

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования



Пермский национальный исследовательский
политехнический университет

Механико-технологический факультет
Кафедра конструирования машин и технологии обработки материалов

МЕХАНИКА

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА**

**Методические указания к выполнению курсовой работы
для студентов специальности 080500 «Геология нефти и газа»**

Пермь 2015

Содержание

Введение	3
Техническое задание на курсовую работу	3
Порядок выполнения работы	4
1. Кинематический и силовой расчет привода. Выбор электродвигателя.....	4
2. Определение геометрических параметров привода	6
3. Определение нагрузок на валы редуктора.....	7
4. Конструирование валов редуктора.....	8
5. Проверочный расчет валов на статическую прочность	13
6. Проверочный расчет подшипников качения.....	17
7. Проверочный расчет шпоночного соединения.....	17
Правила оформления пояснительной записки	18
Защита курсовой работы	20
Список литературы.....	20
Приложения	21

Введение

Программа курса «Механика» специальности 080500 «Геология нефти и газа» включает в себя изучение основных разделов дисциплин «Сопротивление материалов», «Теория машин и механизмов», «Детали машин и основы конструирования» (ГОС 130100-2000). В целях практического освоения и закрепления полученных в ходе изучения дисциплины теоретических знаний, а также программой предусмотрено выполнение курсовой работы.

Цель курсовой работы:

- систематизация и закрепление полученных теоретических знаний;
- развитие расчётно-графических навыков;
- ознакомление с конструкциями типовых деталей и узлов;
- формирование умения расчета и конструирования механизмов и деталей общего назначения на основе полученных знаний;
- приобретение навыка работы со справочной и нормативной литературой;

В процессе выполнения курсовой работы студенты должны:

- произвести анализ назначения, условий работы и рационального конструктивного решения проектируемого изделия;
- выполнить кинематический расчёт механизма;
- определить нагрузки, действующие на звенья механизма;
- произвести расчёты элементов конструкции по критериям работоспособности;
- выполнить конструктивную компоновку основных узлов механизма;
- продумать процесс сборки, разборки и обслуживания узлов механизма;
- защитить принятое техническое решение.

В предложенной курсовой работе рассматривается расчет привода ленточного транспортера с использованием цилиндрической и ременной передачи. Данный выбор обусловлен большой распространенностью и важностью подобных механизмов в современной технике, а также широким охватом типовых деталей, кинематических пар и соединений, изучаемых в курсе «Механика».

Излагаемый материал расположен в том порядке, в котором следует работать над проектом.

Прежде, чем приступать к выполнению курсовой работы необходимо изучить теоретический материал курса «Механика»!

Рекомендую также посмотреть анимационные фильмы по сборке редукторов.

редуктор одноступенчатый цилиндрический: <https://www.youtube.com/watch?v=JKzPyBRhO-M>

редуктор двухступенчатый конически-цилиндрический: <https://www.youtube.com/watch?v=1T-EsE7ySE0>

При написании пособия использованы следующие источники:

1. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтарь сказ, 1999. 454 с.
2. Дунаев П. Ф., Леликов О. Н. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов. - М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
3. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008. – 408.
4. Кайгородцев А.В. Техническая механика. Прикладная механика: Метод. указания. - Киров: Изд-во ВятГУ, 2003. – 30 с.

Техническое задание на курсовую работу

Для механического привода, представленного на рис. 1.1 требуется:

- выполнить кинематический и силовой расчеты, подобрать электродвигатель;
- определить основные геометрические параметры открытой передачи;
- определить основные геометрические параметры зубчатой передачи;
- определить нагрузки на валы редуктора, выполнить проектный и проверочный расчет валов;
- подобрать шпонки, муфту и подшипники;
- проверить шпоночное соединение на прочность, проверить подшипники на долговечность;
- выполнить чертеж общего вида редуктора с указанием габаритных, установочных и присоединительных размеров (на бумаге формата А1 с миллиметровой сеткой в масштабе).

Вариант задания и данные к расчету выдаются индивидуально преподавателем.

Бланк с индивидуальным заданием подшивается в расчетно-пояснительную записку после пункта «Содержание».

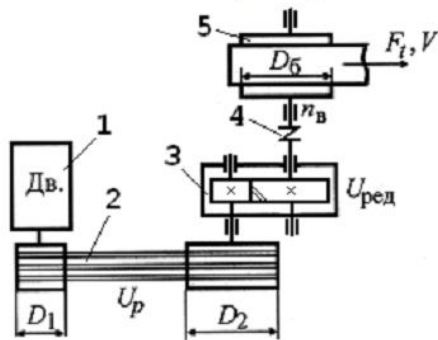
Работы, выполненные по исходным данным, не соответствующим индивидуальному номеру задания, к защите не принимаются!

Порядок выполнения работы

1. Кинематический и силовой расчет привода. Выбор электродвигателя

1.1 Вычертить схему машинного агрегата в соответствии с техническим заданием карандашом.

Выписать данные к расчету



- 1- электродвигатель;
- 2- плоскоременная передача;
- 3- редуктор;
- 4- муфта;
- 5- барабан ленточного транспортера

Рис. 1.1. Чертеж кинематической схемы

1.2 Определить выходную мощность привода (входную мощность конвейера): $P_{\text{вых}} = F_t \cdot V$ кВт.

1.3 Определить общий КПД привода: $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_m$, где

$\eta_{\text{он}}$ – КПД открытой (ременной) передачи;

$\eta_{\text{зуб}}$ – КПД зубчатой передачи;

η_n – КПД опор валов (подшипников);

η_m – КПД муфты.

Выбрать средние значения КПД (см. Приложение 1):

1.4 Определить требуемую мощность электродвигателя: $P_{\text{дв}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}}$ кВт.

1.5 Определить диапазон возможных значений общего передаточного числа привода (см. Приложение 2):

$$u_{\text{общ}}^{\text{min}} = u_{\text{он}}^{\text{min}} \cdot u_{\text{зуб}}^{\text{min}};$$

$$u_{\text{общ}}^{\text{max}} = u_{\text{он}}^{\text{max}} \cdot u_{\text{зуб}}^{\text{max}}, \text{ где}$$

$u_{\text{он}}$, $u_{\text{зуб}}$ – передаточные числа открытой (ременной) и зубчатой передачи.

1.6 Определить частоту вращения приводного вала конвейера (барабана):

$$n_{\text{вых}} = 60 \cdot 10^3 V / (\pi \cdot D_b) \text{ об/мин.}$$

1.7 Определить диапазон возможных частот вращения электродвигателя:

$$n_{\text{дв}}^{\text{min}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{общ}}^{\text{min}} \text{ об/мин.};$$

$$n_{\text{дв}}^{\text{max}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{общ}}^{\text{max}} \text{ об/мин.}$$

1.8 Выбрать электродвигатель по каталогу, выписать данные двигателя (Приложение 3):

- название электродвигателя;
- мощность $P_{\text{дв}}$, кВт;
- частота вращения $n_{\text{дв}}$, об/мин;
- угловая скорость $\omega_{\text{дв}} = (\pi \cdot n_{\text{дв}}) / 30$, рад/сек.

1.9 Определить фактическое общее передаточное число привода и произвести его разбивку по ступеням:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}.$$

Принять передаточное число зубчатого редуктора ($u_{\text{зуб}}$) в соответствии с Приложением 2.

Определить передаточное число ременной передачи: $u_{\text{он}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{зуб}}}.$

Округлить до первого десятичного знака.

Уточнить общее передаточное число (с учетом округления): $u'_{\text{общ}} = u_{\text{он}} \cdot u_{\text{зуб}}.$

Определить погрешность округления $\delta = \frac{|u'_{\text{общ}} - u_{\text{общ}}|}{u_{\text{общ}}} \cdot 100 < 3\%.$

1.10 Определить частоты и угловые скорости вращения валов привода ленточного транспортера.

Присвоить валам номера.

Вал 1 является валом ведущего шкива ременной передачи и валом двигателя. Частота и угловая скорость вращения вала 1:

$$n_1 = n_{дв} \text{ об/мин};$$

$$\omega_1 = \omega_{дв} \text{ рад/с}.$$

Вал 2 является валом ведомого шкива ременной передачи и быстроходным валом редуктора. Частота и угловая скорость вращения вала 2:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{он}} \text{ об/мин};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \text{ рад/сек}.$$

Вал 3 является тихоходным валом редуктора. Частота и угловая скорость вращения вала 3:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{зуб}} \text{ об/мин};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} \text{ рад/сек}.$$

Вал 4 является валом барабана ленточного транспортера. Частота и угловая скорость вращения вала 4:

$$n_4 = n_3 \text{ об/мин};$$

$$\omega_4 = \omega_3 \text{ рад/с}.$$

1.11 Определить мощности и вращающие моменты на валах привода ленточного транспортера.

Вал 1:

$$P_1 = P_{дв} \text{ кВт};$$

$$T_1 = T_{дв} = P_{дв} / \omega_{дв} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал 2:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{он} \cdot \eta_n \text{ кВт};$$

$$T_2 = P_2 / \omega_2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал 3:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_n \text{ кВт};$$

$$T_3 = P_3 / \omega_3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал 4:

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_m \cdot \eta_n \text{ кВт};$$

$$T_4 = P_4 / \omega_4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

1.12 Проверить правильность вычислений.

