

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО И ВОДНОГО

ХОЗЯЙСТВА РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

Андижанский сельскохозяйственный институт

Кафедра «Общетехнические дисциплины

и безопасность жизнедеятельности»

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРИВОДА С

ОДНОСТУПЕНЧАТЫМ

ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЗУБЧАТЫМ РЕДУКТОРОМ

Андижан 2010 г.



МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО И ВОДНОГО  
ХОЗЯЙСТВА

РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

Андижанский сельскохозяйственный институт

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРИВОДА С  
ОДНОСТУПЕНЧАТЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ  
ЗУБЧАТЫМ РЕДУКТОРОМ

Методическое указание по курсовой работе рассмотрена и одобрена на заседании кафедры «Общетехнические дисциплины и безопасности жизнедеятельности» \_\_\_\_\_

Заведующий кафедрой: А. Хамракулов

Составители: доцент к.т.н. П. Мамаджанов  
к.т.н. У Каххаров

Рецензенты: доцент к.т.н Т.У.Абдурахимов  
доцент к.т.н У.Р. Игамбердиев

Методическое указание по курсовой работе обсуждено и одобрено на заседание совета факультета «Механизации сельского хозяйства» \_\_\_\_\_

Председатель Совета факультета МСХ

«Утверждаю» проректор АСХИ по учебной работе доцент.З. Жумабаев

Андижан 2010 г.

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по деталям машин является самостоятельной работой, способствующей закреплению и углублению теоретических знаний студентов и применению этих знаний к комплексному решению инженерной задачи.

Курсовое проектирование имеет большое значение в развитии навыков самостоятельной творческой работы. При выполнении проекта по деталям машин студентам прививаются навыки пользования справочной литературой, ГОСТами, таблицами, а также навыки производства расчетов и составления расчетно-пояснительных записок к проектам.

В качестве объектов проектирования по деталям машин выбираются приводы, включающие одноступенчатые или двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы, одноступенчатые конические зубчатые редукторы, двухступенчатые цилиндрические - конические редукторы, одноступенчатые червячные редукторы, а также ременную или цепную передачу.

- Проектируемые приводы могут найти применение в ремонтных мастерских, на животноводческих фермах и других производственных подразделениях фермерского

хозяйства.

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, заданное преподавателем.

Получив задание, студент должен осмыслить его, изучить конструкции привода по атласам, изучить основные расчеты а также примеры по пособиям к проектированию и после этого приступить к работе.

Курсовая работа состоит из двух частей: расчетной и графической. Расчетная часть должна содержать расчеты привода выполненные на листах стандартного размера (формат А), Объем расчетной части составляет 25-30 листов.

Графическая часть проекта состоит из 3-х листов чертежей

Общий вид привода

Сборочный чертеж редуктора.

Рабочие чертежи деталей.

В настоящей работе приводится пример расчета, включающего одноступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор и ременную передачу, Она является одной из серии примеров по расчету привода и имеет цель оказать необходимую помощь при выполнении расчетной части курсового проекта по деталям машин.

## ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Спроектировать привод к конвейеру по нижеприведенной схеме /рис.1/, Исходные данные:

Мощность на ведомом валу.....  $N_{\text{вм}} = 7 \text{ кВт}$ .

Угловая скорость вращения этого вала  $\omega = 3,8 \pi$

Представить пояснительную записку с полным расчетом привода и 3 листа чертежей / формата А4 /:

1. Общий вид привода
2. Сборочный чертеж зубчатого редуктора / в 2-х проекциях.
3. Рабочие чертежи деталей

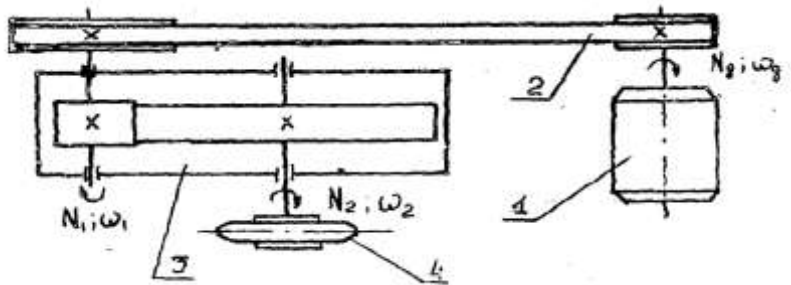


Рис.1. Схема привода. 1 - электродвигатель, 2-ременная передача, 3-зубчатый редуктор,4- звездочка конвейера.

## РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Расчеты выполняют в основном по пособию: Чернавский С.А. и другие "Курсовое проектирование деталей машин", М., 1979 г.

По данным, взятым из этого пособия делается ссылка без указания номера в перечне литературы, например;/табл.1.1.стр.5./ По данным, взятым из других источников, ссылка делается с указанием номера его в перечне литературы, например:/4, стр.,371 /

### I. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1. К.П.Д. привода

$$\eta = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{п}} = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,93$$

Принимаем (табл.1 Л. стр.5) .

К.П.Д. ременной передачи  $\eta_{\text{рем}} = 0,97$

К.П.Д. пары зубчатых колес  $\eta_{\text{ц}} = 0,98$

К.П.Д. пары подшипников качения  $\eta_{\text{п}} = 0,99$

1.2. Требуемая мощность электродвигателя

$$N_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{вм}}}{\eta} = \frac{7}{0,93} = 7,52 \text{ кВт}$$

1.3. Выбор электродвигателя

Учитывая возможность пуска транспортера с полной

нагрузкой, выбираем двигатель с повышенным пусковым моментом типа А 0 П (табл. П.5 стр.,332), По требуемой мощности подходят двигатель А 0 П - 2-51-4: 7,5 кВт, 1440 об/мин. и А 0 П-2-52-6: 7,5 кВт, 955 об/мин. Двигатели с меньшей частотой вращения не рекомендуются. Поэтому выбираем двигатель А 0 П - 2-52: 7,5 кВт, 1440 об/мин

1.4. Передаточное число привода :

$$u = \frac{\eta_{ДВ}}{\eta_{ВМ}} = \frac{1440}{114} = 12,63$$

где частота вращения ведомого вала

$$\eta_{ВМ} = \frac{30 \cdot \omega_{ВМ}}{\pi} = \frac{30 \cdot 3,8\pi}{\pi} = 114 \text{ об/мин}$$

1.5. Разбивка передаточного числа привода

Привод состоит из ременной передачи и цилиндрического зубчатого редуктора. Поэтому общее передаточное число привода

$$u = u_{рем} \cdot u_{ч}$$

Намечаем частные передаточные числа.

