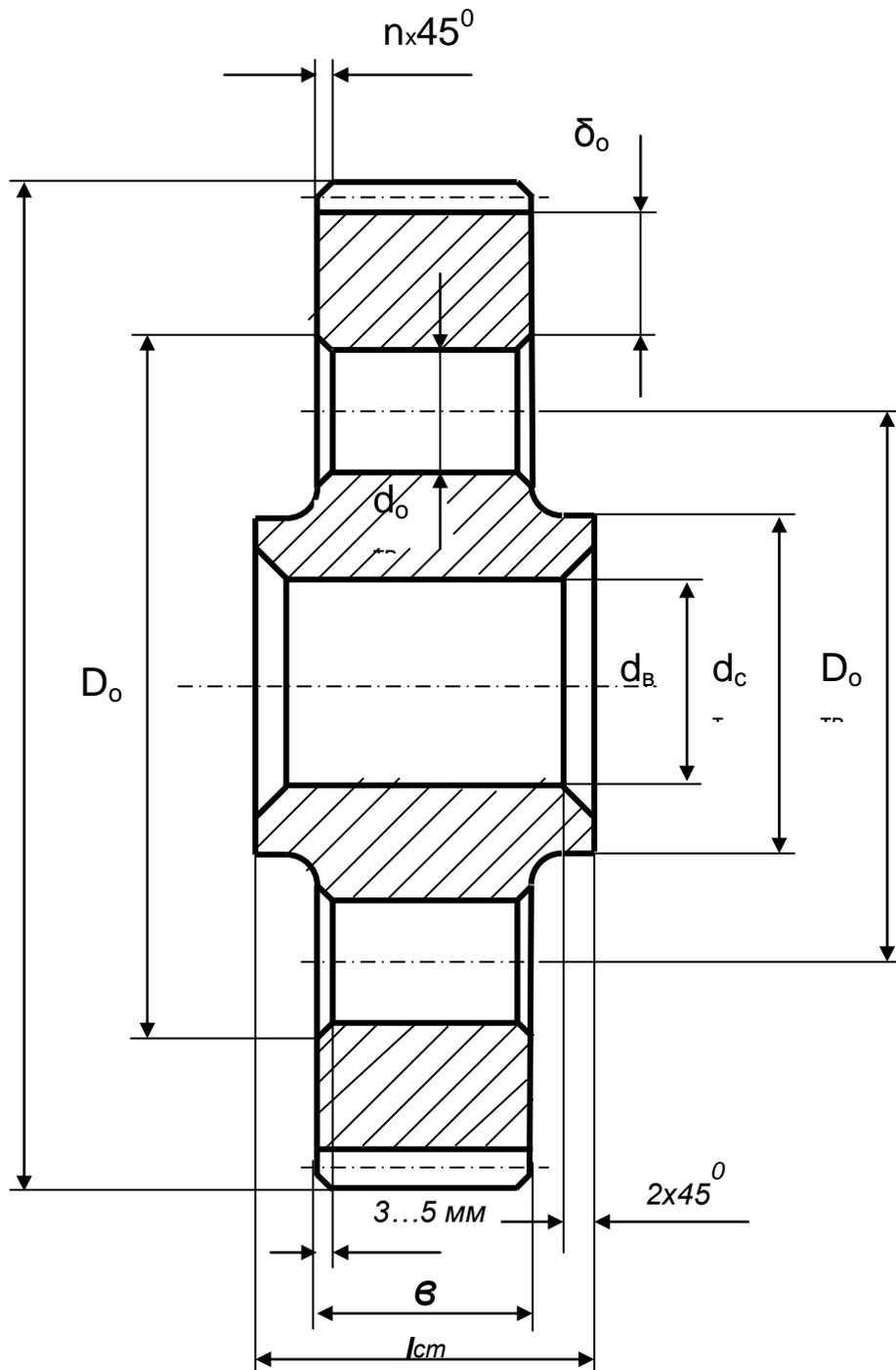


Рис.6. Цилиндрические зубчатые колеса.
а) шестерня

2. Колесо.

Из предыдущих расчётов имеем,

$$d_2 = 398,4 \text{ мм}, \quad d_{a_2} = 406,4 \text{ мм}, \quad v_2 = 100 \text{ мм} \text{ и } d_3 = 80 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы,

$$d_{cm_2} = 1,6 \cdot 80 = 128 \text{ мм}$$

Длина ступицы,

$$l_{cm_2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 80 = 96 \dots 120 \text{ мм}$$

Принимаем $v_{cm_2} = 100,0 \text{ мм}$

Толщина обода

$$\delta_{0_2} = (2,5 \dots 4) \cdot 4 = 10 \dots 16 \text{ мм}$$

Принимаем

$$\delta_{0_2} = 12 \text{ мм}$$

Толщина диска

$$C_2 = 0,3 \cdot v_2 = 0,3 \cdot 100 = 30 \text{ мм}$$

VI. Конструктивные размеры корпуса редуктора (7стр.154....162).

Толщина стенок корпуса и крышки.

$$\delta = 0,025 \cdot a_\omega + 1 = 0,025 \cdot 250 + 1 = 7,25 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta = 8 \text{ мм}$

$$\delta_1 = 0,02a_\omega + 1 = 0,02 \cdot 250 + 1 = 5 \text{ мм.} \quad \text{принимаем } \delta_1 = 6 \text{ мм}$$

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки, верхний пояс корпуса и пояс крышки,

$$v = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$$

$$v_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 6 = 9 \text{ мм}$$

Нижний пояс корпуса

$$P = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм},$$

Принимаем $P = 20 \text{ мм}$.

Диаметры болтов:

крепящих крышку к корпуса у подшипников

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 20 = 14 \dots 15 \text{ мм},$$

Примем болты с резьбой M16,

где d_1 – диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_w + 12 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 250 + 12 = 19,5 \dots 21 \text{ мм},$$

Принимаем болты с резьбой М 20, соединяющих крышку с корпусом.

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 20 = 10 \dots 12 \text{ мм}.$$

Примем болты с резьбой М 12.