Рабочее усилие на барабане ленточного транспортера должно соответствовать условию:

$$F_t = 2 \cdot T_4 / D_б > F_t \text{ кН}$$

1.13 Свести полученные характеристики привода в таблицу:

Табл. 1 Кинематические и силовые характеристики привода

№ вала	Характеристика вала	Частота вращения вала n , об/мин	Угловая скорость вращения вала ω , рад/сек	Вращающий момент на валу T , Н·м	Мощность на валу P , кВт	Передаточное число передачи
1	вал двигателя					
2	б/х вал редуктора					
3	т/х вал редуктора					
4	вал барабана					

2. Определение геометрических параметров привода

2.1. Определить основные геометрические параметры плоскоременной передачи.

Диаметр ведущего шкива ременной передачи определить по приближенной формуле: $D_1 = \sqrt[3]{30 \dots 40} \cdot \sqrt[3]{T_1}$ мм, где T_1 - вращающий момент на ведущем валу ременной передачи.

Значение D_1 округлить до ближайшего из стандартного ряда: 40; 45; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900; 1000

Найти диаметр ведомого шкива: $D_2 = D_1 \cdot u_{on} \cdot (1 - \varepsilon)$ мм,

где u_{on} - передаточное число открытой передачи;

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ - коэффициент скольжения.

Полученное значение D_2 округлить до ближайшего из стандартного ряда.

Найти фактическое передаточное число ременной передачи: $u_{on}^{\phi} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$

Найти ориентировочное межосевое расстояние: $a \geq 1,5 \cdot (D_1 + D_2)$ мм.

Найти расчетную длину ремня: $l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}$ мм.

Полученное значение l округлить до ближайшего из стандартного ряда чисел:

500; 550; 600; 700; 750; 800; 850; 900; 1000; 1050; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450; 1500; 1600; 1700; 1800; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500; 5000 мм.

Уточнить значение межосевого расстояния a по стандартной длине l :

$$a = \frac{l}{8} \left(2 \cdot l - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right)$$

Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{(D_2 - D_1)}{a}$ град.

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

Полученные данные занести в таблицу.

Табл. 2 Геометрические параметры ременной передачи:

Параметр	Значение
Межосевое расстояние a , мм	
Длина ремня l , мм	
Угол обхвата ведущего шкива $\alpha_1, ^\circ$	
Диаметр ведущего шкива D_1 , мм	
Диаметр ведомого шкива D_2 , мм	

2.2. Определить основные геометрические параметры зубчатой передачи.

Найти предварительное значение межосевого расстояния зубчатой передачи: $a'_w = K \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_B}{u}}$ мм,

где $T_B = T_2$ - вращающий момент на быстроходном валу редуктора, Н·м;

u - передаточное число редуктора;

K - коэффициент, зависящий от марки стали (определяется методом интерполяции табличных значений, исходя из характеристик стали, указанных в задании):

σ_T , МПа	Углеродистые стали		Легированные стали	
	300	800	600	950
Коэффициент K	12,0	9,0	7,5	6,0

Полученное значение a'_w округлить до ближайшего по ряду нормальных линейных размеров $Ra40$ (см. Приложение 3).

Найти делительный диаметр колеса зубчатой передачи: $d_2 = \frac{2a_w \cdot u}{(u + 1)}$, мм.

Найти ширину венца колеса зубчатой передачи: $b_2 = \psi_a \cdot a_w$ мм, где ψ_a - коэффициент ширины венца колеса, принимается из ряда стандартных чисел: 0,25; 0,315; 0,4; 0,5 в зависимости от положения колеса относительно опор:

- при симметричном расположении колеса - $\psi_a = 0,315 \dots 0,5$;
- при несимметричном расположении колеса - $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$.

Округлить полученную ширину венца зубчатого колеса до ближайшего значения по ряду нормальных линейных размеров $Ra40$ (см. Приложение 3).

Найти делительный диаметр шестерни зубчатой передачи: $d_1 = 2 \cdot a_w - d_2$ мм.

Найти ширину венца шестерни зубчатой передачи (с целью перекрытия зубьев по длине для лучшей их приработки ширина венца шестерни выполняется на 2...4 мм больше ширины венца зубчатого колеса): $b_1 = b_2 + (2...4)$ мм.

Полученные данные занести в таблицу.

Табл. 3 Геометрические параметры зубчатой передачи:

Параметр	Значение
Межосевое расстояние a'_w , мм	
Ширина зубчатого венца, мм:	
шестерни b_1	
колеса b_2	
Угол наклона зубьев β , °	
Диаметр делительной окружности, мм:	
шестерни d_1	
колеса d_2	

3. Определение нагрузок на валы редуктора

3.1. Определить нагрузки на быстроходном валу редуктора (вал 2).

Нагрузки на быстроходном валу редуктора возникают в результате действия сил со стороны ременной передачи и сил, возникающих в зубчатом зацеплении.

3.1.1 Ориентировочно определить консольную нагрузку на быстроходный вал от ременной передачи.

Окружное усилие на ведущем шкиву ременной передачи находится по формуле: $F_{тон} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{D_1} H$,

где T_1 – вращающий момент на ведущем валу ременной передачи, Н·м;

D_1 – диаметр ведущего шкива ременной передачи, мм.

Усилие ременной передачи, действующее на быстроходный вал редуктора со стороны ведомого шкива, определить по приближенной формуле: $F_{нон} = 3 \cdot F_{тон} H$.

Выразить полученное значение в кН.

3.1.2 Ориентировочно определить нагрузки на быстроходный вал от зубчатой цилиндрической передачи.

Окружное усилие от зубчатой передачи находится по формуле: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_T \cdot 10^3}{d_2} H$, где

$T_T = T_3$ – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м;

d_2 – диаметр зубчатого колеса редуктора, мм.

Радиальное усилие от зубчатой передачи находится по формуле: $F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} H$.

Осевое усилие от зубчатой передачи находится по формуле: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta H$.

Выразить полученные значения в кН.

3.2. Определить нагрузки на тихоходном валу редуктора (вал 3).

Нагрузки на тихоходном валу редуктора возникают в результате действия сил, возникающих в зубчатом зацеплении, и сил со стороны муфты (в месте присоединения рабочей машины – транспортера).

3.2.1 Ориентировочно определить консольную нагрузку на тихоходный вал от муфты:

$$F_M = 125 \cdot \sqrt{T_T} H.$$

Выразить полученное значение в кН.

3.2.2 Определить нагрузки на тихоходный вал от зубчатой цилиндрической передачи.

Нагрузки на ведомый вал зубчатой передачи равны нагрузкам на ведущий вал.

$$F_{t2} = F_{t1}; \quad F_{r2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = F_{a1}.$$

Полученные данные занести в таблицу.

Табл. 4 Нагрузки на валы редуктора:

Вал редуктора	Консольная сила, кН	Окружная сила, кН	Радиальная сила, кН	Осевая сила, кН
Быстроходный вал	$F_{нон}$	F_{t1}	F_{r1}	F_{a1}
Тихоходный вал	F_M	F_{t2}	F_{r2}	F_{a2}

4. Конструирование валов редуктора

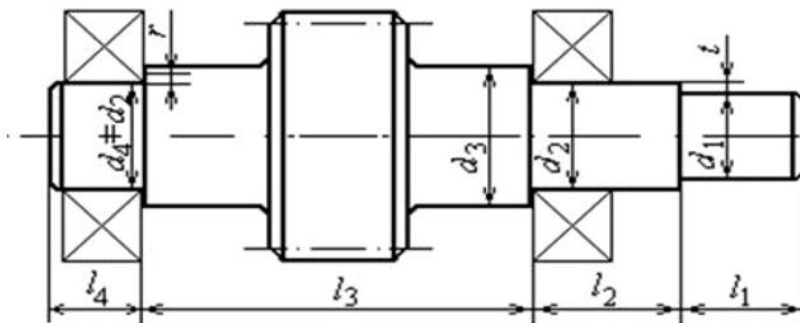
В индивидуальном и мелкосерийном производствах валы изготавливают ступенчатыми, снабжая буртами (опорными ступенями) для упора колёс и подшипников. Таким образом, редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей. Проектный расчёт ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: её диаметр d и длину l .

Проектный расчёт валов редуктора выполняют только по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжений изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени. Чтобы компенсировать высокую приближенность метода, значения допускаемых касательных напряжений при кручении выбирают заниженными: $[\tau_K] = 15...20 \text{ МПа}$. При этом меньшие значения принимают для быстроходных, большие значения – для тихоходных валов.

4.1 Определение геометрических параметров ступеней быстроходного вала (вала-шестерни)

На рис. 2 приведена типовая конструкция быстроходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора. Так как диаметр шестерни обычно незначительно отличается от диаметра вала, шестерня выполняется как одно целое с валом (вал-шестерня).