Передаточное ременной передачи примем

$$u_{рем} = 2,5 / \text{стр. 7/}$$

Тогда, передаточное число редуктора



$$U_{ц} = \frac{U_i}{U_{рст}} = \frac{12,63}{2,5} = 5,05$$

По ГОСТ принимаем  $U_{ц} = 5$  /стр.29./

1.6. Частота вращения валов и крутящие моменты на валах

Вал электродвигателя;

$$n_{гб} = 1440 \text{ об/мин.}$$

$$M_{гб} = \frac{N_{гб}}{\omega_{гб}} = \frac{7,52 \cdot 10^3}{151} = 50 \text{ Нм}$$

Где угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{гб} = \frac{\pi \cdot n_{гб}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1440}{30} = 151 \text{ рад/с}$$

1-й вал редуктора

$$n_1 = \frac{n_{гб}}{U_{рст}} = \frac{1440}{2,5} = 576 \text{ об/мин.}$$

$$M_1 = M_{гб} \cdot U_{рст} \cdot \eta_{рст} = 50 \cdot 2,5 \cdot 0,97 = 120 \text{ Нм}$$

2-й вал редуктора :

$$n_2 = n_{вн} = \frac{n_1}{U_{ц}} = \frac{576}{5} = 115 \text{ об/мин}$$

$$M_2 = M_1 \cdot U_{ц} \cdot \eta_{ц} = 120 \cdot 5 \cdot 0,98 = 590 \text{ Нм}$$

## 2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Из кинематического расчета:

передаточное число  $U = U_{ц} = 5$

вращающий момент на валу колеса  $M_k = M_2 = 590 \text{ Нм}$

2.1. Материалы зубчатых колёс

• Выбираем следующие материалы (табл.3.2. стр.27)

для шестерни: сталь 45, термообработка - улучшение, твердость HB 230

для колеса: сталь 45, термообработка - нормализация, твердость HB 190.

2.2. Допускаемое контактное напряжение по формуле 3.9

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} \cdot K_{HL}}{[n]}$$

где  $\sigma_{H \text{ lim } b}$  - предел контакта выносливости при базовом числе циклов. Для углеродистых сталей с твердостью менее HB 350.

$$\sigma_{H \text{ lim } b} = 2 \text{ HB} + 70;$$

$K_{HL}$ - коэффициент долговечности. При числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают  $K_{HL} = 1$

$[n]$  – коэффициент безопасности, принимает

1,1 1,2 , примем  $[n]=1.15$

Допускаемое контактное напряжение для материалов колеса

$$[\sigma]_H = \frac{(2 \cdot 190 + 70) \cdot 1}{1,15} = 400 \text{ Н/мм}^2$$

2.3. Межосевое расстояние по формуле

$$a_w = (U + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot U}\right)^3 \cdot \frac{M_k \cdot K_H}{\Psi_{H\alpha}}}$$

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad K_{Hv} = 1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,25$$

Где  $K_{H\alpha}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Принимают

$K_{H\alpha}=1$  (стр.26)

$K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Учитывал действия сил в ременной передаче, ухудшающие контакт зубьев примем значение коэффициента зубьев для случая несимметричного расположения зубьев.

$K_{H\beta}=1,25$  (таб.3.1 стр.26)

$K_{Hv}$  - динамический коэффициент. Для косозубых колёс

при  $V \leq 10$  м/с и 8 степени точности изготовления

можно принять

$$K_{Hv}=1,0(\text{стр.27})$$

$\psi_{\text{ва}}$ - коэффициент ширины венца. Для косозубой передачи принимают в пределах  $0,25 \div 0,4$

Примем  $\psi_{\text{ва}}=0,4$

Межосевое расстояние.

$$\alpha_w = (5+1) \sqrt{\frac{270}{406 \cdot 5} \cdot \frac{625 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{0,4}} = 196 \text{ мм}$$

По СТ СЭВ примем  $a_w = 200$  мм (стр 30)

2.4. нормальный модуль зацепления.

$$M_H = (0,01 \cdot 0,02) \alpha_w = 0,01 \cdot 0,02 \cdot 200 = 2 \dots 4 \text{ мм}$$

По СТ СЭВ примем  $M = 2,5$  мм (стр. 30)

2.5. Число зубьев шестерни и колеса.

Примем предварительный угол наклона зубьев  $\beta = 10^0$  и

Определим число шестерни и колеса: 2

$$Z_1 = \frac{2\alpha_w \cdot \cos\beta}{(4+1) \cdot m} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 10^0}{(5+1) \cdot 2,5} = \frac{400 \cdot 0,986}{15} = 26,2$$

Примем  $Z_1 = 26$  шт

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_4 = 26 \cdot 5 = 130 \text{ шт}$$

Уточнённое значение угла наклона зубьев

$$\cos\beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2\alpha_w} = \frac{(26 + 130) \cdot 2,5}{2 \cdot 200} = 0,9750$$

$$\beta = 12^{\circ}50'$$

2.6. Основные размеры шестерни и колес.

Диаметры длительные:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_1 = \frac{2,5}{0,975} \cdot 26 = 66,55 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_2 = \frac{2,5}{0,975} \cdot 130 = 333,4 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d\alpha_1 = d_1 + 2m_n = 66,55 + 2 \cdot 2,5 = 71,55 \text{ мм}$$

$$d\alpha_2 = d_2 + 2m_n = 333,45 + 2 \cdot 2,5 = 338,45 \text{ мм}$$

ширина колеса  $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм}$

ширина шестерни  $b_1 = b_2 + 5 = 80 + 5 = 85 \text{ мм}$

Далее проверяют действительные контакты напряжения.

Учитывая, что межосевое расстояние получено  $a_w = 196 \text{ мм}$

Принято  $a_w = 200 \text{ мм}$ , можно проверку действительных контактных напряжений не производить.

2.7. Силы действующие в зацепление.

$$\text{окружная сила } \rho = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 10^3}{66,55} = 3750 \text{ Н}$$

$$\text{родительная сила } \rho_z = P \frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta} = 3750 \frac{\text{tg}20^{\circ}}{\cos12^{\circ}50'} = 1400 \text{ Н}$$

осивая сила  $\rho_a = P \cdot tg\beta = 3750 \cdot tg12^{\circ}50' = 830H$

2.8. Проверка зубьев на выносливость по напряжению изгиба.

$$G_F = \frac{P \cdot K_Z \cdot y_p \cdot}{b_2 \cdot m_{\Pi}} \leq [G]_F$$

Здесь коэффициент нагрузки

$$K_p = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$

Где  $K_{F\beta}$  - коэффициент онцентрации нагрузки. Для принятия значения этого коэффициента предварительно начисляют коэффициент ширины венца по начальн85ому диаметру.