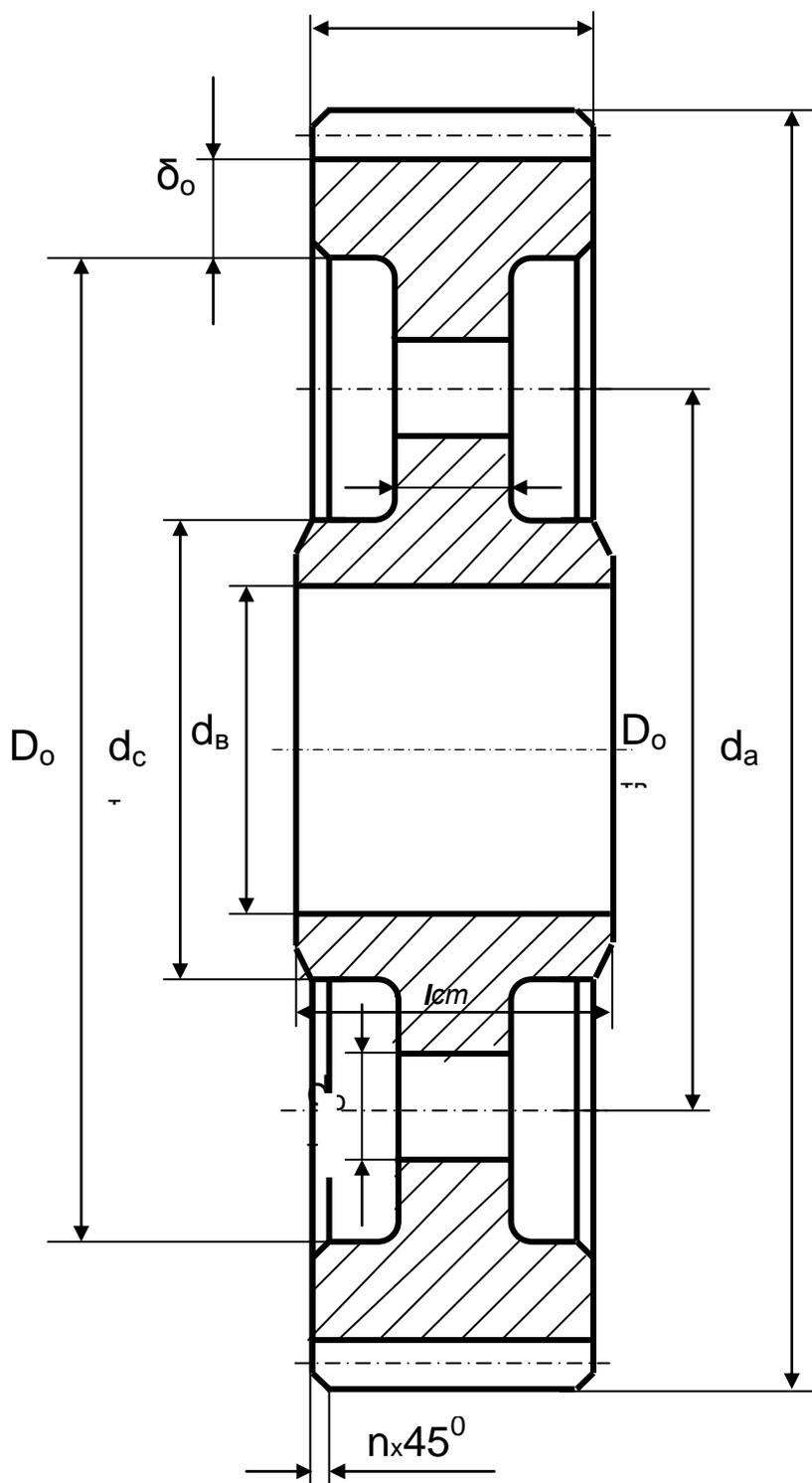


Рис.6. Цилиндрические зубчатые колеса.
б) колесо

VII. Первый этап компоновки редуктора.

Компановочный чертёж выполняем в одной проекции при снятой крышке редуктора в разрезе по осям валов. Наметив межосевое расстояние a_w , вычерчиваем упрощенно шестерню и колеса в виде прямоугольников. Длина ступицы шестерни и колеса равны ширине венца и не выступают за пределы прямоугольников. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса (см. схему рис)

1. Принимаем зазор между торцом шестерни и внутренней стенки корпуса,

$$A_1 = 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ Примем } A_1 = 10 \text{ мм}$$

2. Принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta$, принимаем $A = 10$ мм.

3. Принимаем расстояние между наружным диаметром подшипниками ведущего вала и внутренней стенкой корпуса $A = \delta$. Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники легкой серии.

Параметры подшипников выбираем по диаметру вала в листе посадки подшипников $dn_1 = 50$ мм и $dn_2 = 75$ мм. По табл. П8 [7 стр. 385] принимаем для ведущего и ведомого валов подшипники N310 и N315. Соответственно $D_1 = 110$ мм, $B_1 = 27$ мм и $D_2 = 160$ мм, $B_2 = 37$ мм.

4. Выбираем способ смазки: зубчатые зацепления окупением зубчатых колес в масляную ванну, подшипники смазываются тем же маслом за счёт его разбрызгивания.

5. Размещаем подшипники в корпусе редуктора, углубив их от внутренней стенки корпуса на 8 мм (обозначено-У)

6. Определяем l (см. схему рис. 7.).

$$l_1 = \frac{B_1}{2} + Y_1 + A_1 + \frac{b_1}{2} = \frac{27}{2} + 8 + 10 + \frac{105}{2} = 84 \text{ мм.}$$

$$l_2 = \frac{B_2}{2} + Y_2 + A_2 + \frac{b_2}{2} = \frac{37}{2} + 5 + 10 + \frac{100}{2} = 83,5 \text{ мм.}$$

Окончательно примем $l_1 = l_2 = 84$ мм.

7. Глубина гнезда подшипника $L_r \approx 1,5B$ [7 стр. 193].

Для подшипника N 310 $L_{r1} = 1,5 \cdot 27 = 40,5 \text{ мм}$

Для подшипника N 315 $L_{r2} = 1,5 \cdot 37 = 55,5 \text{ мм}$

Примем $L_{r1} = 41 \text{ мм}$ и $L_{r2} = 56 \text{ мм}$

VIII. Проверка долговечности подшипника

Из предыдущих расчетов и первого этапа компоновки имеем:
 $P=7382$ Н, $P_2=2731$ Н, $P_a=1341$ Н и $l_1=l_2=84$ мм.

Ведущий вал.

