

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра «Проектирование и управление в технических системах»

**Методические рекомендации для
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

Б1.Б.12.03 Детали машин и основы конструирования

Направление подготовки (специальность) 20.03.01 – Техносферная безопасность

Профиль образовательной программы Безопасность жизнедеятельности в техносфере

Форма обучения заочная полная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы	3
2. Методические рекомендации по выполнению индивидуальных домашних задания	4
3. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов	18
4. Методические рекомендации по подготовке к занятиям	19

1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Организационно-методические данные дисциплины

№ п.п	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы (из табл. 5.1 РПД)				
		подготовк а курсового проекта (работы)	подготовка реферата/эс се	индивидуаль ные домашние задания (ИДЗ)	самостоятель ное изучение вопросов (СИВ)	подготов ка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Введение. Прямоузубые цилиндрически е передачи.	-	-	2	2	-
2	Косозубые цилиндрически е передачи.	-	-	2	4	3
3	Конические передачи.	-	-	2	4	4
4	Червячные передачи.	-	-	2	4	4
5	Планетарные передачи.	-	-	2	4	2
6	Ремённые передачи.	-	-	2	4	2
7	Цепные передачи.	-	-	2	4	2
8	Валы и оси. Расчёт валов.	-	-	2	2	4
9	Подшипники качения и скольжения. Расчёт.	-	-	2	4	4
10	Заклёпочные, клеевые, сварные соединения. Расчёт.	-	-	2	2	2
11	Шпоночные, шлифовые соединения. Расчёт.	-	-	2	2	2
12	Резьбовые соединения. Расчёт.	-	-	2	2	2
13	Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие	-	-	2	2	1

	компенсирующие муфты. Расчёт.					
14	Упругие муфты. Расчёт.	-	-	2	2	1
15	Управляемые муфты. Расчёт.	-	-	2	2	1
16	Автоматические муфты. Расчёт.	-	-	2	2	1

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ

Индивидуальные домашние задания выполняются в форме контрольной работы.

2.1 Темы индивидуальных домашних заданий

1. Рассчитать и спроектировать привод ленточного транспортёра.
2. Рассчитать и спроектировать привод цепного транспортёра.
3. Рассчитать и спроектировать привод к шнеку смесителю.

2.2 Содержание индивидуальных домашних заданий

1. Задание на курсовую работу.
2. Назначение привода и его особенности.
3. Определение КПД привода.
4. Выбор электродвигателя.
5. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями.
6. Определение угловых скоростей, мощностей и крутящих моментов на каждом из валов.
7. Компоновка редуктора.
8. Проектный и проверочный расчёт зубчатой, конической или червячной передачи.
9. Расчёт ремённой (цепной) передачи.
10. Предварительный расчёт валов из расчёта только на кручение.
11. Основной расчёт валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов.
12. Проверочный расчёт валов.
13. Определение суммарных опорных реакций и расчёт подшипников.

2.3 Порядок выполнения заданий

1. Разбираем схему привода.

2. Рассчитываем требуемую мощность и выбираем электродвигатель.
3. Определяем передаточное число привода и распределяем его по ступеням.
4. Рассчитываем угловую скорость, мощность и крутящий момент на каждом из валов.
5. Выполняем проектный и проверочный расчёт прямозубой цилиндрической (конической, червячной) передачи.
6. Рассчитываем ремённую (цепную) передачу.
7. Определяем предварительный диаметр валов.
8. Выполняем компоновку редуктора.
9. Выполняем основной и проверочный расчёт валов.
10. Рассчитываем и выбираем подшипники.

2.4 Пример выполнения задания

1. Исходные данные на контрольную работу.

2. Назначение привода и его особенности.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине

Привод — это устройство, приводящее в движение машину или механизм. Состоит из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления.

Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые передачи (цепную, ремённую).

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

3. Определение КПД привода.

$$\eta_{np} = \eta_{z.n.} \cdot \eta_{p.n.}$$

где $\eta_{z.i.}$ - К.П.Д. зубчатой передачи, $\eta_{z.n.} = 0,96$;

$\eta_{\delta.i.}$ - К.П.Д. ремённой передачи $\eta_{\delta.i.} = 0,95$.

$$\eta_{\text{пр}} = 0,95 \cdot 0,96 = 0,912.$$

4. Выбор электродвигателя.