Рис. 2 Быстроходный вал одноступенчатого цилиндрического редуктора



Диаметр вала под ведомый шкив ременной передачи приблизительно определяется по формуле:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_B \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_K}} \text{ мм},$$

где $T_B = T_2$ – вращающий момент на быстроходном валу редуктора, $\text{Н}\cdot\text{м}$;
 $[\tau_K]$ – допускаемые касательные напряжения при кручении, МПа .

Так как шпоночная канавка под шкив ременной передачи ослабляет сечение вала, его диаметр увеличивают на 5...8%. Полученный результат округлить до ближайшего большего стандартного значения по ряду нормальных линейных размеров $Ra40$.

Диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник определяется по формуле: $d_2 = d_1 + 2 \cdot t$.

Значения высоты буртика t , фаски r_{max} подшипника и величины фаски ступицы колеса f определяют в зависимости от диаметра ступени d :

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85	86...100
t	2	2,2	2,5	3,2	4,2	4,6	5,2	6,2
r_{max}	1,6	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5	3,0

Диаметр d_2 необходимо округлить до ближайшего большего стандартного диаметра внутреннего кольца выбранного подшипника (см. п. 4.3).

Диаметр вала под шестерню определяется по формуле: $d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r$. Полученный результат округлить до ближайшего большего стандартного значения по ряду нормальных линейных размеров $Ra40$.

Диаметр вала под подшипник: $d_4 = d_2$.

Длины участков вала назначаются с учетом рекомендаций.

Длина консольной части под шкив ременной передачи зависит от ширины обода шкива и, как правило, находится в пределах: $l_1 = (1,2...1,5) \cdot d_1$ мм. Так как в данном проекте полный расчет ременной передачи не производится, можно принять минимальное значение $l_1 = 1,2 \cdot d_1$.

Длина участка вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник: $l_2 \approx 1,5 \cdot d_2$.

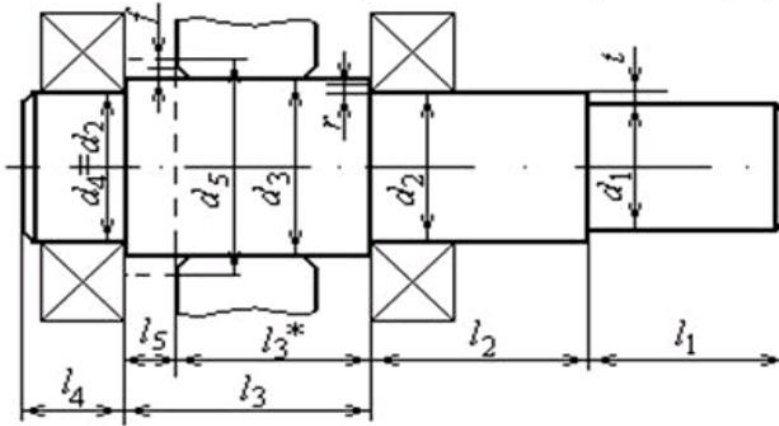
Длина участка вала под шестерню l_3 определяется графически на эскизной компоновке.

Длина участка вала под подшипник l_4 равна ширине выбранного подшипника B (см. п.4.3).

4.2 Определение геометрических параметров ступеней тихоходного вала

В одноступенчатом цилиндрическом редукторе обычно применяют зубчатое колесо с симметричной ступицей и располагают его на равных расстояниях от опор. На рис. 3 приведена типовая конструкция тихоходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора.

Рис. 3 Тихоходный вал одноступенчатого цилиндрического редуктора



Диаметр вала под полумуфту приблизительно определяется по формуле:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_K}} \text{ мм,}$$

где $T_T = T_3$ – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, *Н·м*;
 $[\tau]_K$ – допускаемые касательные напряжения при кручении, *МПа*.

Полученный результат округлить до ближайшего большего стандартного значения диаметра посадочного отверстия муфты (см. ГОСТ предварительно выбранной муфты) (или [1, Таблица К21-К26]).

Диаметры вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипники d_2 и d_4 определяются аналогично диаметрам быстроходного вала: $d_2 = d_1 + 2 \cdot t$. Полученное значение округляется до ближайшего большего стандартного диаметра внутреннего кольца выбранного подшипника (см. п.4.3).

Диаметр вала под колесо определяется по формуле: $d_3 = d_2 + 3,2r$. Полученный результат округлить до ближайшего большего стандартного значения по ряду нормальных линейных размеров *Ra40*.

Диаметр вала под опорную ступень d_5 рассчитывается по формуле: $d_5 = d_3 + 3 \cdot f$.

Опорную ступень можно заменить распорной втулкой. В этом случае диаметр рассчитывать не нужно.

Длины участков вала назначаются по рекомендациям.

Длина консольной части под полумуфту – $l_1 = (1 \dots 1,5) \cdot d_1$ мм.

Длина участка вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник: $l_2 \approx 1,25 \cdot d_2$.

Длина участка вала под колесо l_3 и опорную ступень (если она предусмотрена конструкцией) l_5 определяется графически на эскизной компоновке.

Длина участка вала под подшипник l_4 равна ширине выбранного подшипника *B* (см. п.4.3).

4.3 Предварительный выбор подшипников качения

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

Регулировка подшипников выходного вала, как и подшипников входного вала, осуществляется установкой набора тонких металлических прокладок под фланец привертной крышки, а в конструкциях с закладной крышкой установкой компенсаторного кольца при использовании радиального шарикоподшипника.

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

1. В соответствии с рекомендациями определить тип, серию и схему установки подшипников быстроходного и тихоходного валов.

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия
цилиндрическая косозубая	Б	при $a_w \geq 200$ мм – радиальные шариковые однорядные	средняя (лёгкая)
	Б, Т	при $a_w \leq 200$ мм – радиальные шариковые однорядные	лёгкая (средняя)

2. По справочнику-каталогу (см. ГОСТ 8338-75 или [1, Таблица К27]) выбрать типоразмер подшипников по величине диаметра внутреннего кольца подшипника, равного диаметру d_2 (d_4) ступеней вала под подшипники.

3. По выбранному из каталога типоразмеру определить основные параметры подшипников: геометрические размеры – внутренний диаметр подшипника d , диаметр наружного кольца D , ширину B ; динамическую C_r и статическую C_{r0} грузоподъемности. Данные занести в таблицу.

Табл. 5 Основные параметры подшипников:

Вал редуктора	Типоразмер подшипника	Геометрические размеры $d \times D \times B$, мм	Динамическая грузоподъемность C_r , кН	Статическая грузоподъемность C_{r0} , кН
Быстроходный вал				
Тихоходный вал				

4.4 Предварительный выбор муфты

Стандартные муфты на практике подбирают по каталогам (см., например, ГОСТ 21425-93, ГОСТ 20884-93, ГОСТ 20742-81 и др.) в зависимости от диаметра соединяемых валов и расчетного вращающего момента T_p по условию:

$$T_p = K_p \cdot T_T \leq T_n, \quad \text{где}$$

T_T – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н;

T_n – номинальный вращающий момент, указанный в каталоге (см. соответствующий ГОСТ или [1, Таблица К21-К26]).

K_p – коэффициент перегрузки, учитывающий режим работы и ответственность конструкции:

Тип машины	K_p
Конвейеры ленточные	1,25...1,5
Конвейеры винтовые, цепные, скребковые	1,5 ...2,0
Краны, лебедки, элеваторы	2,0 ...3,0

Рассчитать T_p . С учетом условий работы привода и диаметра тихоходного вала d_1 по каталогу выбрать муфту. Данные занести в таблицу.

Табл. 6 Основные параметры муфты ... (ГОСТ ...)

Момент T , Н·м	Угловая скорость ω , c^{-1} , не >	Отверстие, мм		Габаритные размеры, мм		Смещение осей валов, не >	
		d	l	D	L	радиальное Δr	угловое $\Delta \gamma$

Скорректировать длину консольной части тихоходного вала под полумуфту $l_1 = l$.

4.5 Предварительный выбор шпонки

Необходимо подобрать призматическую шпонку для соединения стального зубчатого колеса с тихоходным валом диаметром d_3 , передающего вращающий момент $T_T = T_3$. Длину ступицы зубчатого колеса принимаем равной ширине колеса b_2 . Нагрузка постоянная реверсивная.

Согласно стандарту (ГОСТ 23360 – 78 или [1, Таблица К42]) на призматические шпонки по заданному диаметру вала d_3 выбираем шпонку с размерами сечения: $b \times h$, глубиной паза вала t_1 . Учитывая длину ступицы (ширина колеса b_2), из стандартного ряда выбираем длину шпонки l .

Стандартные длины шпонок: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

4.6 Разработка чертежа общего вида редуктора

Чертеж общего вида устанавливает положение шестерни и колеса зубчатой передачи относительно стенок корпуса редуктора и подшипниковых опор, определяет расстояния l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения сил давления от шкива открытой передачи и муфты на расстоянии l_{on} и l_m от точки приложения реакции ближнего подшипника (рис. 5).

Чертеж выполняется строго в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге формата А1 карандашом в контурных линиях в масштабе и должна содержать эскизное изображение редуктора в двух проекциях, основную надпись и табличный отчет (см. рис. 5).