Реакции опор: (см. схему рис.8.) в плоскости XZ :

$$R_{x1}=R_{x2}=\frac{P}{2}=\frac{7382}{2}=3691 \text{ Н}$$

В плоскости YZ:

$$R_{y1}=\frac{0.5(P_2 l_1 + P_a \frac{d_1}{2})}{l_1} = \frac{0.5\left(2731 \cdot 84 + \frac{1341 \cdot 101,6}{2}\right)}{84} = 1771 \text{ Н} \quad R_{y1}=1771 \text{ Н}$$

$$R_{y2}=\frac{0.5(P_2 \cdot l_2 - P_a \frac{d_1}{2})}{l_1} = \frac{0.5(2731 \cdot 84 + 1341 \cdot \frac{101,6}{2})}{84} = 960 \text{ Н} \quad R_{y2}=960 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum \text{пр. } Y = 0.$$

$$R_{y1} + R_{y2} - P_2 = 1771 + 960 - 2731 = 0.$$

Суммарные реакции:

$$F_{r1}=R_1=\sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{3691^2 + 1771^2} = \sqrt{167599522} = 4093,88 \approx 4094 \text{ Н}$$

$$F_{r2}=R_2=\sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{3691^2 + 960^2} = \sqrt{14545081} = 3813,8 \approx 3814 \text{ Н}$$

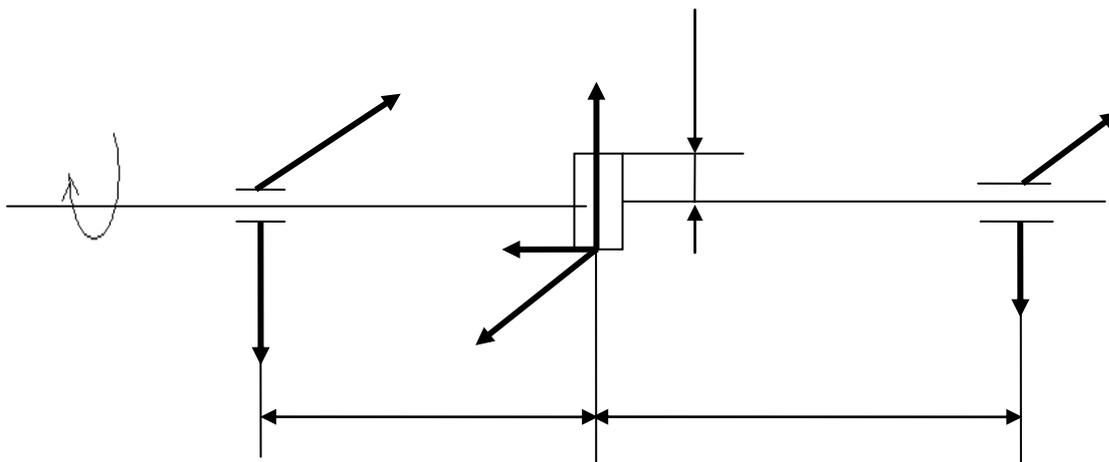


Рис. 8. Схема к расчету ведущего вала.

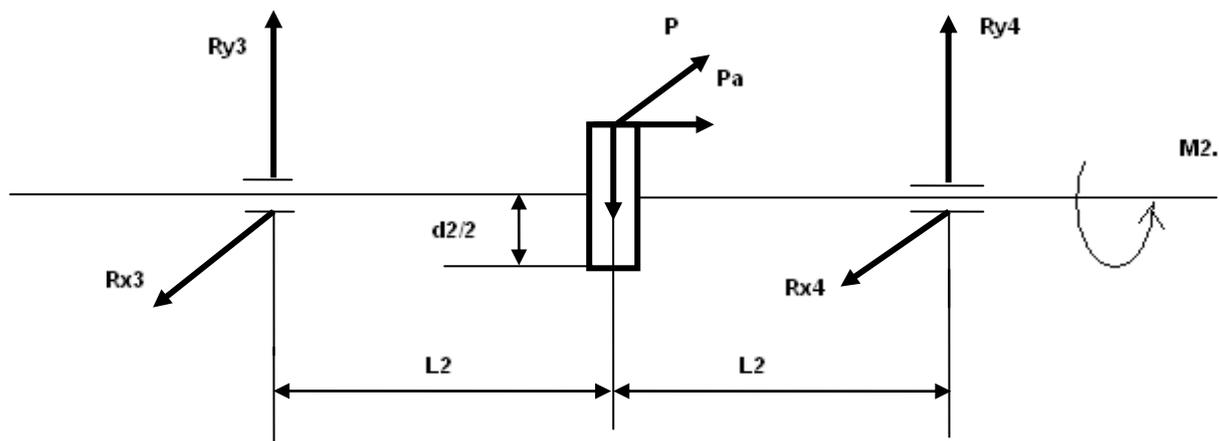


Рис.9. Схема к расчету ведомого вала

Подбираем подшипники по F_{r1} , так как $F_{r1} > F_{r2}$. Намечаем радиальные шариковые подшипники легкой серии.

$$d_1 = 50 \text{ мм}, \quad D = 99 \text{ мм}, \quad B = 2 \text{ мм}, \quad C = 27,0 \text{ кН}, \quad C_0 = 19,7 \text{ кН}.$$

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле [6.стр. 356]:

$$P = (XVF_2 + YF_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

Где

X-коэффициент радиальной нагрузки;

V-коэффициент, учитывающий вращение колец; при вращении внутреннего кольца $V=1$ [6.стр. 359.];

F_r - радиальная нагрузка, Н;

Y- коэффициент осевой нагрузки;

F_a -осевая нагрузка; Н;

K_σ - коэффициент безопасности;

K_T - температурный коэффициент.

Из расчетов имеем:

$F_{r1} = 4094 \text{ Н}$, $F_a = P_a = 1341 \text{ Н}$ (вращается внутреннее кольцо подшипника- $V=1$).

По табл. [7 стр. 118, таб.7.1 и 7.2,6,стр 362.табл.12.27]: $K_\sigma = 1$, $K_T = 1$.

Отношение $\frac{F_a}{C_0} = \frac{1341}{19700} = 0,68$.

этой величине [7 стр.119. табл.7.3,6 стр.360 табл.12.26] соответствует $e=0,27$.

Отношение $\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{1341}{4094} = 0,327 > e$; $X=0,56$; $Y=1,62$.

Здесь значение e и u получены интерполяцией.

$$P_3 = (0,56 \cdot 4094 + 1,63 \cdot 1341) = 4478 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, млн. Оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^m \quad [7 \text{ стр.117, 6.стр. 359}],$$

Для шарикоподшипников $m=3$.

$$L = \left(\frac{27 \cdot 10^3}{4478} \right)^3 = 216 \text{ млн.об.}$$

Расчетная долговечность, r_1 ,

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{216 \cdot 10^6}{(60 \cdot 240)} = 15000 \text{ r}$$

Ведомый вал.

Известно, что $P=7382 \text{ Н}$, $P_r=2731 \text{ Н}$ $P_a=1341 \text{ Н}$ и $l_2=84 \text{ мм}$.