Определяем мощность на валу рабочей машины

где F - максимальное тяговое усилие $P_{p.m.} = \frac{F \cdot V}{10^3}$, ленты, F = 1700 Н;
V - скорость транспортера, V = 0,8 м/с.

$$P_{p.m.} = \frac{1700 \cdot 0,8}{10^3} = 1,36 \text{ кВт}$$

Общая мощность с учетом потерь в приводе.

$$P_{T.P.} = \frac{P_{p.m.}}{\eta_{IP}},$$

$$P_{T.P.} = \frac{1,36}{0,912} = 1,49 \text{ кВт}$$

Выбираем электродвигатель 4А100L8У3: $P_{эл} = 1,5 \text{ кВт}$, $n_{эл} = 700 \text{ об/мин}$.

5. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями.

$$U_{IP} = \frac{\omega_{3Л.ДВ.}}{\omega_{p.m.}}$$

где $\omega_{v\dot{e}}$ - угловая скорость вала электродвигателя, $\omega_{v\dot{e}} = 76 \text{ рад/с}$;

$\omega_{p.m.}$ - угловая скорость вала рабочей машины.

$$\omega_{D.I.} = \frac{2 \cdot V \cdot 10^3}{D},$$

где D - диаметр барабана, D=200 мм.

$$\omega_{p.m.} = \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{200} = 8 \text{ рад/с}$$

$$U_{IP} = \frac{76}{8} = 9,5$$

$$U_{IP} = U_{ped} \cdot U_{p.n}$$

где $U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}}$ - передаточное число редуктора;

$U_{\delta.i.}$ - передаточное число ременной передачи, предварительно принимаем

$$U_{\delta.i.} = 2. \quad U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{U_{i\delta}}{U_{\delta.i}}$$

$$U_{ped} = \frac{9,5}{2} = 4,75$$

Принимаем $U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = 4,5$ по СТ СЭВ 221-75. Окончательно определяем передаточное число ременной передачи.

$$U_{p.n.} = \frac{9,5}{4,5} = 2,11$$

6. Определяем угловые скорости, мощность и крутящий момент на каждом из валов.

$$\omega_1 = 76 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{ped}} = \frac{76}{4,5} = 16,89 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{p.n}} = \frac{16,89}{2,11} = 8 \text{ рад/с}$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{1,49 \cdot 10^3}{76} = 19,6 H \cdot i$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{1,43 \cdot 10^3}{16,89} = 84,66 I \cdot i$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{1,36 \cdot 10^3}{8} = 170 I \cdot i$$

7. Проектный и проверочный расчет зубчатой передачи.

- 7.1. Выбираем материал зубчатых колес, его термическую обработку и механические характеристики.

Сталь 40

Диаметр заготовки 100 - 300 мм

Предел прочности $\sigma_b = 530 \text{ Н/мм}^2$

Предел текучести $\sigma_t = 270 \text{ Н/мм}^2$

Твердость HB 152 - 207

Термообработка – нормализация.

- 7.2. Определяем допустимое контактное напряжение для шестерни и колеса.

$$\sigma_h = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_h} \cdot Z_r \cdot Z_v \cdot K_{HL},$$

где σ_{Hlimb} - предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

Z_r - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей;

Z_v - коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи,

$$Z_r \cdot Z_v = 1;$$

S_i - коэффициент безопасности зубчатых колес, $S_i = 1,1$;

K_{HL} - коэффициент долговечности.

$$\sigma_{i \text{ limb}} = 2HB + 70$$

где HB – средняя твердость

$$I \hat{A} = \frac{152 + 207}{2} = 179,5$$

$$\sigma_{i \text{ limb}} = 2 \cdot 179,5 + 70 = 429 I \ddot{A} \text{ да}$$

$$\hat{E}_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

где N_{HO} - базовое число циклов нагружения, при $I \hat{A} > 200$, $N_{HO} = 10^7$;

N_{HE} - число циклов нагружения каждого из зубьев рассчитываемого колеса за весь срок службы передачи.

$$N_{HE} = 573 \cdot \omega_2 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot t_i,$$

где с - число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом, с = 1;

T_i - передаваемые моменты в течение времени t_i ;