Компоновку редуктора рекомендуется выполнять в следующей последовательности (построение чертежа общего вида подробно рассмотрено в [1, п. 7.5]).

- Наметить расположение проекций компоновки в соответствии с кинематической схемой привода и наибольшими размерами колёс.
- Провести оси проекций и осевые линии валов (на межосевом расстоянии параллельно друг другу).
- Вычертить зубчатую передачу в соответствии с геометрическими параметрами шестерни и колеса, полученными в результате проектного расчёта. Места зацепления колёс показать в соответствии с рис. 4 (диаметры вершин и диаметры впадин колеса и шестерни принять условно).

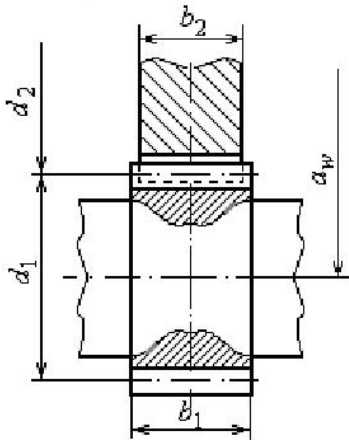


Рис.4

- Для предотвращения заедания поверхностей вращающихся колёс за внутренние стенки корпуса контур стенок проводят с зазором $\Delta = 8 \dots 10$ мм. Расстояние h_M (рис. 5) между дном корпуса и поверхностью вершин зубьев колёс для всех типов редукторов принимают $h_M \geq 4 \cdot \Delta$ (с целью обеспечения зоны отстоя масла). (Действительный контур корпуса редуктора зависит от его кинематической схемы, размеров деталей передач, способа транспортировки, смазки и тому подобного и определяется при разработке конструктивной компоновки).
- Вычертить ступени вала на соответствующих осях в соответствии с геометрическими размерами d и l , полученными в проектном расчёте валов. Ступени валов вычерчивают в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получается конструктивно, исходя из расстояния между противоположными стенками редуктора.
- На 2-й и 4-й ступенях вычертить основными линиями контуры подшипников по размерам d , D , B .
- Определить расстояния l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов. Для радиального

подшипника точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника, а расстояние между реакциями опор вала: $l_T = L_T - B$ (см. рис. 5).

- Определить точки приложения консольных сил:
 - а) на входном валу силу давления F_{non} ремённой передачи считают приложенной к середине выходного конца l_1 вала на расстоянии l_{on} от точки приложения реакции ближнего подшипника (см. рис. 5).
 - б) на выходном валу сила давления муфты F_m приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что точка приложения силы F_m находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии l_m от точки приложения реакции смежного подшипника (см. рис.5).

- Проставить на проекциях чертежа общего вида необходимые размеры. Выполнить табличный отчет:

Вал (материал-сталь ...) $\sigma_T = \dots$ МПа, $\sigma_B = \dots$ МПа, $[\sigma] = \dots$ МПа.	Размеры ступеней, мм				Подшипники			
	d_1	d_2	d_3	d_4	Типо- размер	$d \times D \times B$, мм	Динамическая грузоподъемность C_r , кН	Статическая грузоподъемность C_{r0} , кН
l_1	l_2	l_3	l_4					
Быстроходный								
Тихоходный								

Окончательный вариант общего вида редуктора (выполняется после завершения всех проверочных расчетов) должен содержать габаритные, установочные и присоединительные размеры (указание сопряженных размеров - посадок и предельных отклонений размеров в рамках данной работы не предусмотрено). Правила нанесения размеров рассмотрены в [1, Задача 13]

Все размеры должны быть указаны в цифрах, соответствующих расчетным значениям!

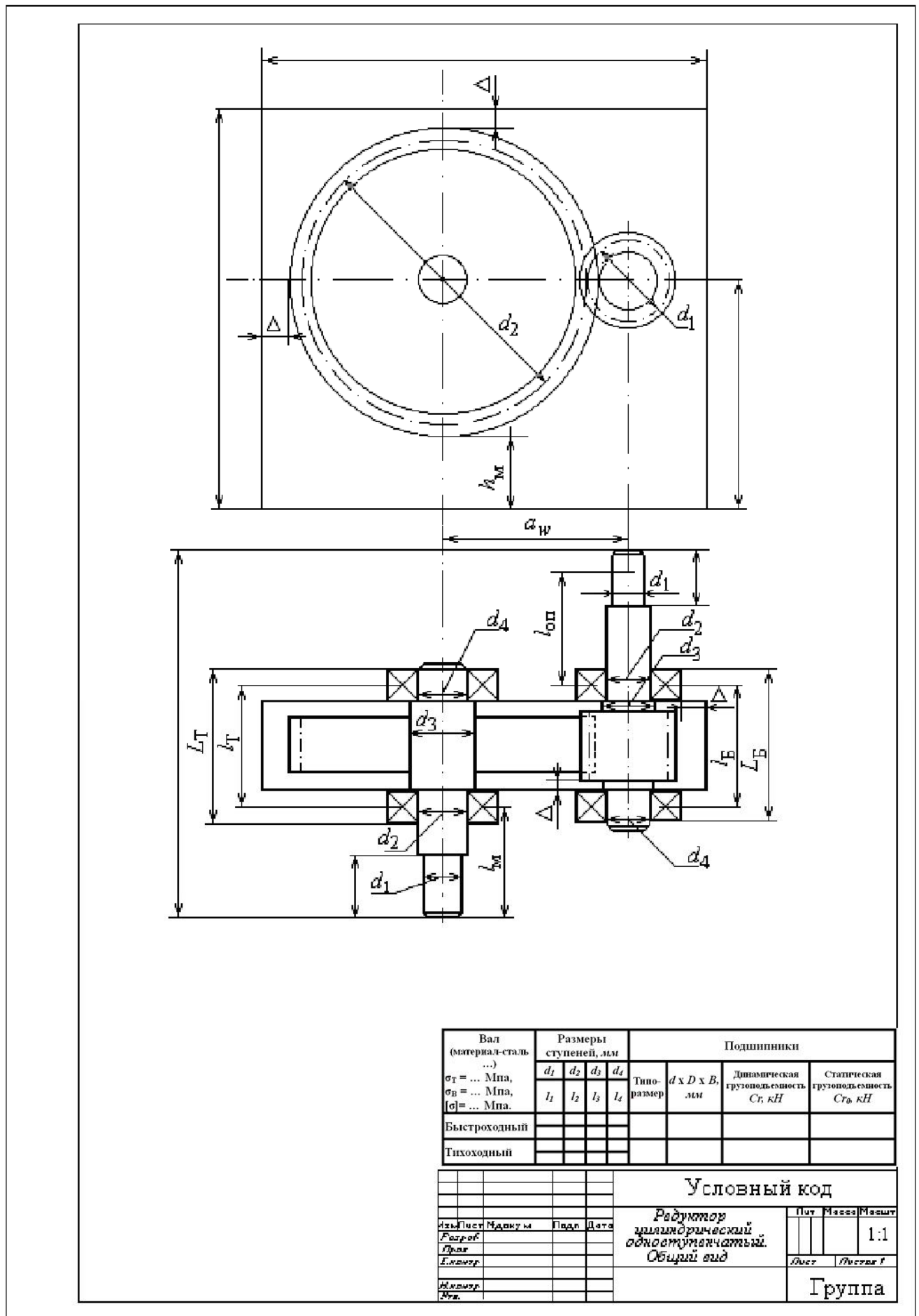


Рис. 5 Чертеж общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора

5. Проверочный расчет валов на статическую прочность

На практике установлено, что основным видом разрушения валов является усталостное разрушение, вызванное переменными нагрузками. Поэтому основным видом расчета валов является расчёт на выносливость (сопротивление усталости). Однако в рамках данного проекта этот расчет не выполняется. В проекте предусмотрен расчет валов редуктора на статическую прочность и жесткость по крутящим моментам. Расчет валов на статическую прочность выполняется в несколько этапов:

- составляются расчётные схемы быстроходного и тихоходного валов на основании эскизной компоновки;
- определяются реакции в опорах подшипников валов;
- строятся эпюры изгибающих моментов в двух плоскостях и эпюры крутящих моментов;
- определяются опасные сечения валов;
- рассчитываются суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях;
- рассчитываются эквивалентные моменты в опасных сечениях;
- осуществляется проверка статической прочности по эквивалентным моментам в опасных сечениях.

При составлении расчётной схемы валы рассматриваются как прямые брусья, лежащие на двух шарнирных опорах. При этом подшипники качения, воспринимающие радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно-подвижные. Влиянием силы тяжести валов и насаженных на них деталей пренебрегают. Силы трения в опорах не учитывают.

Расчетная схема выполняется в пояснительной записке на бумаге формате А4 (можно на миллиметровой бумаге) с помощью карандаша и линейки отдельно для быстроходного и тихоходного валов. Схема должна содержать (см. рис. 6):

- расчетную схему вала;
- координатные оси для ориентации схемы;
- эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
- эпюры крутящих моментов;
- исходные данные для расчета.