Реакции опор: (см.схему рис.9)

в плоскости XZ: $R_{x1}=R_{x2}=R_{x3}=R_{x4}=3691 \text{ Н}$

в плоскости YZ :

$$R_{y3} = \frac{P_r \cdot l_2 - \frac{P_a d_2}{2}}{2 \cdot l_2} = \frac{2731 \cdot 84 - \frac{1341 \cdot 398,8}{2}}{2 \cdot 84} = -226,13 = -226 \text{ Н.}$$

Знак минус означает, что реакция R_{x3} направлена в противоположную сторону.

$$R_{y4} = \frac{P_r \cdot l_2 + P_a \cdot \frac{d_2}{2}}{2 \cdot l_2} = \frac{2731 \cdot 84 + 1341 \cdot \frac{398,8}{2}}{2 \cdot 84} = 2957 \text{ Н}$$

Проверяем:

проекция сил на ось $Y=0$. $R_{y3} + R_{y4} - P_2 = -226 + 2957 - 2731 = 0$

суммарные реакции:

$$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{3691^2 + 226^2} = \sqrt{13674557} = 3698 \text{ Н}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре. Шариковые радиальные подшипники 215 легкой серии: $d=75 \text{ мм}$, $D=130 \text{ мм}$, $B=25 \text{ мм}$, $r=2,5 \text{ мм}$, $C=50,9 \text{ кН}$, $C_0=41,1 \text{ кН}$.

Отношение $\frac{F_a}{C_0} = \frac{1341}{41100} = 0,0326$; этой величиной по табл. Интерполируя получим значение $e \approx 0,225$. [7 стр.110]

Отношение $\frac{F_a}{C_0} = \frac{1341}{4729} = 0.283 > e$. Тогда $V=1$, $X=0.56$, $Y=1.92$ (получаем интерполируя), $K_\sigma=1$, $K_\tau=1$.

Эквивалентная нагрузка, $P_3 = (0,56 \cdot 4729 + 1,92 \cdot 1341) \cdot 1 = 5223 \text{ Н}$

Расчетная долговечность млн.об.

$$L = \left(\frac{44 \cdot 10^3}{5223} \right)^3 = 925 \text{ млн.об.}$$

Расчетная долговечность, г

$$L_h = \frac{925 \cdot 10^3}{(60 \cdot 60)} = 256944 \text{ ч.}$$

Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников принимают 36000...10000 ч.

В нашем случае подшипники ведущего вала $L_h=15000$ ч, а ведомого вала $L_h=256900$ ч.

IX. Второй этап компоновки редуктора

Целью второго этапа компоновки, является конструктивное оформление деталей редуктора: шестерни, колес зубчатых, валов, корпуса и некоторых других деталей, а также подготовка необходимых данных для расчетов на прочность валов.

Диаметры участков валов под зубчатые колеса, подшипники и прочие назначаем в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку.

X. Проверка прочности шпоночных соединений.

Назначаем материал для шпонок- ст.45 нормализованная. Шпонки призматические со скругленными торцами.

Выбранная шпонка проверяется на смятия по формуле: [7стр.102,стр.304].

$$\Sigma_{cm} = \frac{2M}{d(h-t_1) \cdot (l-b)} \leq [\sigma]_{cm}$$

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице

$$[\sigma]_{cm} = 160 \cdot 120 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Ведущий вал.

Для сечения А-А.

$d=45 \text{ мм}$, $b=14 \text{ мм}$, $h=9 \text{ мм}$, $t_1=5,5 \text{ мм}$, $l=80 \text{ мм}$ (при длине ступиц полумуфты МУВП 82 мм).[7стр.171]. Момент на ведущем валу $M_2=375 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 375 \cdot 10^3}{45(9 - 5.5) \cdot (80 - 14)} = 72,15 \frac{H}{мм^2} \cdot \Sigma_{cm} < [\sigma]_{cm}$$

Для сечения Б-Б.

$$d=52мм, \quad b=16мм, \quad h=10мм, \quad t_1=6мм, \quad l=20мм$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 375 \cdot 10^3}{52(10 - 6) \cdot (90 - 16)} = 48,73 \frac{H}{мм^2}.$$

Ведомый вал.

Также как ведущий вал состоит из двух шпонок - под зубчатым колесом и под валом соединения шкива. Более нагружена вторая так как меньше диаметр вала под муфты.

Поэтому проверяем шпонку под муфты. $d=70$ мм, $b=20$ мм, $h=12$ мм, $t_1=$ мм, $l=125$ мм (при длине ступицы полумуфты 140 мм). Момент на ведомом валу

$$M_3 = 1500 Н \cdot м.$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 10^3}{70(12 - 7.5) \cdot (125 - 20)} = 90,7 \frac{H}{мм^2}.$$

$$\sigma_{cm} < [\sigma]_{cm} = 120 \frac{H}{мм^2}.$$

XI. Уточненный расчет валов.

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности n для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями $[n]$. Прочность будет обеспечена при условии $n > [n]$.

Ведущий вал.

Материал вала - сталь 45, нормализованная, $\sigma_b = 590$ Н/мм².

Пределы выносливости $\sigma_{-1} = 0,4$, $\sigma_b = 0,43 \cdot 590 = 254 \frac{H}{мм^2}$ и

$$\tau_{-1} = 0,586 \quad \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 254 = 147 \frac{H}{мм^2}.$$

Сечение А-А.

В этом сечении при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфты возникают только касательные напряжения. Концентрацию напряжений вызывают наличие шпоночной канавки.

$$\text{Коэффициент запаса прочности } n=n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_{\tau} \cdot \tau_v}{\varepsilon_{\tau}} + \varphi_{\tau} \tau_m \right)},$$

где амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{\mu_k}{(2W_{\text{кнетто}})}$$

При диаметре расчет $d=45\text{мм}$, $b=14\text{мм}$, и $t_1=5,5\text{мм}$

$$W_{\text{кнетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} + \frac{14 \cdot 5,5(45-5,5)^2}{2 \cdot 45} = 17883,28 - 334,88 = 16548,4 \text{мм}^3.$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{375 \cdot 10^3}{(2 \cdot 16,548 \cdot 10^3)} = 11,33 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Согласно табл. [7 стр. 3,3,6,5 и 6,8. и 6 стр. 300, табл. 11,4] примем $E_{\tau}=0,72$
 $K_{\tau}=1,75$, $\varphi \approx 0,1$.

После подстановки

$$n=n_{\tau} = \frac{147}{\frac{1,75 \cdot 11,33}{0,72} + 0,1 \cdot 11,33} = \frac{147}{128,67} = 5,13 > [n] = 2,5.$$

Как показывают расчеты коэффициент запаса прочности вала в два раза больше допустимого, по этой причине проверять прочность в сечении Б-Б нет необходимости. По такой же последовательности необходимо приобрести расчет ведомого вала. Полученные данные по сечениям валов с вести в таблицу. Далее необходимо отражаться позиции:

XII. Вычерчивание редуктора.

XIII. Посадки деталей редуктора.

XIV. Смазка зубчатых зацеплений и подшипников.

XV. Сборка редуктора.

Эти вопросы хорошо отражены в литературе [7] стр.183...285.