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{85}{66,55} = 1,275$$

При  $\psi_{bd} = 1.275$  , твёрдости колёс менее HB 350 и несеметричном расположении колёс относительно опор

$$K_{F\beta} = 1.33 \text{ (табл. 3,7 стр. 35)}$$

$K_{FV}$  = коэффициент динамичности

Для принятия значения этого коэффициента предварительно вычисляют окружную скорость колёс

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{102 \cdot 66,55}{22 \cdot 10^3} = 3,38\text{м/с}$$

При скорости  $3 \div 8$  м/с, и 8 – степени точности  $K_{FV} = 1.3$

(табл. 3.8 стр.36)

Таким образом коэффициент нагрузки

$$K_F = 1,33 \cdot 1,3 = 1,73$$

$Y_\beta$  - коэффициент, который вводится для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчётной схемы, что и в случае прямых зубьев.

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{12,8}{140} = 0,91$$

$K_{Fd}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, принимаем

$$K_{Fd} = 0.75 \text{ (стр. 39)}$$

$Y_F$  - коэффициент прочности зубьев поместным напряжениям который принимается в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

$$\text{у шестерни } Z_{\vartheta 1} = \frac{Z_1}{\cos \beta} = \frac{130}{0,975^3} = 28 \text{ шт}$$

$$\text{У колеса } Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \beta} = \frac{130}{0,975^3} = 140 \text{ шт}$$

При этом  $Y_{F1} = 3,84$  и  $Y_{F2} 3,6$  (стр.35)

Допус 1 каемое напряжение изгиба по формуле 3.24

$$[G]_F = \frac{G_F^0 L_{imb}}{[n]}$$

где  $G_{FLimb}$  - предел выносливости при эквивалентном числе циклов.

Для углеродистых сталей при твердости не менее РВ 350:

$$G_F^0 L_{imb} = 1,8 \text{ НВ (табл. 3.9. стр 37)}$$

$$\text{Для шестерни } G_F^0 L_{imb} = 1,8 \times 230 = 415 \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{Для колеса } G_{FLimb} = 1,8 \times 190 = 340 \text{ Н/мм}^2$$

$[n]$  – коэффициент запаса прочности определяют как произведение 2-х коэффициентов:

$$[n]_F = [n]_F^{II} = 1,75 \cdot 1 = 1,75$$

Коэффициент учитывающий нестабильность свойств материала колёс  $[n]_F^1 = 1,75$  (табл. 3.9)

Коэффициент учитывающий способ получения заготовки

$$[n]_F^{11} = 1.$$

допускаемые напряжения :

$$\text{шестерни } [G]_F^1 = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{для колеса } [G]_F^{11} = \frac{340}{1,75} = 194 \text{ Н/мм}^2$$

Находим отношение  $[G]_F : \gamma_F$

$$\text{для шестерни } \frac{[G]_F}{\gamma_F} = \frac{237}{3,84} = 62,0 \text{ Н/мм}^2$$



для колеса  $\frac{[G]_F}{\gamma_F} = \frac{194}{3,60} = 53,9 \text{ Н /мм}^2$

Дальнейший расчёт следует вести для зубчатого колеса.

для которого найденное отношение меньше.

Проверяем зубья колеса на выносливость по напряжению изгиба

$$G_{F2} = \frac{3750 \cdot 3,60 \cdot 0,91 \cdot 0,75}{80 \cdot 2,5} = \frac{80H}{\text{мм}^2} < 194 \text{ Н/мм}^2$$

Условие прочности выполняется.

### 3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ

Предварительный расчёт выполняется на кручение по пониженным допускаемым напряжениям. Диаметр выходного конца вала определяется по формуле 6.16 (стр. 35)

Для валов из сталей 40,45 допускаемое напряжение на кручение принимают  $[\tau]_k = 20 \cdot 25 \text{ Н/мм}^2$

3.1 Ведущий вал.

$$d_{b1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_1}{[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 10^3}{25}} = 29 \text{ мм}$$

Согласуем диаметр ротора и выходного конца вала редуктора, так как при необходимости привод редуктора может осуществляться непосредственно от электродвигателя.

Валы соединяют с соотношением

$$d_{b1} = (1+0,75) \cdot d_{gb} = 1 + 0,75 \cdot 38 = 38 + 28 \text{ мм}$$

Диаметр ротора двигателя АОП – 2-51-4 по таблице 11.5, стр 35

$$d_{gb} = 38 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда принимаем  $d_{b1} = 32 \text{ мм}$

Диаметр под подшипником  $d_{n1} = 40 \text{ мм}$

Шестерню выполняем заодно целое с валом.

ПРИМЕЧАНИЕ: диаметр под подшипником принимают из ряда оканчивающиеся на 0 и 5

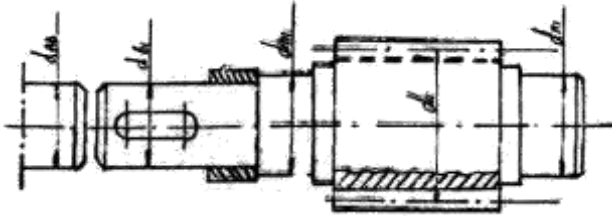


Рис 2. Конструкция ведущего вала

### 3.2. Ведомый вал

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_2}{\tau_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 590 \cdot 10^3}{20}} = 53 \text{ мм}$$

Примем : диаметр выходного конца вала  $d_{b2}=55$  мм

диаметр под подшипником  $d_{n2}=60$  мм

диаметр под колесом  $d_{k2}=65$  мм

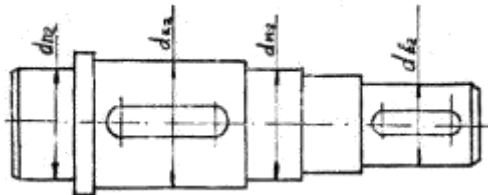


Рис. 3. конструкция ведомого вала.