T_{\max} - максимальный из моментов, учитываемых при расчете;

$$N_{HE} = 573 \cdot \omega_2 \cdot c \cdot \left[\left(\frac{\dot{\theta}_{\max}}{\dot{\theta}_{\max}} \right)^3 \cdot 0,2t + \left(\frac{0,3\dot{\theta}_{\max}}{\dot{\theta}_{\max}} \right) \cdot 0,8t \right],$$

$$N_{HE} = 573 \cdot 16,89 \cdot 1 \cdot [1^3 \cdot 0,2 \cdot 24000 + 0,3^3 \cdot 0,8 \cdot 24000] = 5,1 \cdot 10^7$$

$$t = 300 \cdot 8 \cdot 5 \cdot 2 = 24000 \text{ часов}$$

$$\sigma_i = \frac{429}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 390 I \ddot{A} \text{ да}$$

Так как $N_{HE} > N_{HO}$, то $K_{HL} = 1$.

- 7.3. Выбираем коэффициент, учитывающий неравномерности распределения нагрузки по ширине венца. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_{H\beta} = 1,1$.

7.4. Выбираем коэффициент ширины зубчатых колес

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,5$$

7.5. Определяем крутящий момент на колесе

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = 84,66 \text{ Нм}$$

7.6. Определяем передаточное число

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 4,5$$

7.7. Определяем межосевое расстояние, исходя из контактной прочности:

$$a_w = K_a \cdot U + 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_H^2}},$$

где K_a - обобщённый коэффициент, $K_a = 495$.

$$a_w = 495 \cdot 4,5 + 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{84,66 \cdot 1,1}{4,5^2 \cdot 0,5 \cdot 390^2}} = 107 \text{ мм}$$

Принимаем по СТ СЭВ 229-75 $a_w = 125$ мм.

7.8. Модуль зубчатой передачи

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм}$$

Принимаем $m = 2,0$ мм по СТ СЭВ 310-76.

7.9. Определяем число зубьев колес

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 125}{2} = 125 \text{ зубьев}$$

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U + 1} = \frac{125}{4,5 + 1} = 23 \text{ зуба}$$

7.10. Определяем фактическое передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$U = \frac{102}{23} = 4,43$$

7.11. Определяем окружную скорость в зацеплении

$$V = \omega_1 \cdot \frac{m \cdot Z_1}{2 \cdot 10^3}$$

$$V = 76 \cdot \frac{2 \cdot 23}{2 \cdot 10^3} = 1,748 \text{ м/с}$$

Степень точности – 9.

7.12. Определим рабочую ширину колеса

$$\begin{aligned} b &= \psi_{ba} \cdot a_w \\ b &= 0,5 \cdot 125 = 62,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

7.13. Определяем коэффициент диаметра колеса

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \frac{4,43+1}{2} = 1,36$$

7.14. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot U + 1}{d_1 \cdot U}} \leq \sigma_H$$

где Z_H – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев, $Z_H = 1,76$; Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов, $Z_M = 275$,

Z_ε – коэффициент суммарной длины контактных линий, $Z_\varepsilon = 0,9$;

ω_{Ht} - удельная расчетная окружная сила;

d_1 - диаметр начальной окружности шестерни.

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

где F_t - окружная сила

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,062$;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, $K_{HV} = 1,08$.

$$F_t = \frac{2 \cdot \dot{Q}_1 \cdot 10^3}{d_1}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 19,6 \cdot 10^3}{46} = 852,17 H$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 23 = 46 \text{ мм}$$

$$\omega_{Ht} = \frac{852,17}{62,5} \cdot 1,062 \cdot 1,08 = 15,64 H / \text{мм}$$

7.15. Основные размеры зубчатой пары

$$d_{w1} = d_1 = m \cdot Z_1 = 2 \times 23 = 46 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \times 102 = 204 \text{ мм}$$

$$d_{al} = d_1 + 2 \cdot m = 46 + 2 \cdot 2 = 50 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 204 + 2 \cdot 2 = 208 \text{ мм}$$

7.16. Определяем составляющие силы, действующие в зацеплении

$$\text{окружная сила: } F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = 852,17$$

$$\text{радиальная сила: } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad F_r = 852,17 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 310,19 \text{ H}$$

7.17. Проверочный расчет по напряжениям изгиба зубьев шестерни и колеса:

$$\sigma_F = y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [F] \text{ -}$$

где y_F - коэффициент формы зуба, $y_{F1}=3,976$, $y_{F2}=3,6$.