П Р И Л О Ж Е Н И Е.
Средние значения коэффициентов полезного действия механических передач

Табл 1

Передача		Передача	
Закрытая зубчатая: С цилиндрическими Колесами с коническими Открытая зубчатая	0,97-0,98 0,96-0,97 0,95-0,96	Цепная: Закрытая Открытая Ременная: С плоским ремнем с клиновым и поли клиновым ремнями	0,95-0,97 0,90-0,95 0,96-0,98 0,95-0,97
Закрытая червячная при числе заходов вика: $Z_1=1$ $Z_1=2$ $Z_1=4$	0,70-0,75 0,80-0,85 0,80-0,95		

Средние значения передаточных отношений

Табл 2

Передача	i
Зубчатая: с цилиндрическими колесами с коническими колесами	3-6 2-4
Червячная	8-40
Цепная	3-6
Ременная	2-4

Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузке Таб 3.1 стр 26

Табл 3

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость поверхностей зубьев	
	$\leq H B 350$	$> H B 350$
Симметриное	1,0-1,15	1,05-1,25
Несимметричное	1,10-1,25	1,15-1,35
Коносольное	1,20-1,35	1,25-1,45

**Предел контактной выносливости при
базовом числе циклов**

Табл 4

Способы термохимической обработки зубьев	Средняя Дость поверх но стей зубьев	Сталь	$\sigma_{Hlimb}, \frac{H}{mm^2}$
1. Нормализация или улучшение	<HB 350		2 HB+70
2. Объемная закалка	HRC 38-50	Углеродистая и легированная	18 HRC+150
3. Поверхностная закалка	HRC 40-50		17 HRC+200
4. Цементация и нитроцементация	>HRC 56	Легированная	23 HRC
5. Азотирование	HУ 550-750		1050

**Механические свойства сталей, применяемых
для изготовления зубчатых колес**

Табл 5

Марка стали	Диаметр заготовки мм	Предел прочности σ_b Н/мм	Предел текучести σ_T Н/мм	Твердость н В (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	780	390	210	
	Св.130	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Св.140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св.160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	140-180	880	590	265	
	Св.180	830	540	250	
40 Л	-	520	290	160	Нормализация
45 Л		540	310	180	
35 ГЛ		590	340	190	Улучшение
35ХГСЛ		790	590	220	

Межосевые расстояния:

Ряд 1: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000;

Ряд 2: 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450; 560; 710; 900;

Модулы зацепления

Ряд 1: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

Ряд 2: 1,25; 1,375; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18;

Значения коэффициента $K_{на}$ для косозубых и шевронных передач

Табл. 6

Степень точности	v - Окружная скорость м/с				
	До 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-

Значения коэффициента $K_{нв}$

Табл. 7

$\varphi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Твердость поверхностей зубьев					
	\leq HB 350			$>$ HB 350		
	I	II	III	I	II	III
0.4	1.13	1.04	1.0	1.33	1.08	
0.6	1.24	1.06	1.02	1.50	1.14	
0.8	1.30	1.08	1.03	-	1.21	
1.0	-	1.11	1.04	-	1.29	
1.2	-	1.15	1.05	-	1.36	
1.4	-	1.18	1.07	-	-	
1.6	-	1.22	1.09	-	-	
1.8	-	1.25	1.11	-	-	
2.0	-	1.30	1.14	-	-	

Значения коэффициента

Табл. 8

Передача	Твердость зубьев	v -Окружная скорость м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
		8	8	7	7
Прямозубая	До HB 350	1,05	-	-	-
	$>$ HB 350	1,10	-	-	-
Косозубая и	До HB 350	1,0	1,01	1,02	1,05
Шевронная	$>$ HB 350	1,0	1,05	1,07	1,10

Значения коэффициента

Табл. 9

$\varphi_{bd} = b/d\omega_1$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	на 350				На 350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-

1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Ориентировочные значения коэффициента

Табл. 10

Степень точности	Твердость рабочей поверхности зубьев НВ	Значения K_{FV} окр.ной скорости V , М/С		
		до 3	3-8	8-12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
7	>350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	>350	1,15/1,1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	>350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба $\delta_{Flim\ B}^0$ и коэффициента запаса прочности $[n]^1_F$

Табл. 11

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\delta_{Flim\ B}^0$ Н/ММ	$[n]^1_F$
		На поверхности	В сердцевине основания		
40, 45, 50, 40 X, 40 ХН, 40 ХФА	Нормализация, улучшение	НВ 180-350		1,8 НВ	1,75
40 X, 40 ХН, 40 ХФА	Объемная закалка	НРС 45-55		500-550	1,8
40 ХН, 40 ХН2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	НРС 48-58	НРС 25-35	700	1,75
20 ХН, 20 ХН2М, 12 ХН2, 12 ХН3А	Цементация	НРС 57-63	-	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	НУ 700-950	НРС 24-40	300+1,2 НРС сердцевины	1,75

Ремни прорезиненные

Табл. 12

Число прокладок	А	Б	В
	Ширина ремня, мм		
2	-	20-45	-
3	-	-	20-40
3-5	20-75	-	50-75
3-6	80-100	-	80-100
4-6	125-250	150-250	125-250
4-8	250-350	250-300	250-300

Примечание:

1. Толщины одной прокладки 1,25 мм, прокладки с прослойкой 1,5 мм.
2. Ширину ремня назначают из ряда: 20; 25; (30); 40; 50; (60); 63; (70); 71; (75); 80; (85); 90; 100; 112; (115); 125; 160; 180; 200; 224; 250; 280; (300); 355; 400.

**Ремни хлопчатобумажные цельнотканые
(По ГОСТ 6982-75)**

Табл.13

Толщина, мм	Ширина, мм						
4,5	30	40	50	60	75	90	100
6,5	30	40	50	60	75	90	100
	115	125	150	175			
8,5	50	60	75	90	100	(115)	
	125	150	(175)	200	(224)		
	250						

Ремни кожаные (по ГОСТ 18679-73)

Табл.14

Толщина, мм	Ширина, мм				
3	20	25	30		
3,5	(30)	40	(40)	50	
4	60	70	(75)	80	
4,5	(85)	90	(95)	100	115
5	125	140			

Стандартные длины клиновых ремней, мм (ГОСТ 17383-73)

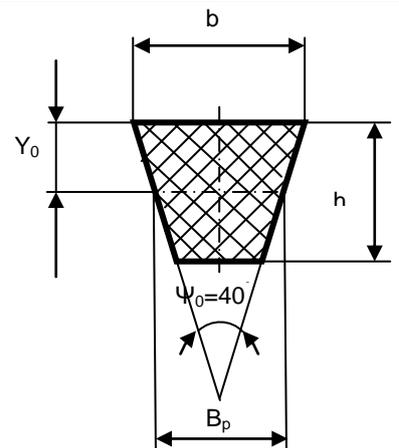
ГОСТ	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112
17383-73										
125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
500	560	630	710	800	900	1000	1120			