## 4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Шестерни выполняем заодно целое с валом (рис 2.)

Размеры (см. пункт 2) :

$$d_1 = 66,55 \text{ мм} \quad d_{a1} = 71,55 \text{ мм} \quad b_1 = 85 \text{ мм}$$

Колесо выполняем кованное (рис 8.2. стр 147)

Размеры см. пункт 2

$$d_2 = 333,45 \text{ мм.}, \quad d_{a2} = 338,45 \text{ мм.}, \quad b_2 = 80 \text{ мм}$$

Диаметр ступицы  $d_{ст2} = 1,6 \cdot d_{к2} = 1,6 \cdot 65 = 100 \text{ мм.}$

Длина ступицы  $l_{ст2} = (1,2 \div 1,5) \cdot d_{к2} = (1,2 - 1,5) \cdot 65 = 90 \text{ мм}$

Толщина обода  $\delta_0 = (2 \div 4) \cdot m = (2 \div 4) \cdot 2,5 = 10 \text{ мм}$

Толщина диска  $c = 0,3 \cdot b_2 = 0,3 \cdot 80 = 25 \text{ мм.}$

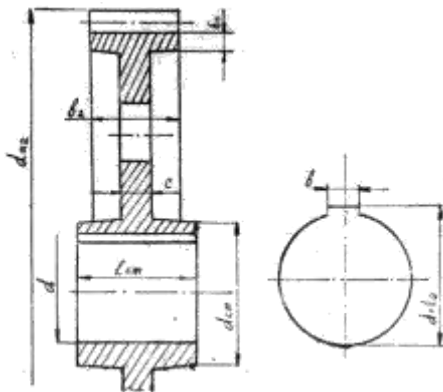


Рис 4. Зубчатое колесо

## 5 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА РЕДУКТОРА

Размеры элементов корпуса определим по ориентировочным соотношениям которые приведены в таблице 8,3 стр 157 пособия Чернавского С.А.

Примечание Студенту рекомендуется изучить конструктивные элементы корпуса по рис 8.18 стр 156.

Толщина стенки корпуса и крышки.

$$\delta = 0,025 \cdot Q_w + 1 = 0,025 \cdot 200 + 1 = 6 \text{ мм}$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot Q_w + 1 = 0,02 \cdot 200 + 1 = 5 \text{ мм}$$

С учётом того, что должно быть  $\delta \geq 8 \text{ мм}$  и  $\delta_1 \geq 8 \text{ мм}$  принимаем  $\delta = \delta_1 = 8 \text{ мм}$

Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса и пояса крышки.

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

$$\delta_1 = 1,5\delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$$

Толщина нижнего пояса корпуса

$\rho = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм}$  , принимаем  $\rho = 20 \text{ мм}$

Диаметры фундаментных болтов

$$d_1 = 0,03 + 0,036 Qw + 12\text{мм} = 0,036 \cdot 200 + 12$$

$$= 19\text{мм}$$

Принимаем болт с резьбой М 20.

Диаметры болтов и крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = 0,7 + 0,75 d_1 = 0,75 \cdot 20 = 15 \text{ мм} , \text{ принимаем болт М 16}$$

Диаметры болтов соединяющих крышку с корпусом

$$d_3 = 0,5 + 0,6 d_1 = 0,6 \cdot 20 = 12\text{мм}, \text{ Принимаем болт М 12}$$

### РАСЧЁТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

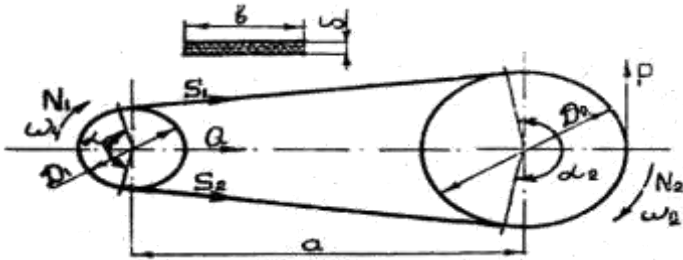


Рис. 5. Ременная передача

Исходные данные :  $N_1 = 7.5 \text{ кВт} , \quad \pi = 1440 \text{ об/мин} , \quad U = 2,5$

Расчёты выполняем пользуясь примером, приведённым в пособие Чернавского С.А. и др на стр 61-65.

Диаметр ведущего шкива

$$D_1 = 120^3 \frac{\overline{N_1}}{n_1} = 120^3 \frac{7,6 \cdot 10^3}{1440} = 208 \text{ мм}$$

Пример по ГОСТ  $D_1 = 200 \text{ мм}$  (стр 61)

Диаметр ведомого шкива

$$D_2 = u \cdot D_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 2,5 \cdot 200 \cdot (1 - 0,01) = 495 \text{ мм}$$

Где коэффициент скольжения  $\varepsilon = 0,01$

Примем по ГОСТ  $D_2 = 500 \text{ мм}$

Межосевое расстояние

$$Q = 1,5 \cdot D_1 + D_2 = 1,5 \cdot 200 + 500 = 1050 \text{ мм}$$

Окружная скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,200 \cdot 1400}{60} = 15 \text{ м/с}$$

Окружное усилие

$$P = \frac{N}{v} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{15} = 500 \text{ Н}$$

Допускаемое полезное напряжение

$$K = K_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_\beta \cdot C_p$$

Здесь  $K_0$  – оптимальное полезное напряжение при

условиях опыта, значение дано в таблице 5.4 стр. 62.

Примем прорезиненные ремни и отношение  $\frac{\delta}{D_1} = \frac{1}{40}$

Тогда  $K_0 = 2,25 \text{ Н/мм}^2$

Коэффициент  $C_0$  учитывает угол наклона передачи, для горизонтальной передачи и наклонных до  $60^\circ$  передач  $C^0 = 1$

Коэффициент  $C_\alpha$  учитывая влияние угла обхвата  $-\alpha_1$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60 \frac{D_2 - D_1}{Q} = 180^\circ - 60 \frac{500 - 200}{1050} = 169^\circ$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 169^\circ) = 0,93$$

Коэффициент  $C_v$  – учитывает влияние скорости.

$$C_v = 1,04 - 0,0004^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 15^2 = 0,95$$

Коэффициент  $C_p$  - учитывает влияние скорости

Коэффициент  $C_p$  – учитывает влияние условий эксплуатации передачи. При спокойной работе с кратковременными нагрузками не свыше 120% от номинальной и 2-х сменной работе привода  $C_p = 0,9$

Допускаемое полезное напряжение

$$[K] = 2,25 \times 1 \times 0,93 \times 0,95 \times 0,90 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$$

Необходимая площадь поперечного сечения ремня

$$F = b \cdot \delta = \frac{P}{[K]} = \frac{500}{1,8} = 280 \text{ мм}^2$$

Определение размеров сечения ремня

Из условия  $\frac{l}{\delta} \leq \frac{l}{40}$  определим:  $\delta \leq \frac{200}{40} = 5 \text{ мм}$