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \text{Н/мм}$$

$$\omega_{Ft} = \frac{852,17}{62,5} \cdot 1,165 \cdot 1,21 = 19,22 H / \text{мм}$$

$$\sigma_{F1} = 3,976 \cdot \frac{19,22}{2} = 38,2 MPa$$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot \frac{19,22}{2} = 34,6 MPa$$

где σ_{Flimb} - базовый предел выносливости зубьев по излому;

S_F - коэффициент безопасности, $S_F=1,8$;

$K_{FC}=1$;

K_{FL} - коэффициент долговечности.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

где N_{FO} - базовое число циклов нагружения, $N_{FO}=4 \cdot 10^6$.

$$N_{FE} = 573 \cdot c \cdot \omega_2 \cdot \sum \left(\frac{T}{T_{max}} \right)^m \cdot t_i.$$

где m - показатель степени, $m = 6$.

$$N_{FE} = 573 \cdot 1 \cdot 16,89 \cdot [1^6 \cdot 0,2 \cdot 24000 + 0,3^6 \cdot 0,8 \cdot 24000] = 46,59 \cdot 10^6$$

Так как $N_{FE} > N_{FO}$, то $K_{FL}=1$.

$$\sigma_{Femb} = 1,8 \cdot HB.$$

$$\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot 179,5 = 323,1 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_F = \frac{323,1}{1,8} \cdot 1 \cdot 1 = 179,5 \text{ МПа}$$

8. Расчёт ремённой (цепной) передачи производим в программе APM Shaft.

9. Предварительный расчёт валов из расчёта только на кручение.

$$d_{\hat{A}} = \sqrt[3]{\frac{O \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau}}, \quad \text{где } [\tau] = 15 \dots 20 \text{ Н/мм}^2 \text{ допускаемое условное напряжение}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{19,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 18,7 \text{ мм}, \quad \text{принимаем по ГОСТ 6636-69 } d_1 = 20 \text{ мм.}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{84,66 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 18}} = 28,66 \text{ мм}, \quad \text{принимаем по ГОСТ 6636-69 } d_2 = 28 \text{ мм.}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{170 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 34,9 \text{ мм}, \quad \text{принимаем по ГОСТ 6636-69 } d_3 = 34 \text{ мм.}$$

10. Основной расчет валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов.

Горизонтальная плоскость

$$\sum \vec{I} \cdot om_A P_i = F_{r1} \cdot 52 + R_B^{\hat{A}} \cdot 104 = 0$$

$$R_B^{\hat{A}} = \frac{-F_{r1} \cdot 52}{104} = \frac{-302,095 \cdot 52}{104} = -151,1 \text{ Н}$$

$$\sum \vec{I} \cdot om_B P_i = -F_{r1} \cdot 52 - R_A^{\hat{A}} \cdot 104 = 0$$

$$R_A^{\hat{A}} = \frac{-F_{r1} \cdot 52}{104} = \frac{-302,095 \cdot 52}{104} = -151,1 \text{ Н}$$

Итак:

$$R_A^{\hat{A}} + F_{r1} + R_B^{\hat{A}} = 0$$

$$-151,1 + 302,095 - 151,1 = 0$$

$$\vec{I}_{\tilde{o} U_1} = R_A^{\hat{A}} \cdot U_1 \quad 0 \leq u_1 \leq 0,052$$

U ₁	0	0,052
M _X	0	-7,86

$$M_{\tilde{o}(U_2)} = R_A^{\hat{A}} \cdot u_2, \quad 0 \leq u_2 \leq 0,052$$

U ₂	0	0,052
M _X	0	-7,86

Вертикальная плоскость.

$$\sum mom_A P_i = F_{t1} \cdot 52 + R_B^{\hat{A}} \cdot 104 = 0.$$

$$R_B^{\hat{A}} = \frac{-F_{t1} \cdot 52}{104} = \frac{-830 \cdot 52}{104} = -415,15H$$

$$\sum mom_B P_i = -F_{t1} \cdot 52 - R_A^B \cdot 104 = 0$$

$$R_A^B = \frac{-F_{t1} \cdot 52}{104} = \frac{-830 \cdot 52}{104} = -415,15H$$

І ðî âåðêà:

$$R_A^B + F_{t1} + R_B^{\hat{A}} = 0$$

$$-415,15 + 830,294 - 415,15 = 0$$

$$\vec{I}_Y U_1 = R_A^{\hat{A}} \cdot u_1 \quad 0 \leq u_1 \leq 0,052$$

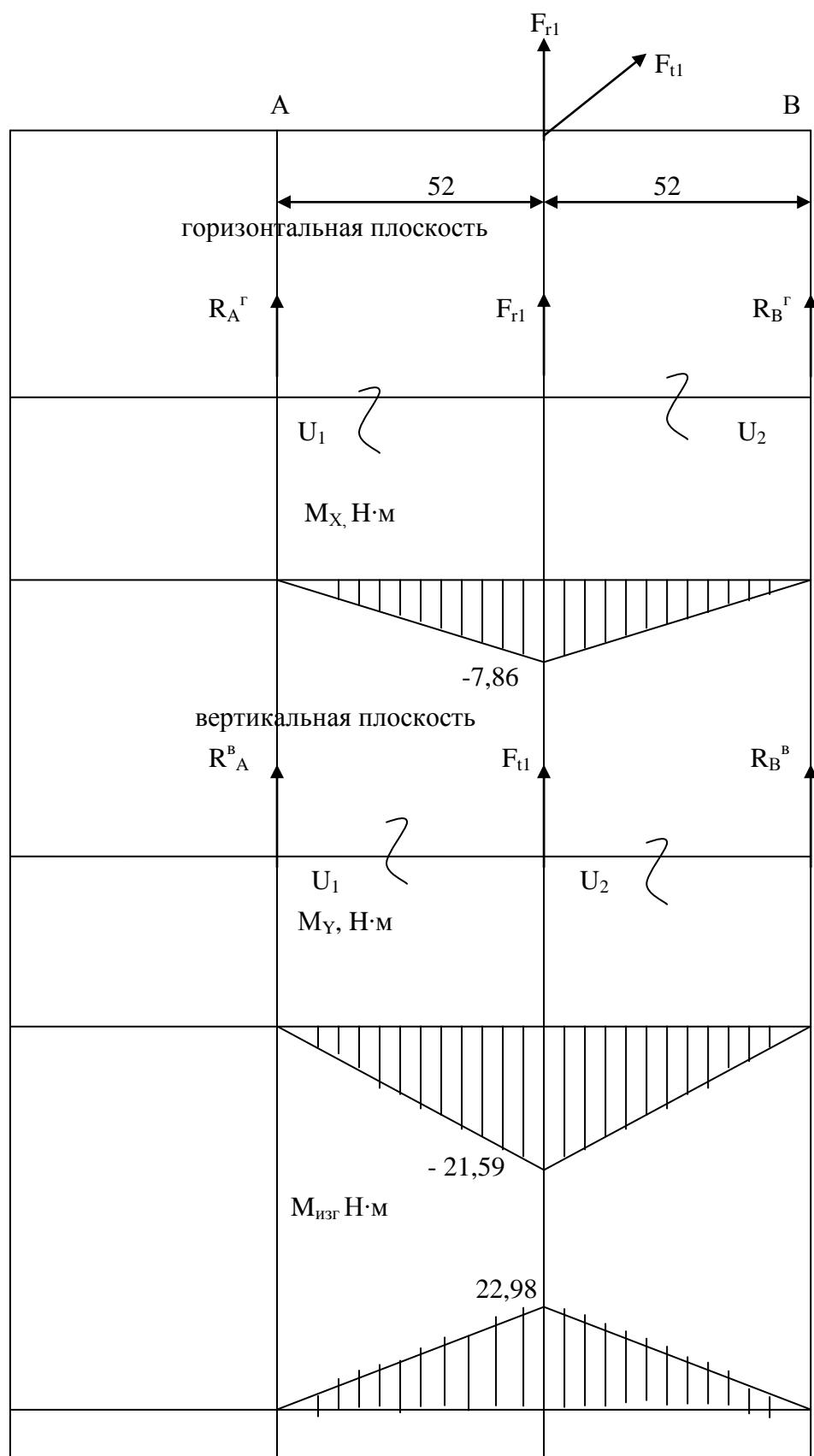
U ₁	0	0,052
M _Y	0	- 21,59

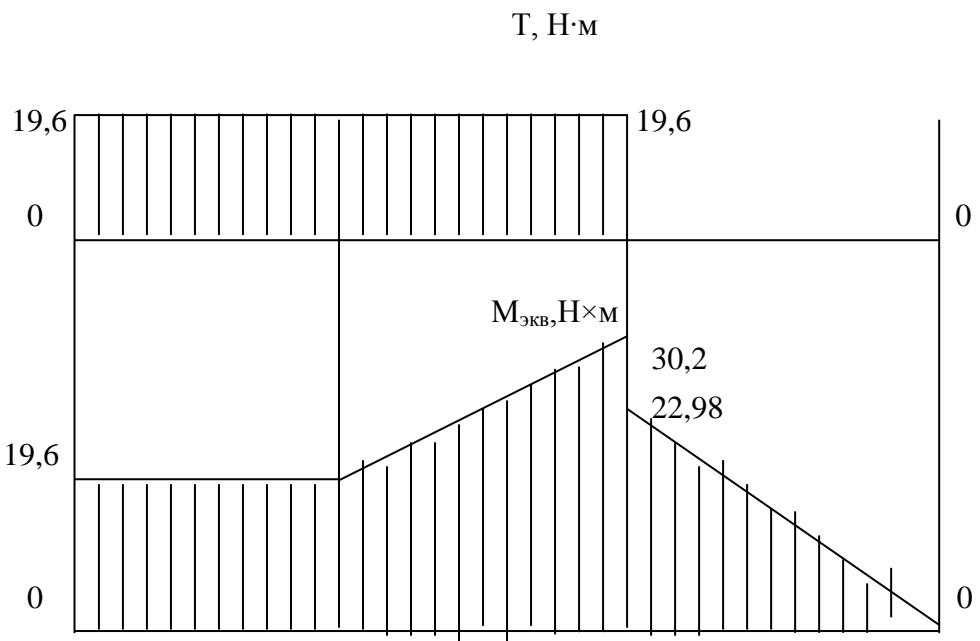
$$\vec{I}_Y U_2 = R_B^{\hat{A}} \cdot u_2 \quad 0 \leq u_2 \leq 0,052$$

U ₂	0	0,052
M _Y	0	- 21,59

$$\vec{I}_{\tilde{E} \tilde{Q} \tilde{A}} = \sqrt{\vec{I}_{\tilde{o}}^2 + \vec{I}_Y^2}$$

$$M_{H3F} = \sqrt{7,86^2 + 21,59^2} = 22,98H \cdot m$$





$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{uz}^2 + T^2}$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{22,98^2 + 19,6^2} = 30,2 \text{ H} \cdot \text{m}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot \sigma}}$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение при основном расчете валов, $[\sigma]=50\dots60 \text{ Н/мм}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{30,2 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 18,2 \text{ мм}$$

Принимаем $d=18$ мм.

11. Проверочный расчёт валов.

Проверочный расчет вала производят в опасных сечениях, где действует максимальный изгибающий момент, или имеются концентраторы напряжений.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

где S_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

S_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \xi} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

где σ_{-1} - предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба;

K_σ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений,