Стандартные длины клиновых ремней, мм (ГОСТ 1284-68)

ГОСТ	400	450	500	560	710	800	900	1000	1120
1284-68									
1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550
4500	5000	5600	6300	7100	8000	9000	10000	11200	12500
14000	16000	18000							

Клиновые ремни (по ГОСТ 1284-68)

Табл.15

										
Нормального сечения	Размеры сечения, мм									
	0	10	8,5	6	2,1	47	0,4-2,5	63	30	
	А	13	11	8	2,8	81	0,56-4,0	90	15-60	
	Б	17	14	10,5	4	138	0,8-6,3	125	50-150	
	В	22	19	13,5	4,8	230	1,8-10	200	120-600	
	Г	32	27	19	6,9	476	3,15-15	315	450-2400	
	Д	38	32	23,5	8,3	692	4,5-18	500	1600-6000	
	Е	50	42	30	11	1170	6,3-18	800	4000	
Узкие сечения	УО	10	8,5	8	2,0	56	0,63 3,55	63	150	
	УА	13	11	10	2,8	95	0,80 4,50	90	400	
	УБ	17	14	13	3,5	158	1,25 8,00	140	300 2000	
	УВ	22	19	18	4,8	278	2,00 8,00	224 1500	-	

Окружное усилие передаваемое одним клиновым ремнем при длине и спокойной работе (19)

Табл.16

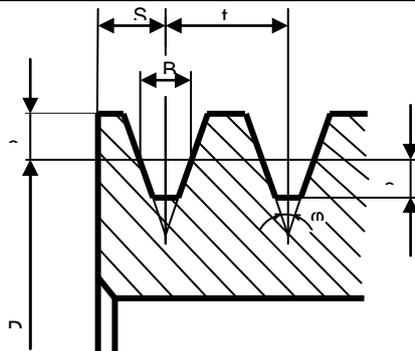
тип	Сечение ремня (длина мм)	D, мм	v, м/с							
			5	10	15	20	25	30	35	40
		71	112	95	81	68	56	-	-	-
	0 (1320)	80	124	107	94	80	66	-	-	-
		90	134	116	104	86	76	62	-	-
		100	140	124	111	98	84	66	-	-
	А (1700)	100	190	160	133	115	91	-	-	-
		112	210	182	160	137	112	83	-	-
		125	230	200	177	155	132	105	-	-
		140	246	218	194	172	148	121	-	-
		160	264	235	214	190	165	138	-	-
	Б (2240)	140	322	270	230	191	-	-	-	-
		160	366	315	275	236	196	149	-	-
		180	402	351	310	272	230	184	-	-
		200	430	379	338	300	257	212	-	-
		224	452	405	363	325	282	271	-	-
	В (3750)	224	630	535	463	393	318	235	-	-
		250	696	602	530	460	384	302	-	-

		280	756	663	590	520	444	383	-	-
		315	814	719	647	558	500	470	-	-
		355	864	770	770	630	500	470	-	-
Г (6000)		355	1350	1140	990	840	680	513	-	-
		400	1510	1360	1150	1000	840	670	-	-
		450	1650	1440	1290	1140	980	816	-	-
		500	1760	1550	1400	1250	1100	926	-	-
		560	1850	1660	1500	1350	1180	1030		
Д (7100)		560	2280	1990	1760	1550	1330	1090	-	-
		630	2480	2180	1960	1740	1520	1280	-	-
		710	2640	2350	2120	1910	1690	1440	-	-
		800	2800	2500	2280	2060	1840	1590	-	-
		900	2920	2600	2400	2190	1930	1720	-	-
УО (1600)		71	236	195	164	136	106	-	-	-
		80	276	234	204	175	146	-	-	-
		90	310	265	238	210	180	152	-	-
		100	332	292	263	236	208	178	-	-
УА (2500)		100	378	315	269	-	-	-	-	-
		112	434	372	325	280	233	-	-	-
		125	482	423	378	330	285	236	-	-
		140	528	470	420	378	330	281	226	-
		160	576	517	469	427	380	331	276	220
УБ (3535)		140	590	500	425	-	-	-	-	-
		160	690	600	526	455	376	-	-	-
		180	760	670	603	530	456	383	-	-
		200	824	730	667	595	524	443	360	-
		224	852	790	710	650	584	503	423	-
УВ (5600)		224	1090	940	820	705	-	-	-	-
		250	1210	1060	946	830	704	570	-	-
		280	1320	1150	1090	935	820	690	-	-
		315	1410	1280	1260	1045	928	796	648	500
		355	1520	1380	1250	1145	1020	890	746	585

Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения
Размеры, мм

Табл.17

Сечение ремня	с	е	t	S	Расчетные диаметры при угле			
					34	36	38	40
0	2,5	7,5	12	8	63-71	80-100	112-160	180
А	3,3	9	15	10	90-112	125-160	180-400	450
Б	4,2	11	19	12,0	125-160	180-224	250-500	560
В	5,7	14,5	22,5	17	-	200-315	355-630	710
Г	8,1	20	37	24	-	315-450	500-900	1000
Д	9,6	23,5	44,5	29	-	500-560	630-1120	1250
Е	12,5	31	58	38	-	-	800-1400	1600

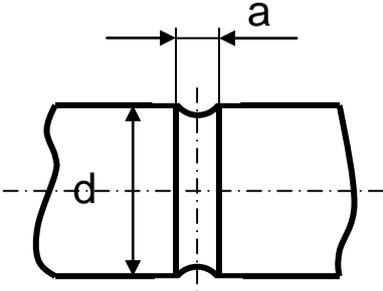


Диаметры валов ГОСТ 6636-69 мм

10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
22	24	25	26	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	52
55	60	63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	120	125
130	140	150	160											

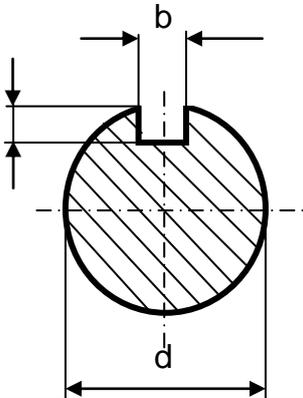
Значения K_T и K_T для валов с поперечными отверстиями

Табл.18

								
a/d	K_T				K_T			
	Для валов из стали имеющей Н/мм							
	700	800	900	1000	700	800	900	1000
Св. 0,05 до 0,15	2,0	2,02	2,12	2,35	1,75	1,83	1,90	2,0
Св. 0,15 до 0,25	1,80	1,82	1,90	2,10				