Примем тип ремня в (  $V = 15$  м/с), то шина 1-ой прокладки

$\delta_1 = 1,25$  мм. Число прокладок  $Z = 5$  (табл. 5 стр. 60)

Выбираем  $Z = 4$  тогда  $\delta = 4 \cdot 1,5 = 6$  мм

Ширина ремня  $b = \frac{F}{\delta} = \frac{280}{5} = 56$  мм

Примем по ГОСТ  $b = 60$  мм

$$\begin{aligned} \text{Длина ремня } L &= 2Q + \frac{\pi}{2} D_1 + D_2 + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot Q} = \\ &= 2 \cdot 1050 + \frac{3,14}{2} 200 + 500 + \frac{(500 - 200)^2}{4 \cdot 1050} \\ &= 4604 \text{ мм} \end{aligned}$$

Число пробегов ремня в секунду

$$U = \frac{\vartheta}{L} = \frac{15}{4604} = 47 \text{ с}^{-1}$$

Что меньше допускаемого  $[u] = 5 \text{ с}^{-1}$

Максимальное напряжение в ремне

$$G_{max} = G_1 + G_u + G_v$$

Напряжение от напряжения ведущей ветви ремня

$$G_1 = G_0 + \frac{P}{2 \cdot b \cdot \delta} = 1,8 + \frac{500}{2 \cdot 60 \cdot 5} = 2,65 \text{ Н/мм}^2$$

Где напряжение от предварительного напряжение ремня

$$G_0 = 1,8 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \text{ (стр. 64.)}$$

Напряжение изгиба при огибании меньшего шкива

$$G_u = E \cdot \frac{\delta}{D_1} = 200 \cdot \frac{5}{200} = 3,75 \text{ Н/мм}^2$$

Где модуль упругости ремня  $E = 200 \text{ Н/мм}^2$

Напряжение от центробежных сил

$$G_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \cdot 15^2 \cdot 10^{-6} = 0,25 \text{ Н/мм}^2$$

Где плотность прорезиненых ремней  $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$

Максимальное напряжение в ремне

$$G_{max} = 2,65 + 3,75 - 0,25 = 6,65 \text{ Н/мм}^2$$

Долговечность ремня ( стр. 64 формула 5,7 ).

$$T = \frac{G_y^6}{G_{max}^6} \frac{10^7 \cdot C_i}{3600 \cdot 2 \cdot \text{И}}$$

Здесь : допускаемое напряжение  $G_y = 7 \text{ Н/мм}^2$

$C_i$  - коэффициент, учитывающий передаточное число принимают  $C_i = 1+2$

Таким образом

$$T = \frac{7^6}{6,65^6} = \frac{10^7 \cdot 1,5}{3600 \cdot 2 \cdot 2,5} = 880 \text{ час}$$

Предварительное напряжение ремня

$$S_0 = G_0 \cdot b \cdot \delta = 1,8 \cdot 60 \cdot 5 = 540 \text{ Н}$$

Давление на вал то ремня

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 540 \cdot \sin \frac{160^\circ}{2} = 1100 \text{ Н}$$

## 7. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Компоновочный чертёж редуктора выполняется для определения расстояния между опорами и находящимися на валу деталями:

Зубчатыми колёсами и шкивом.

Указание: перед выполнением компоновочного чертежа рекомендуется изучить: - компоновочный чертёж вала по пособию Чернена (4 рис. 13.16 стр. 371) - компоновочные чертежи одноступенчатого цилиндрического редуктора (2 рис. 10.6 стр. 192 и рис 10.10 стр. 198)

Компоновочный чертёж выполняется в одной проекции разрез по осям валов при снятой крышке редуктора в миллиметровой бумаге масштабом 1:1 (Прилагается компоновочный чертёж привода).

Проводим две горизонтальные осевые линии (оси валов)

На расстоянии  $a_w = 200 \text{ мм}$

Вычерчиваем по габаритным размерам зубчатые колеса.

Выбираем конструкцию опор на шарикоподшипниках радиальных (фиг. 7.10 7.11 стр. 112)

Выбираем ориентировочно подшипники:

Для ведущего вала по  $d_{n1} = 40 \text{ мм}$  выбираем подшипник № 308

Для ведущего вала по  $d_{n2} = 60 \text{ мм}$  выбираем подшипник

Параметры подшипников

Условное обозначение	Размеры (миллиметрах) мм			Грузоподъёмность кН	
	d	D	B	C	C <sub>0</sub>
308	40	90	23	31.3	22.3
312	60	130	31	62.9	48.9

Принимаем зазоры:

Между торцом зубчатых колёс и внутренней стенкой корпуса

$$X = 8 \div 15 \text{ мм.}$$

Для установки малоудерживающих колёс  $Y = 8 \div 12 \text{ мм}$

Вычерчиваем по габаритным размерам подшипники

Ширину стенки корпуса в месте установки подшипника (глубина гнезда подшипника) выбираем ориентируясь на величину ширины подшипника ведомого вала.

$$W = \ell_r = 1,5 \cdot B = 1,5 \cdot 31 = 46 \text{ мм}$$

Принимаем 1: Ширину стенки корпуса можно выбирать по величине вращающихся моментов на валах. Например для нашего случая при  $M_1 = 125 \text{ Нм}$

$$W = 30 \div 70 \text{ мм (4 стр. 371)}$$

Принимаем 2: Расстояние от середины подшипника до середины шкива также можно выбирать по величине вращающего момента. Например  $M_1 = 125 \text{ Нм}$

$$l = W = 30 \div 70 \text{ мм}$$

Толщину фланца крышку подшипника выбираем по диаметру подшипника, при  $D = 90 \text{ мм}$ .  $A = 12 \text{ мм}$  (рис. 10.7)

Принимаем: Высоту головки болта  $h = 0,7 \times d_b = 0,7 \times 10 = 7 \text{ мм}$

Зазор между головкой болта и торцом шкива  $10 \text{ мм}$ .

Длину ступицы шкива  $L_{cm} = 1,2 d_{o1} = 1,2 \times 32 = 40 \text{ мм}$ .

Из компоновочного чертежа замером находим:

Расчётные замеры для ведомого вала  $L_2 = 82 \text{ мм}$

Для ведущего вала расчётные расстояния примем такими же как и для ведущего вала  $L_1 = L_2 = 82 \text{ мм}$

Расстояние от середины подшипника до середины шкива  $L_3 = 82 \text{ мм}$ .