5.1 Расчет быстроходного вала

5.1.1 Определение реакций в опорах подшипников быстроходного вала

Вычертить расчетную схему вала в соответствии со схемой нагружения валов редуктора, направить силы, действующие в зацеплении, на опорах подшипников и на консольном конце вала в направлении соответствующих координатных осей. Выписать данные. Пример расчетной схемы быстроходного вала приведен на рис. 6. (Пример решения см. [1, Задача 8]).

Нагрузки на быстроходном валу редуктора были рассчитаны в п. 3.6.

Силы F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} , действующие в зацеплении зубчатой передачи, приложены в точке контакта зубьев шестерни и колеса на расстоянии $d_1/2$ от оси вала (d_1 – диаметр делительной окружности шестерни).

Консольная сила F_{non} от ременной передачи считается приложенной по середине ширины шкива, то есть в центре консольной части вала.

Реакции опор R_A и R_B считаются приложенными по центру подшипника.

Расстояние между опор l_B и расстояние до места приложения консольной силы l_{on} находят из эскизной компоновки.

Вычертить расчетную схему вала отдельно в вертикальной XOZ и горизонтальной YOZ проекциях (рис. 6, в, д).

Используя уравнения равновесия $\begin{cases} \sum M_{yA} = 0 \\ \sum M_{yB} = 0 \end{cases}$ и $\begin{cases} \sum M_{xA} = 0 \\ \sum M_{xB} = 0 \end{cases}$, найти проекции реакций опор в

соответствующих плоскостях.

Проверить правильность вычислений, используя уравнения равновесия:

$\sum X_i = 0$ (для вертикальной проекции);

$\sum Y_i = 0$ (для горизонтальной проекции).

Определить суммарные реакции в опорах: $R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2}$;

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} .$$

5.1.2 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов быстроходного вала

Составить уравнения изгибающих моментов по участкам в вертикальной плоскости, определить значения моментов по участкам. Построить в масштабе эпюру изгибающих моментов в соответствующей плоскости (рис. 6, г). Указать максимальные значения моментов.

Составить уравнения изгибающих моментов по участкам в горизонтальной плоскости. Выполнить действия, аналогичные предыдущим (рис. 6, е).

Определить суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях вала: $M_{i\Sigma} = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2}$, где M_{ix} и M_{iy} – изгибающие моменты в опасных сечениях i в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно.

Определить крутящий момент M_k на валу ($M_k = (F_{tl} \cdot d_l) / 2$) и построить в масштабе его эпюру (рис. 6, ж). Знак эпюры определяется направлением момента от окружной силы F_{tl} , если смотреть со стороны выходного конца вала.

5.1.3 Проверка статической прочности быстроходного вала

По четвертой («энергетической») теории прочности определить эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{экв} = \sqrt{M_{иmax}^2 + 0,75 \cdot M_k^2} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad \text{где}$$

$M_{иmax}$ – максимальный суммарный изгибающий момент на валу;

M_k – крутящий момент на валу.

Прочность вала считается обеспеченной при выполнении условия: $\sigma_{экв} = \frac{M_{экв}}{w_x} \leq [\sigma]$.

Осевой момент сопротивления w_x на опасном участке для круглого сечения диаметром d_i находится по формуле: $w_x = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_i^3$ (выразить в м^3).

5.2 Расчет тихоходного вала

Расчет выполняется аналогично расчету быстроходного вала.

Силы F_{t2} , F_{r2} , F_{a2} , действующие в зацеплении зубчатой передачи, приложены в точке контакта зубьев шестерни и колеса на расстоянии $d_2 / 2$ от оси вала (d_2 – диаметр делительной окружности колеса).

Консольная сила F_M от полумуфты считается приложенной между полумуфтами, то есть на конце консольной части вала.

Пример расчетной схемы тихоходного вала приведен на рис. 7.

5.3 Проверочный расчет валов на жесткость

При проверке валов на жесткость максимальный относительный угол закручивания валов θ_{max} сравнивают с допускаемым относительным углом закручивания $[\theta]$, который обычно задается в пределах:

$[\theta] = 0,0025 \dots 0,0350 \text{ рад/м}$ (или $[\theta^0] = 0,15 \dots 2,00 \text{ град/м}$).

Рекомендуется принять $[\theta] = 0,02 \text{ рад/м}$.

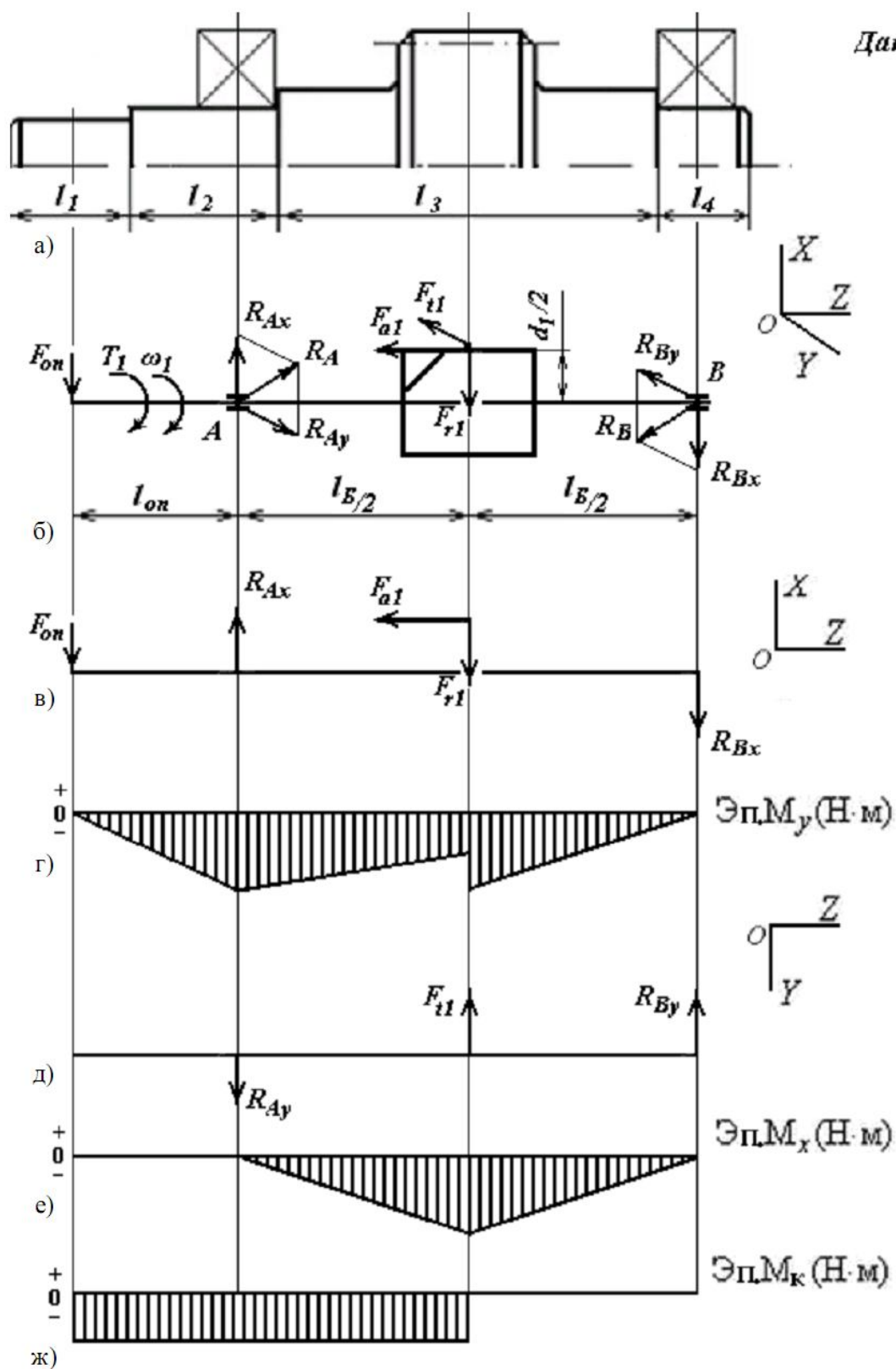
Максимальный относительный угол закручивания находится по формуле: $\theta_{max} = \frac{M_k}{G \cdot J_\rho}$, где

M_k – максимальный крутящий момент на валу, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

J_ρ – полярный момент инерции сечения вала на опасном участке (в самой тонкой части вала), определяется по формуле: $J_\rho = \pi \cdot d^4 / 32 \approx 0,1 \cdot d_{min}^4$ (выразить в м^4);