Значения K_T и K_T для валов с одной шпоночной канавкой

Табл.19

						
Коэффициенты			$\sigma_{в.}$	Н/мм		Примечание
	600	700	800	900	1000	
K_T	1,6	1,75	1,80	1,90	2,0	$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bc(d-c)^2}{2d}$
K_T	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1	$W_{k\text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bc(d-c)^2}{2d}$

Значения K_T и K_T для шлицевых участков вала

Табл.20

Шлицы		$\sigma_{в.}$ Н/мм				
		600	700	800	900	1000
Прямобоочные	1,55	1,60	1,65	1,70	1,72	
	2,35	2,45	2,55	2,65	2,70	
Эвольвентные	1,55	1,60	1,65	1,70	1,72	
	1,46	1,49	1,52	1,55	1,58	

**Значения $\frac{K\delta}{\varepsilon\delta}$ для валов с напрессованными деталями при давлении
напрессовки свыше 20 н/мм²**

Табл.21

d, мм	$\sigma_b, \text{Н/мм}^2$				
	600	700	800	900	1000
14	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3
22	2,35	2,6	3,0	3,4	3,8
30	2,6	2,8	3,3	3,8	4,2
40	2,7	3,2	3,65	4,0	4,6
50	3,3	3,6	4,0	4,5	4,8

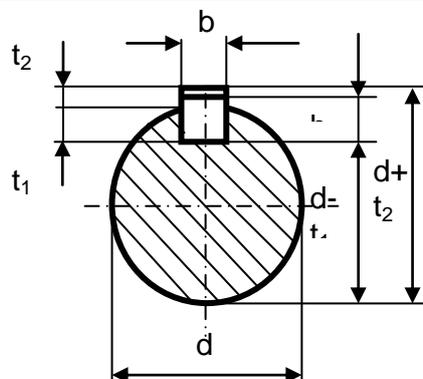
Значения ε_σ и ε_τ

Табл.22

Сталь	Коэффициенты	Диаметр вала d мм						
		20	30	40	50	60	70	80
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Шпонки призматические (по СТ СЭВ 189-75)

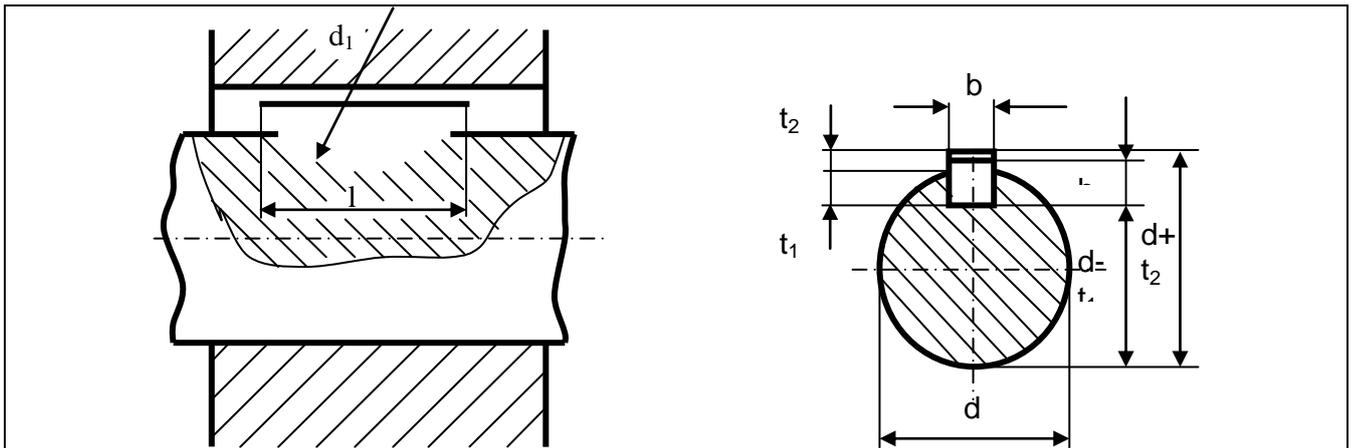
Табл.23



d вала	Сечение шпонки		Глубина паза		d вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	B	h	вала t ₁	отв. t ₂		b	h	вала t ₁	отв. t ₂
Св. 12 до 17	5	5	3	2.3	Св. 50 до 58	16	10	6	4.3
“17” 22	6	6	3.5	2.8	“58” 65	18	11	7	4.4
“22” 30	8	7	4	3.3	“65” 75	20	12	7.5	4.9
“30” 38	10	8	5	3.3	“75” 85	22	14	9	5.4
“38” 44	12	8	5	3.3	“85” 95	25	14	9	5.4
“44” 50	14	9	5.5	3.8	“95” 110	28	16	10	6.4
					“110” 130	32	18	11	7.4

Шпонки сегментные (по ГОСТ 8794-68) Размеры, мм

Табл.24



d вала	b	H	d ₁	l	t ₁	t ₂	d вала	b	h	d ₁	l	t ₁	t ₂
Св. 10 до 12	4	5	13	12.6	3.5	1.8	Св. 22 до 33	8	9	22	21.6	6	3.3
		6.5	16	15.7	5				11	28	27.3	8	
		7.5	19	18.6	6				13	32	31.4	10	
Св. 12 до 17	5	7.5	19	18.6	5.5	2.3	Св. 30 до 38	10	13	32	31.4	10	3.3
		9	22	21.6	7				15	38	37.1	12	
		10	25	24.5	8				16	45	43.1	13	
Св. 17 до 22	6	9	22	21.6	6.5	2.8	Св. 38 до 44	12	19	65	59.1	16	3.3
		10	25	24.6	7.5								
		11	28	27.3	8.5								

Значения коэффициента Kт

Табл.25

Рабочая температура подшипника	До 100	125	150	175	200
Kт	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25

Значения коэффициента Kδ

Табл.26

Нагрузка на подшипник	Kδ	Примеры использования
Спокойная без толчков	1,0-1,2	Приводы ленточных конвейеров
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% от номинальной (расчетной) нагрузки	1,2-1,3	Передачи металлорежущих станков (кроме строгальных и долбежных); блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковремен. перегрузка до 150% от номинальной (расчётной) нагрузки	1,3-1,5	Буксы рельсового подвижного состава; приводы винтовых конвейеров

Коэффициенты X и Y для однорядных радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

Табл. 27

Угол контакта	Fa/Co	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e	Угол контакта	Fa/Co	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		E
		X	Y				X	Y	
						0,014		1,81	0,30
						0,029		1,62	0,34
	0,014		2,30	0,19		0,057		1,46	0,37
	0,028		1,99	0,22		0,086		1,34	0,41
	0,056		1,71	0,26		0,110	0,45	1,22	0,45
	0,084		1,55	1,28		0,170		1,13	0,48
	0,110	0,56	1,45	0,30		0,290		1,04	0,52
	0,170		1,31	0,34		0,430		1,01	0,54
	0,280		1,15	0,38		0,570		1,00	0,54
	0,420		1,04	0,42					
	0,560		1,00	0,44	26	-	0,41	0,87	0,68
					36	-	0,37	0,66	0,95