## **8. ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ**

### 8.1 Ведущий вал

Из предыдущих расчётов имеем :

Сила в зубчатом зацеплении  $P = 3750 \text{ Н}$ ;  $P_z = 1400 \text{ Н}$ ;  $P_\Delta = 830 \text{ Н}$

Нагрузка на вал от ременной передачи  $Q = 1100 \text{ Н}$

Составляющие этой нагрузки (передача горизонтальная)

$Q_x = Q = 1100 \text{ Н}$ .  $Q_y = 0$

Из компоновочного чертежа  $L_1 = 82 \text{ мм}$   $L_2 = 82 \text{ мм}$

#### 8.1.1 Реакции опор

В плоскости XZ

$$R_{x1} = \frac{P \cdot \ell_1 + Q_x \cdot 2\ell_1 + \ell_3}{2 \cdot \ell_1} = \frac{3750 \cdot 82 + 1100 \cdot (2 \cdot 82 + 82)}{2 \cdot 82} = 3525H$$

$$R_{x2} = \frac{P \cdot \ell_1 - Q_x \cdot \ell_3}{2 \cdot \ell_1} = \frac{3750 \cdot 82 - 1100 \cdot 82}{2 \cdot 82} = 1325H$$

$$\text{Проверка } Q_x + P - R_{x1} + R_{x2} = 1100 + 3750 - 3525 - 1325 = 0$$

В плоскости YZ

$$R_{y1} = \frac{P_z \cdot \ell_1 - P_a \frac{d_1}{2}}{2 \cdot \ell_1} = \frac{1400 \cdot 82 + 830 \cdot 66,5/2}{2 \cdot 82} = 1040 H.$$

$$R_{y2} = \frac{P_z \cdot \ell_a - P_a \frac{d_1}{2}}{2 \cdot \ell_1} = \frac{1400 \cdot 82 - 230 \cdot 66,5/2}{2 \cdot 82} = 360 H.$$

$$\text{Проверка } R_{y1} + R_{y2} - P_z = 1040 + 360 - 1400 = 0$$

### 8.1.2. Изгибающие моменты в плоскости XZ

$$M_x^I = -Q_x \cdot \ell_3 = -1100 \cdot 82 = -90 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$$M_x^{II} = -R_{x2} \cdot \ell_1 = 1325 \cdot 82 = 1090 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

в плоскости YZ

$$M_y^I = -R_{y1} \cdot \ell_1 = -1040 \cdot 82 = -85 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$$M_y^{II} = -R_{y2} \cdot \ell_1 = 360 \cdot 82 = 30 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

Прмечание: при изготовлении шестерёнки отдельно от вала далее определяют диаметр вала под шестернёй (4, стр. 385-389)

### 8.1.3. Сумарные реакции

$$F_{z1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{3525^2 + 1040^2} = 3700 \text{ H}$$

$$F_{z2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1325^2 + 360^2} = 1400 \text{ H}$$

#### 8.1.4. Выбор подшипников

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре №1.

Намечаем радиальные подшипники №308, динамическая и статическая грузоподъёмность

$$C = 31,3 \text{ kH и } C_0 = 22,3 \text{ kH}$$

(пункт 6.)

#### 8.1.5. Эквивалентная нагрузка.

(формула 7.5, стр. 117)

$$P_3 = X \cdot V \cdot F_{z1} + Y \cdot F_a \cdot k_\delta \cdot k_T$$

Здесь: коэффициент  $V = 1$  (вращается внутреннее кольцо)

Коэффициент безопасности  $K_f = 1,2$  (табл. 7.2)

Температурный коэффициент  $K_m = 1$  (табл. 7.1)

$$\text{Отношение } \frac{F_a}{C_0} = \frac{830}{223000} = 0,037$$

Этой величине соответствует коэффициент  $L = 0,23$  (табл. 7.3)

$$\text{Отношение } \frac{F_a}{F_{z1}} = \frac{830}{3700} = 0,224$$

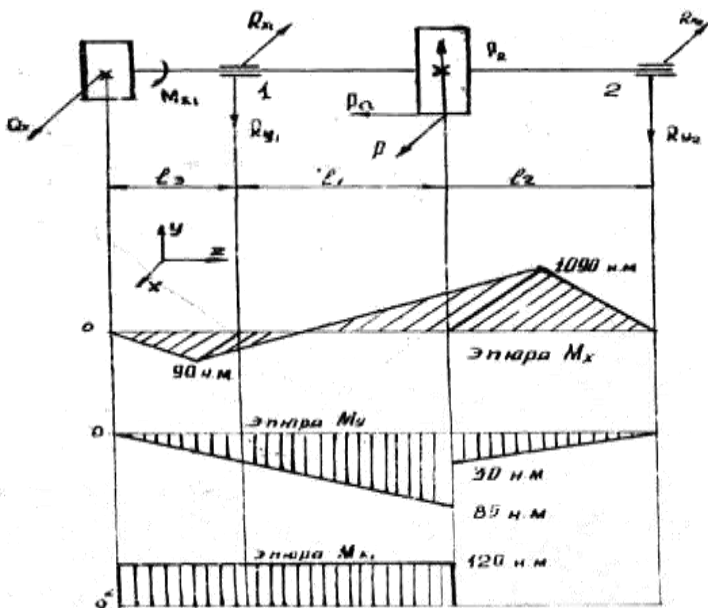


Рис. 7. Схема нагружения и опоры изгибающих и крутящих моментов ведущего вала

Поэтому коэффициент  $\chi = 1$   $\gamma = 1$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = (3700 + 830) \chi_{1,2} = 5400 \text{ Н}$$

8.1.6. расчётная долговечность подшипника

$$L = \frac{C}{P_3} = \frac{31,3 \cdot 10^3}{5,4} = 195 \text{ млн.об}$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{60 \cdot n_1} = \frac{195 \cdot 10^6}{60 \cdot 576} = 5640 \text{ час.}$$



## 8.2 Ведомый вал

Силы в зубчатом зацеплении те же, что и при расчёте ведущего вала  $P = 3750 \text{ Н}$ ,  $P_z = 1400 \text{ Н}$ ,  $P_d = 830 \text{ Н}$ .