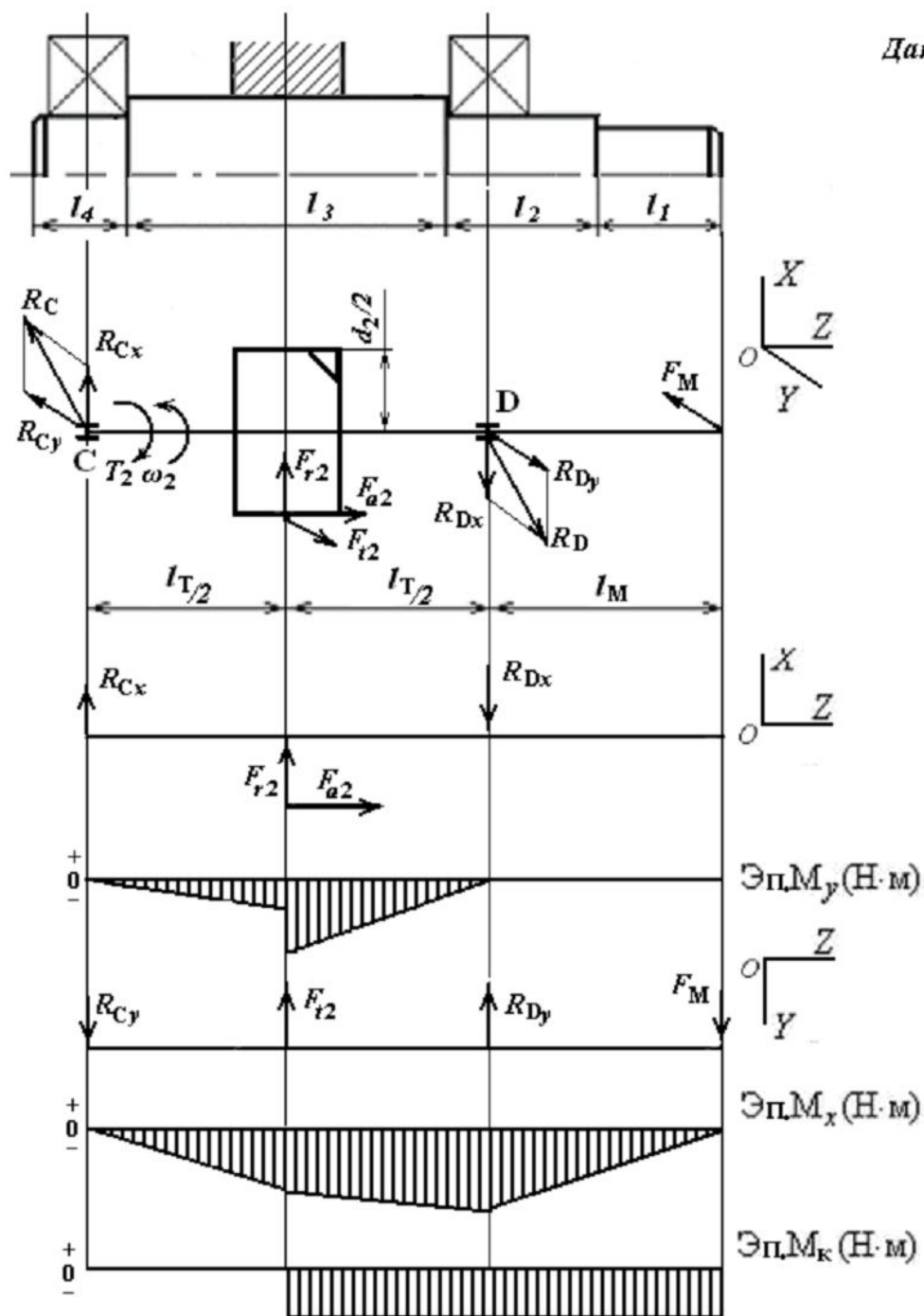
$G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ – модуль сдвига.

При выполнении условия $\theta_{max} \leq [\theta]$, жесткость вала считается обеспеченной, в противном случае, минимальный диаметр вала необходимо увеличить.



Дано: $F_{t1} = \dots;$
 $F_{a1} = \dots;$
 $F_{r1} = \dots;$
 $F_{n\ on} = \dots;$
 $d_1 = \dots;$
 $l_{on} = \dots;$
 $l_B = \dots$

Рис. 6 Расчетная схема быстроходного вала редуктора



Дано: $F_{t2} = \dots;$
 $F_{a2} = \dots;$
 $F_{r2} = \dots;$
 $F_M = \dots;$
 $d_2 = \dots;$
 $l_M = \dots;$
 $l_T = \dots$

Рис. 7 Расчетная схема тихоходного вала редуктора

6. Проверочный расчет подшипников качения

Выбранные в ходе проектирования валов подшипники необходимо проверить на работоспособность. Проверка правильности выбора подшипников осуществляется в наиболее нагруженной опоре отдельно для быстроходного и тихоходного валов одним из двух способов:

- 1) по динамической грузоподъемности;
- 2) по обеспечению заданной долговечности.

При проверке по динамической грузоподъемности требуемая грузоподъемность подшипника $C_{r_{треб}}$ сравнивается с его паспортной грузоподъемностью $C_{r_{пасп}}$. Выбранный подшипник считается пригодным, если выполняется условие $C_{r_{треб}} \leq C_{r_{пасп}}$.

При проверке по долговечности вычисляется фактическая долговечность выбранных подшипников L_{10h} (расчетный ресурс) в часах и сравнивается с заданной номинальной долговечностью L_h . Долговечность

подшипников считается обеспеченной, если выполняется условие $L_{10h} = a_1 \cdot a_2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_e}\right)^p \geq L_h$, где

a_1 – коэффициент надёжности (обычно принимают $a_1 = 1$ при 90% надёжности);

a_2 – обобщённый коэффициент влияния качества металла и условий эксплуатации подшипника, для шарикоподшипников при обычных условиях эксплуатации назначают $a_2 = 0,7 \dots 0,8$;

n – частота вращения вала, об/мин;

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника (см. паспортные данные выбранного подшипника) в кН;

p – показатель степени: для шариковых подшипников $p = 3$;

R_e – эквивалентная (приведенная) нагрузка на наиболее нагруженный подшипник.

Эквивалентная нагрузка рассчитывается по формуле: $R_e = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T$, где

R_r и R_a – соответственно радиальная и осевая силы в наиболее нагруженной опоре (R_a – это осевая нагрузка F_a , возникающая в зацеплении косозубых цилиндрических зубчатых колёс);

V – коэффициент вращения кольца подшипника (при вращении внутреннего кольца $V = 1$);

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (при умеренных толчках $K_B = 1,3 \dots 1,5$);

K_T – температурный коэффициент (если температура подшипника не превышает 100° , $K_T = 1$);

X и Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок на подшипник, назначаются в зависимости от параметра осевого нагружения подшипника e (см. [1, Задача 9.1]).

В данной работе параметры редукторов подобраны таким образом, что осевая сила в опоре значительно меньше радиальной $\left(\frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e\right)$. В этом случае действием осевой силы можно пренебречь, то есть $X = 1$ и $Y = 0$.

Эквивалентная нагрузка будет рассчитываться по формуле: $R_e = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T$

Если фактическая долговечность подшипника окажется меньше заданной, необходимо взять подшипник более тяжелой серии.

7. Проверочный расчет шпоночного соединения

Призматические шпонки рассчитываются на срез и смятие.

Условие прочности на смятие: $\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}]$, где

F_t – окружная сила соответственно на колесе (см. табл.4) или муфте, Н.

Окружная сила на муфте определяется по формуле $F_{тМ} = \frac{2 \cdot T_T}{d_1}$, где

$T_T = T_3$ – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м;

d_1 – диаметр участка вала в месте присоединения полумуфты, м.

$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p$ – площадь смятия, мм². Здесь $l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами (l – полная длина шпонки, b , h , t_1 – ее стандартные размеры);

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа. При стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190$ МПа.

Условие прочности на срез: $\tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}]$, где

F_t – окружная сила соответственно на колесе или муфте, Н.

$A_{ср} = b \cdot l_p$ – площадь среза, мм².

$[\tau_{ср}] = 60 \dots 100$ МПа – допускаемое напряжение на срез.

Если $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$ или $\tau_{ср} > [\tau_{ср}]$, рекомендуется

- увеличить соответствующий диаметр вала и использовать шпонку большего сечения;
- поставить 2-ю шпонку под углом 180° к первой.

Правила оформления пояснительной записки

Пояснительная записка должна включать:

- титульный лист;
- содержание (оглавление);
- техническое задание;
- введение;
- основной текст;
- выводы и заключение;
- список литературы;
- приложения (если они есть).

Титульный лист не имеет основной надписи. Пример титульного листа приведен в Приложении 5.

Содержание (оглавление) включает наименование всех разделов, подразделов и пунктов с указанием номеров страниц, на которых размещается заголовок соответствующего раздела (подраздела, пункта). Содержание располагается в начале пояснительной записки на заглавном и последующих листах, причем заглавный лист должен иметь основную надпись по форме 2 (см. рис. 8, а остальные листы - по форме 2а (см. рис. 9). Размеры основных надписей приведены в Приложении 6.

					УСЛОВНЫЙ КОД			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Ф.И.О.			Привод ленточного транспортера Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Ф.И.О.				У	1	1
Реценз.		Ф.И.О.				Группа:		
Н. Контр.		Ф.И.О.						
Утверд.		Ф.И.О.						