Коэффициенты X и Y для радиально-упорных роликовых подшипников

Табл.28

$\frac{F_a}{F} < e$		$\frac{F_a}{vF} > e$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядный				
1	0	0,40	0,40 $ctg\alpha$	1,5 $tg\alpha$
Подшипники двухрядные				
1	0,45 $ctg\alpha$	0,67	0,67 $ctg\alpha$	1,5 $tg\alpha$

Рекомендации по выбору типа подшипника

Табл.29

Отношение Fa/Fr	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки в долях	Примечание
0,35	Однорядные радиальные шарикоподшипники	-	Подбор следует начинать с легкой серии, дающей оптимальные результаты по предельной быстроходности
От 0,35 до 0,7	36 000, $\alpha = 12^\circ$	0,3 Fr	Допустимо использование особо легкой серии
От 0,71 до 1,0	46 000, $\alpha = 26^\circ$	0,6 Fr	При высоких скоростях легкая серия предпочтительнее
Свыше 1,0	66 000, $\alpha = 36^\circ$	0,9 Fr	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта непригоден

**Шарикоподшипники радиальные однорядные
(по ГОСТ 8338-75)**

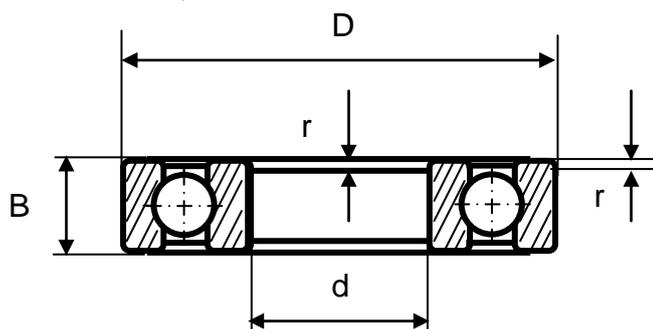


Табл.30

Обозначение подшипников	d	D	B		Динамическая грузоподъемность С, кН	Динамическая грузоподъемность С ₀ , кН
Легкая серия						
200	10	30	9	1	4,6	2,61
201	12	32	10	1	4,7	2,65
202	15	35	11	1	5,85	3,47
203	17	40	12	1	3,37	4,38
204	20	47	24	1,5	9,81	6,18
205	25	52	15	1,5	10,8	6,95
206	30	62	16	1,5	15,0	10,0
207	35	72	17	2	19,7	13,6
208	40	80	18	2	25,1	17,8
209	45	85	19	2	25,2	17,8
210	50	90	20	2	27,0	19,7
211	55	100	21	2,5	33,3	25,0
212	60	110	22	2,5	40,3	30,9
213	65	120	23	2,5	44,0	34,0
214	70	125	24	2,5	47,9	37,4
215	75	130	25	2,5	50,9	41,1
216	80	140	26	3	55,9	44,5
217	85	150	28	3	64,1	53,1
218	90	160	30	3	73,8	60,5
219	95	170	32	3,5	83,7	69,5
220	100	180	34	3,5	93,9	79,0
Средняя серия						
300	10	35	11	1,0	6,24	3,76
301	12	37	12	1,5	7,48	4,64
302	15	42	13	1,5	8,70	5,4
303	17	47	14	1,5	10,7	6,67
304	20	52	15	2,0	12,3	7,79
305	25	62	17	2,0	17,3	11,4
306	30	72	19	2,0	21,6	14,8
307	35	80	21	2,5	25,7	17,6
308	40	90	23	2,5	31,3	22,3
309	45	100	25	2,5	37,1	26,2
310	50	110	27	3,0	47,6	35,6
311	55	120	29	3,0	54,9	41,8
312	69	130	31	3,5	62,9	48,4

313	65	140	33	3,5	71,3	55,6
314	70	150	35	3,5	80,1	63,3
315	75	160	37	3,5	87,3	71,4
316	80	170	39	3,5	94,6	80,1
317	85	180	41	4,0	102	89,2
318	90	190	43	4,0	110	99,0
319	95	200	45	4,0	118	109
320	100	215	470	4,0	133	130
Тяжелая серия						
403	17	62	17	2,0	17,5	11,9
405	25	80	21	2,5	28,6	20,4
406	30	90	23	2,5	36,5	26,7
407	35	100	25	2,5	42,8	31,3
408	40	110	27	3,0	49,3	36,3
409	45	120	29	3,0	59,2	45,5
410	50	130	31	3,5	67,2	53,0
411	55	140	33	3,5	77,2	62,5
412	60	150	35	3,5	83,9	70,0
413	65	160	37	3,5	90,8	78,1
414	70	180	42	4,0	111	105
415	75	190	45	4,0	117	115
416	80	200	48	4,0	126	125
417	85	210	52	5,0	133	135

**Электродвигатели серии АОП2 с повышенным пусковым моментом.
Исполнение закрытое обдуваемое**

Табл.31

Типо-размер АОП2	Ном кВт	Об/мин при ном	пуск ном	Типо-размер АОП2	Ном кВт	Об/мин при ном	пуск ном
41-4	4	1440	1,8	71-6	17	970	1,8
42-4	5, 5			72-6	22		
51-4	7, 5			81-6	30		
52-4	10			82-6	40		
61-4	13			91-6	55	980	
62-4	17			92-6	75		
71-4	22	1450		41-8	2,2	710	1,7
72-4	30	81-8		4			
81-4	40	1470		52-8	5,5		
82-4	55	1480		61-8	7,5	720	
91-4	75			62-8	10		
92-4	100	955		71-8	13	730	
41-6	3		72-8	17			
42-6	4		81-8	22	735		
51-6	5,5		82-8	30			
52-6	7,5		970	91-8	40	740	
61-6	10			92-8	55		
62-6							

Литература.

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М., 1979, кн. 1,2,3.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. М., 1975.
3. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование. М., 1984.
4. Кудрявцев. В.Н. Детали машин. Л., 1980.
5. Курсовое проектирование по детали машин и подъемно-транспортным устройствам. (Методические указания и задания к проектам и работам).
6. Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др. Проектирование механических передач. М., 1984
7. Чернавский С.А., Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин. М., 1980
8. Ш.А.Шообидов. “Машина деталлари” Тошкент 2000 й
9. Ш.А.Шообидов. С.У.Мусаев. “Тишли ва черякли узатмаларни лойиҳалаш” Тошкент 2000 й.