### 8.2.1. Реакция опор

в плоскости  $XZ$

$$R_{x3} = R_{x4} = \frac{P}{2} = \frac{3750}{2} = 1875 \text{ Н}.$$

В плоскости  $YZ$

$$R_{y3} = \frac{P_2 \cdot \ell_2 - P_a \frac{d_2}{2}}{2\ell_2} = \frac{1400 \cdot 82 - 830 \cdot 333/2}{2 \cdot 82} = 140 \text{ Н}$$

$$R_{y4} = \frac{P_2 \cdot \ell_2 + P_a \frac{d_2}{2}}{2\ell_2} = \frac{1400 \cdot 82 + 830 \cdot 333/2}{2 \cdot 82} = 1540 \text{ Н}$$

Проверка:  $R_{y3} + P_2 - R_{y4} = 143 + 1400 + 1543 = 0$

### 8.2.2. Изгибающие моменты

в плоскости  $XZ$

$$M_x^I = R_{x3} \cdot \ell_2 = 1875 \cdot 82 = 154 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

в плоскости  $YZ$

$$M_x^I = R_{x3} \cdot \ell_2 = 140 \cdot 82 = -12 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$$M_x^{II} = R_{x4} \cdot \ell_2 = -1540 \cdot 82 = -126 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

### 8.2.3. Суммарный изгибающий момент.

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{154^2 + 126^2} = 260 \text{ Нмм}$$

### 8.2.4. Эквивалентный момент.

$$M_3 = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} = \sqrt{20^2 + 590^2} = 625 \text{ Нмм}$$

8.2.5. диаметр вала под зубчатым колесом.

$$d_{k2} = \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1 \cdot [G]}} = \sqrt[3]{\frac{625 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 30 \text{ мм}$$

Здесь: допускаемое напряжение на изгиб  $[G]_u = 50 \text{ Н/мм}$

(4 стр. 376)

Учитывая особенности сечения шпоночной конавкой диаметр вала под зубчатым колесом оставляем таким же, как был принят при конструирование вала по результатам расчёта на кручение т.е.

$$d_{c2} = 60 \text{ мм}$$

8.2.6. Сумарные реакции.

$$F_{23} = R_3 = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{1875^2 + 140^2} = 1875 \text{ Н}$$

$$F_{24} = R_4 = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{1875^2 + 1540^2} = 2420 \text{ Н}$$

8.2.7. Выбор подшипников.

Подбираем подшипник по более нагружаемой опоре №4. намечаем радиально шарикоподшипника №312, динамическая и статическая грузоподъёмности  $C = 62,9 \text{ кН}$  и  $C_0 = 48,4 \text{ кН}$ . (пункт 6.)

8.2.8. Эквивалентная нагрузка.

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_{24} + y \cdot F_0) K_\delta \cdot K_i$$

Например значение коэффициентов  $V = 1$   $K_\delta = 1,2$   $K_m = 1$

$$\text{Отношение } \frac{F_Q}{C_0} = \frac{830}{48400} = 0,026$$

Этой величине соответствуют  $L = 0,22$

$$\text{Отношение } \frac{F_Q}{F_{24}} = \frac{830}{2420} = 0,343$$

Поэтому коэффициент  $X = 0,56$   $Y = 1,1$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = 0,56 \times 2420 + 1,1 \times 830 \times 1,2 = 2720$$

8.2.9. Расчетная долговечность подшипника.

$$L = \frac{C}{P_3}{}^3 = \frac{62,3 \cdot 10^3}{}^3}{2,62 \cdot 10^3}{}^3 = 125 \text{ 00 млн. об.}$$

$$\text{или } L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{125 \text{ 00} \cdot 10^6}{60 \cdot 115} = 18000 \text{ час.}$$

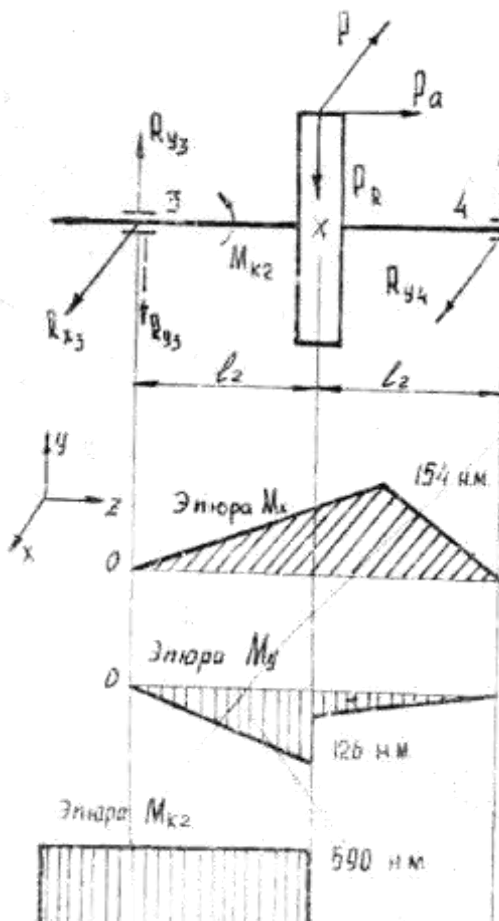


Рис. 8. Схема нагружения и опоры изгибающих и крутящих моментов ведомого вала

## 9. Проверка прочности шпоночных соединений.

Примем тип шпонки – призматические с округлёнными концами.

Размеры сечений шпонок выбираем по ГОСТ 8788-68

(табл.6.7 стр. 103) Материал шпонки, сталь  
45нормализованная  
Материал ступицы – сталь.

Выбранную шпонку проверим на прочность по напряжению смятия:

$$G_{см} = \frac{2 \cdot M_p}{d \cdot \ell \cdot (h - t)} \leq [G]_{см} \quad (\text{ф-ла 6.21, стр. 102})$$

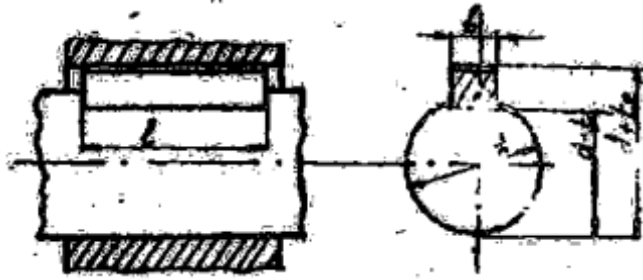


Рис. 9. Шпоночное соединения.

9.1.Ведущий вал. Диаметр вала под шкивом  $d = 25 \text{ мм}$

Размер шпонки  $B = 10 \text{ мм}$        $h = 8 \text{ мм}, t = 5 \text{ мм}$

Длина шпонки  $L = 36 \text{ мм}$  (учитываем  $L_{см} = 40 \text{ мм}$ ).