Рис. 8. Основная надпись для текстовых конструкторских документов (первый или заглавный лист)

					Привод ленточного транспортера		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			1

Рис. 9. Основная надпись для чертежей, схем и текстовых конструкторских документов (последующие листы)

В графах основных надписей (номера граф на рис. П1, П2 указаны в скобках) приводят:

- 1 - наименование изделия (детали, сборочной единицы, комплекса), а также наименование документа.
- 2 - обозначение документа (условный код). Структура обозначения приведена на рис. 10.

1	•	2	•	3	•	4	•	5
---	---	---	---	---	---	---	---	---

Рис. 10 Структура обозначения документа

- в поле (1) записывается условный код, сформированный из обозначения технического задания на курсовую работу (ДМ) и номера варианта задания. Например:

ДМ 003-Ц-К, где 003 – номер варианта задания; Ц и К – обозначение типа редуктора («цилиндрический косозубый»);

- в поле (2) записывается порядковый номер (от 1 до 9) основной сборочной единицы, входящей в состав изделия (для всего проектируемого изделия в сборе в поле (2) ставится ноль);

- в поле (3) записывается порядковый номер (от 1 до 9) сборочной единицы, входящей в состав основной сборочной единицы (для всего проектируемого изделия в сборе в поле (2) ставится ноль);

- в поле (4) записывается порядковый номер (от 11 до 99) чертежа детали (для всего проектируемого изделия в сборе в поле (2) ставится ноль);

- в поле (5) записывается код документа (ПЗ – пояснительная записка, ВО – чертеж общего вида и пр.)

Между полями (1) и (2), (3) и (4) ставятся разделительные точки.

Например, для пояснительной записки: ДМ 003-Ц-К.00.00 ПЗ;

для чертежа общего вида: ДМ 003-Ц-К.00.00 ВО.

4 - литера документа (учебным конструкторским документам присваивают литеру «У»);

7 - порядковый номер листа (на документах, состоящих из одного листа, эту графу не заполняют);

8 - общее количество листов документа (пояснительной записки) - графу заполняют только на первом листе;

9 - название разработчика (ВУЗ, кафедра, шифр группы и пр.);

10, 11, 12, 13 - характер работы, выполняемой лицом, подписавшим документ: в строке «Разраб.» (разработал) - фамилия и инициалы студента, его подпись и дата окончания работы; в строке «Пров.» (проверил) - фамилия и инициалы преподавателя. Подпись и дату преподаватель проставляет после проверки и защиты проекта.

Подписи лиц, разработавших документ, являются обязательными.

Остальные строки в графах 14-18 в учебных проектах не заполняют.

В основной надписи, выполненной по форме 2а, заполняют только 2 и 7 графы.

Бланк технического задания, содержащий исходные данные, объемы и сроки выполнения работы, помещают вслед за содержанием на заглавном и последующих листах,

Во **введении** следует изложить цель работы. Кратко указать, на основании каких документов выполнялась работа, а так же назначение и область применения проектируемого изделия.

В **заключении** необходимо сделать общие выводы об условиях эксплуатации и обслуживания проектируемого механизма (предполагаемые способы смазки зацепления, подшипников, способы регулировки подшипников и пр.)

Текст записки может быть написан от руки (синим или черным цветом) или набран на компьютере и распечатан *на одной стороне листа* белой бумаги формата А4 шрифтом не менее 12 пт через 1,5 интервала. Размеры полей листа пояснительной записки: верхнее - 25 мм, нижнее - 20 мм, левое - 30 мм, правое - 10 мм. Вписывать отдельные слова в печатный текст не допускается.

Нумерация страниц должна быть выполнена арабскими цифрами в правом нижнем углу листа. Титульный лист и задание включают в общую нумерацию страниц, однако номера на них не проставляют. Нумерация начинается с 3-й страницы.

Разделы должны иметь сквозную нумерацию в пределах всей пояснительной записки. Номер обозначается арабскими цифрами и заканчивается точкой. Подразделы также имеют сквозную нумерацию в рамках раздела, пункты - в рамках подраздела. Например:

1. *Наименование раздела*
- 1.1. *Наименование подраздела*
- 1.1.1. *Наименование пункта*

Введение, заключение и список литературы не нумеруются.

Заголовки разделов должны быть набраны прописными буквами и расположены симметрично тексту, заголовки подразделов располагают с абзаца, набирая их строчными буквами за исключением первой прописной. В конце заголовков разделов, подразделов и пунктов точка не ставится. Переносы слов в заголовках не допускаются. *Каждый раздел должен начинаться с нового листа.*

Формулы должны быть набраны при помощи встроенного редактора формул (или вписаны от руки) сначала в формализованном виде, затем с проставленными численными значениями, численным результатом расчета и наименованием единиц, в которых выражен этот результат (без запятой). Если желательно перейти от одних единиц к другим, то сначала приводят численный результат в тех единицах, в которых он предусмотрен формулой, а затем через знак равенства переходят к численному результату в желательных единицах (например: $... = 1205 \text{ Н} \approx 1,2 \text{ кН}$).

Пояснение значений символов, использованных в формуле, следует давать непосредственно под формулой, располагая каждый символ с расшифровкой с новой строки. Единицы измерения, в которых следует подставлять величины, отделяют от названия величины запятой.

При необходимости формулы нумеруют последовательно в пределах всей пояснительной записки арабскими цифрами, номер располагают в крайнем правом положении на строке и заключают в круглые скобки.

Таблицы в тексте должны иметь надпись, порядковый номер, если их больше, чем одна, и заголовок (например: *Таблица 3. Основные характеристики...*). Нумерация таблиц сквозная по всей записке. Таблицу размещают после первого же упоминания о ней в тексте. Если таблица не помещается на одну страницу, ее следует перенести на новую страницу и обозначить "Продолжение табл. 2". Ссылки на таблицы в тексте должны быть сокращенными (например: *см. табл. 3*).

Иллюстрации. Качество иллюстраций должно обеспечивать их четкое восприятие. Иллюстрации, как и таблицы, должны быть расположены так, чтобы их было удобно рассматривать без поворота либо при повороте по часовой стрелке. Рисунки должны быть расположены по тексту после первой ссылки на них и при необходимости сопровождаться подрисуночной надписью, выполненной курсивом. Ссылка на рисунок в тексте должна быть сокращенной и включать его порядковый номер (например: *см. рис. 3*). До рисунка и после подрисуночной надписи следует делать отступ от основного текста, размером не менее одной свободной строки.

Ссылки на разделы, подразделы, пункты, приложения указывают их порядковым номером (например: «...в разд. 4», «...по п. 3.3.4», «...по формуле (3.1)», «...в уравнении (2.2)», «...на рис. 8», «в прил. 3»).

Обязательными в пояснительной записке являются ссылки на используемую литературу, для этого в квадратных скобках указывается позиция литературного источника в списке литературы и цитируемая страница (например: [4; с. 102] или [4; с. 102, табл.4.4]).

Список использованной литературы должен содержать перечень всех использованных литературных источников, которые располагаются в порядке упоминания о них в тексте. Список литературы располагается в конце пояснительной записки перед приложениями и оформляется в соответствии с ГОСТ 7.1-2003. Например: 1. Шейнблит, А. Е. *Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 1999. – 454 с.*

Нормативные документы рекомендуется описывать отдельно от учебной и учебно-методической литературы (соблюдая при этом сквозную нумерацию). Например:

5. *ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.*

Приложения располагают в конце пояснительной записки в порядке появления ссылок на них в тексте. Каждое новое приложение должно начинаться с нового листа с указанием слова "приложение" в правом верхнем углу и порядкового номера, если приложений больше чем одно. Рисунки, таблицы и формулы в приложении нумеруют арабскими цифрами в пределах каждого приложения, располагая перед номером букву "П" (например, *Рис. П.2.1.* или *Таблица П.1.2.*).

Приложения, включающие текстовый материал, спецификации, перечни, выполняются форматом А4. Размер копий чертежей и схем определяется их разборчивостью.

Пояснительная записка должна быть сброшюрована!

Защита курсовой работы

Защита курсовой работы является необходимым условием ее оценивания. В ходе защиты выявляется уровень ориентации студента в проблеме, способность аргументировать положение работы. На защите студент должен уметь объяснить расчеты и обосновать полученные в работе выводы; отвечать на вопросы как теоретического, так и практического характера, относящиеся к теме работы.