Расчётный момент  $M_p = M_1 = 120 \text{ Нм}$

Напряжение смятия

$$G_{см} = \frac{2 \cdot 121 \cdot 10^3}{40 \cdot 36 \cdot (8 - 5)} = 56 \text{ Н/мм}^2$$

Допускаемое напряжение для стальной ступицы

$$[G]_{см} 100 \text{ Н/мм}^2 \text{ (стр. 102)} \quad 56 \text{ Н/мм}^2 < 100 \text{ Н/мм}^2$$

т.е. условие прочности выполняются

## 9.2. Ведомый вал.

Диаметр вала под зубчатым колесом  $d_2 = 65$  мм

Размеры шпонки  $b = 18$  мм  $h = 11$  мм,  $t = 7$  мм

Длина шпонки  $L = 80$  мм (учитываем  $L = 90$  мм )

Напряжение смятия

$$G_{LM} = \frac{2 \cdot 593 \cdot 10^3}{65 \cdot 80 \cdot (11 - 7)} = 58 \text{ Н/мм}^2$$

Расчётный момент  $M_p = M_2 = 590$  Нм

$58 \text{ Н/мм}^2 < 100 \text{ Н/мм}^2$  т.е условия прочности выполняются.

## **10 ПОСАДКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС, ШКИВОВ И ПОДШИПНИКОВ**

Посадки назначаем в соответствии указаний, которые даны в таблице 8.11 (стр. 169)

Посадку зубчатого колеса на вал назначаем Н7/Р6  
Посадку шкива на вал назначаем Н8/н8

Шейки валов под подшипником выполняем с отклонением К6

Отклонение отверстия в корпусе под подшипником по Н7

## 11 Выбор сорта масел.

Смазка зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объём маслянной ванны определяется из расчёта  $0,25 \text{ дм}^3$  масла на 1 кВт передаваемой мощности.

$$V_m = 0,25 \cdot 7,52 = 1,9 \text{ дм}^3$$

По таблице 8.8 (стр. 164) устанавливаемой вязкость масла.

При скорости  $V = 3,38 \text{ м/с}$  рекомендуется вязкость  $V_{so} = 81 \text{ сСТ}$ .

По таблице 8.10 (стр. 165) принимаем масло индустриальное И-70 по ГОСТ 20799-75

Подшипники смазываем пластичной смазкой. Периодически смазку наполняют шприцом через прессмаслёнки. По таблице 7.15 (стр. 132) выбираем сорт масла УТ-1 по ГОСТ 1967-73.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Гузенков П.Г. детали машин М., 1982
2. Курсовое проектирование деталей машин. Чернавский С.А. и др. М., 1979
3. Курсовое проектирование по деталям машин и подъёмнотранспортным устройствам. Методические указания и задания к проектам и работам, М., 1981
4. Чернин И.М. и др. Расчёты деталей машин, Минск, 1974  
Дополнительная литература:
5. Анфимов М.И. Редукторы. Конструирование и расчёт. М., 1972
6. Детали машин. Атлас конструкций. Под редакцией Р.Н. Решетова, М., 1968.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Задание на курсовую работу.....	6
1. Выбор электродвигателя и кинематический расчёт...7	
2. Расчёт цилиндрической косозубой передачи.....	10
3. Предварительный расчёт валов .....	18
4. Конструктивные размеры шестерни и колеса.....	20
5. Конструктивные размеры корпуса и редуктора.....	21
6. Расчёт ременной передачи.....	22
7. Компановка редуктора.....	27
8. Проверка долговечности подшипника.....	29
9. Проверка прочности шпоночных соединений .....	36
10.Посадки зубчатых колёс, шкивов и подшипников ..	39
11. Выбор сорта масел.....	40
Литература.....	41

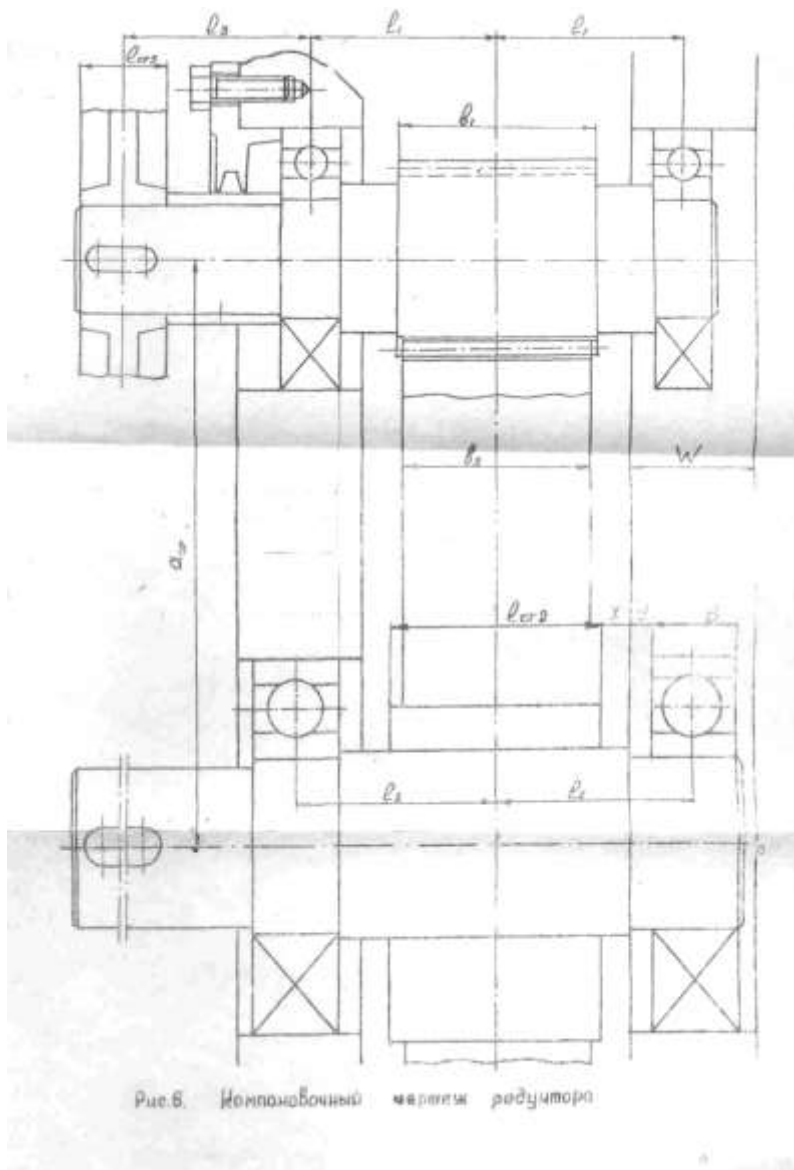


Рис. 6. Непалубочный чертёж редуктора