Примерный перечень теоретических вопросов для защиты курсовой работы

1. Для чего предназначен привод? Каковы основные параметры привода?
2. Для чего предназначена передача? Каковы основные параметры передачи?
3. Из каких частей состоит проектируемый привод?
4. Чем обусловлено объединение зубчатой и ременной передачи в одном приводе?
5. Как осуществляется подбор электродвигателя?
6. Как определяется КПД привода?
7. Как устроена ременная передача?
8. Достоинства и недостатки ременных передач.
9. Какие типы приводных ремней вам известны?
10. Почему угол обхвата ведущего шкива не должен быть меньше 120°?
11. Каков диапазон передаточных чисел ременной передачи?
12. Как найти передаточное число ременной передачи?
13. Почему передаточное число ременной передачи принимается неточным?
14. Какие силы возникают в ременной передаче?
15. Причины выхода из строя ременной передачи?
16. Почему, прежде чем приступить к расчету валов редуктора, необходимо рассчитать ременную передачу?
17. Что такое редуктор? Как устроен цилиндрический редуктор (знать, где какая деталь расположена, какой вал ведущий, какой ведомый, что монтируется на выходных концах валов)?
18. Достоинства и недостатки зубчатых передач.
19. Какие типы зубчатых передач вам известны?
20. Достоинства и недостатки косозубой зубчатой передачи?
21. Каков диапазон передаточных чисел зубчатой передачи?
22. Как найти передаточное число зубчатой передачи?
23. Что такое модуль зубчатой передачи?
24. Какие параметры зубчатой передачи стандартизированы?
25. Почему угол наклона зуба не должен превышать 18°?
26. Почему ширина шестерни должна быть больше ширины венца колеса?
27. Что такое делительный диаметр, диаметр вершин, диаметр впадин?
28. Какие силы возникают в зубчатом зацеплении? Какие из них полезные, какие вредные? К каким последствиям они приводят?
29. Причины выхода из строя зубчатого зацепления? По каким критериям рассчитывается зубчатое зацепление?
30. Что такое усталостное выкрашивание поверхности зуба? Какими факторами вызывается? Как развивается?
31. Что такое усталостный излом зуба? Какими факторами вызывается?
32. Причины выхода из строя валов редуктора? Критерии работоспособности валов (как и сколько раз считаются)?
33. Причины выхода из строя подшипников качения? Критерии работоспособности подшипников (по каким критериям считаются)?
34. Причины выхода из строя шпоночного соединения, по каким критериям считаются?
35. Для чего необходима смазка редуктора? Как осуществляется смазка зубчатого зацепления? Как осуществляется смазка подшипников?
36. Как осуществляется регулировка подшипников? Какие подшипники необходимо регулировать, а какие нет?
37. Обосновать выбор подшипников? Достоинства и недостатки выбранных подшипников.
38. Обосновать выбор муфты? Достоинства и недостатки выбранной муфты.

Список литературы

1. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтарь сказ, 1999. 454 с.
2. Дунаев П. Ф., Леликов О. Н. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов. - М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
3. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008. – 408.

Приложения

Приложение 1. Значение КПД механических передач

Тип передачи	η
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор):	
- с цилиндрическими колесами	0,97...0,98
- с коническими колесами	0,96...0,97
Зубчатая открытая	0,95...0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе заходов червяка:	
$z_1=1$	0,70...0,75
$z_1=2$	0,80...0,85
$z_1=4$	0,85...0,95
Ременная:	
- с плоским ремнем	0,96...0,98
- с клиновым ремнем	0,95...0,97
Цепная:	
- закрытая;	0,95...0,97
- открытая	0,90...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995

Приложение 2. Средние значения передаточных чисел различных передач

Вид передачи	Передаточное число	
	$U_{рек}$	$U_{пред}$
Зубчатая		
- с цилиндрическими колесами	3,0...5,6	6,3
- с коническими колесами	1...4	6,3
Червячная	8...50	80
Цепная	1,5...4	6
Ременная	2...3	5

Стандартные значения передаточных чисел зубчатых передач, (ГОСТ 2185-66):

Первый ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0.

Второй ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0.

Первый ряд следует предпочесть второму.

Приложение 3. Нормальные линейные размеры (Ряд $Ra 40$), мм (ГОСТ 6636-69)

3,2	5,6	10,0	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34	60	105	190	340	600
3,6	6,3	11,0	20	36	63	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67	120	210	380	670
4,0	7,1	12,0	22	40	71	125	220	400	710
4,2	7,5	13,0	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14,0	25	45	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15,0	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16,0	28	50	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17,0	30	53	95	170	300	530	950

Приложение 4. Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые (ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Типоразмер	Номинальная частота вращения, об/мин	Типоразмер	Номинальная частота вращения, об/мин	Типоразмер	Номинальная частота вращения, об/мин	Типоразмер	Номинальная частота вращения, об/мин
0,55	63B2	2745	71A1	1391	71B6	900	80B6	683
0,75	71A2	2823	71B4	1388	80A6	916	90LA8	687
1,1	71B2	2811	80A4	1419	80B6	920	90LB8	698
1,5	80A2	2874	80B4	1413	90L6	936	100L8	698
2,2	80B2	2871	90L4	1424	100L6	949	112MA8	705
3	90L2	2871	100S4	1434	112MA6	953	112M8	707
4	100S2	2901	100L4	1430	112MB6	949	132S8	719
5,5	100L2	2898	112M4	1445	132S6	967	132M8	719
7,5	112M2	2925	132S4	1455	132M6	968	160S8	731
11	132M2	2931	132M4	1458	160S6	973	160M8	731
15	160S2	2937	160S4	1466	160M6	974	180M8	731
18,5	160M2	2937	160M4	1467	180M6	973	200M8	733
22	180S2	2940	180S4	1470	200M6	972	200L8	730
30	180M2	2943	180M4	1472	200L6	979	225M8	737
37	200M2	2943	200M4	1475	225M6	982	250S8	739
45	200L2	2946	200LA4	1476	250S6	986	250M8	740
55	225M2	2946	225M4	1479	250M6	987	280S8	734
75	250S2	2958	250S4	1482	280S6	980	280M8	734
90	250M2	2958	250M4	1481	280M6	980	315S8	735
110	280S2	2940	280S4	1466	315S6	980	315M8	735

Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт синхронной частотой вращения 1500 об/мин:

Электродвигатель 4 А132М4УЗ

4 – порядковый номер серии,

А – род двигателя – асинхронный,

132 – высота оси вращения, мм,

М – установочный размер по длине станины,

4 – число полюсов,

УЗ – предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата

Приложение 5. Образец титульного листа

ПЕРМСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА МАТЕРИАЛОВ, ТЕХНОЛОГИЙ И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН

***РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА
ЛЕНТОЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА***

*ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовой работе по дисциплине «Механика»*

ДМ 003-Ц-К.00.00 ПЗ

Выполнил студент гр. ГНГз-10-1, ГНФ
Иванов Иван Петрович

Проверил преподаватель
Петров П. И. _____

Оценка при защите: _____
« ____ » _____ 2014 г.

Пермь 2014

Приложение 6. Размеры основных надписей текстовых конструкторских документов

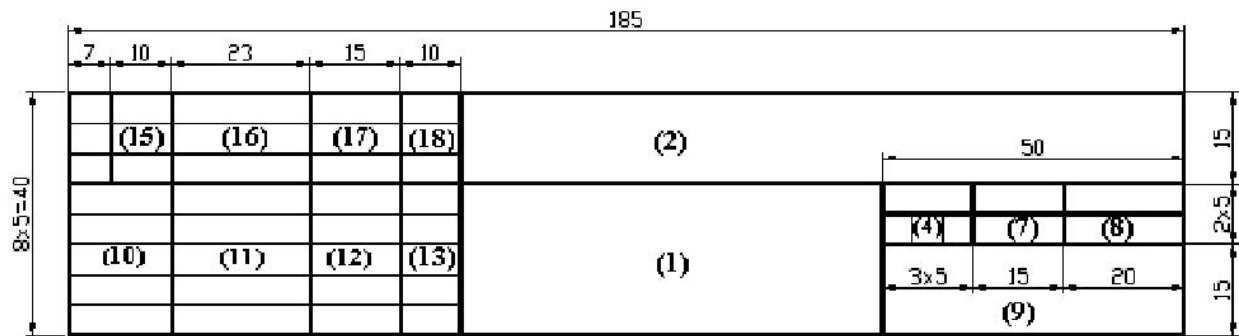


Рис. П1. Размеры основной надписи для текстовых конструкторских документов (первый или заглавный лист)

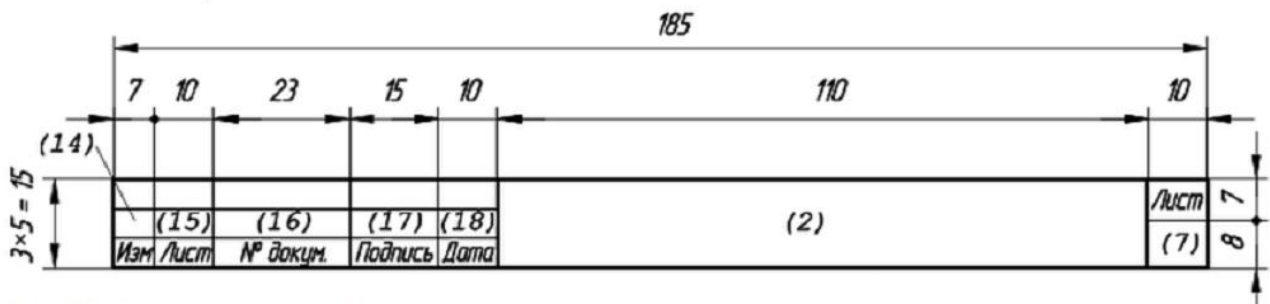


Рис. П2. Размеры основной надписи для чертежей, схем и текстовых конструкторских документов (последующие листы)