$$K_\sigma = 1,5 \dots 2,0;$$

β - коэффициент упрочнения, $\beta = 1$;

ξ - масштабный фактор, $\xi = 0,92$;

σ_a - амплитуда цикла нормальных напряжений;

σ_m - среднее значение цикла нормальных напряжений, $\sigma_m = 0$;

ψ_σ - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии напряжений для среднеуглеродистых сталей, $\psi_\sigma = 0,1$.

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b$$

где σ_b - предел прочности, для стали 40 $\sigma_b = 550 \text{ Н/мм}^2$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 550 = 236,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{u32} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{22,98 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 18^3} = 39,4 \text{ МПа}$$

$$S_\sigma = \frac{236,5}{\frac{1,8}{1 \cdot 0,92} \cdot 39,4 + 0,1 \cdot 0} = 3,07$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \xi} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

где τ_{-1} - предел выносливости материала вала при симметричном цикле кручения;

K_τ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении,

$$K_\tau = 1,4 \dots 2,1;$$

τ_a ; τ_m - напряжение кручение;

$\psi_\tau = 0,05$ для среднеуглеродистых сталей

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T \cdot 10^3}{2 \cdot W_R}$$

где W_R - момент сопротивления при кручении нетто.

$$W_R = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}$$

где b - ширина шпонки, $b=6 \text{ мм}$;

t - глубина паза вала, $t=3,5 \text{ мм}$.

$$W_R = \frac{\pi \cdot 18^3}{16} - \frac{6 \cdot 3,5 \cdot 18 - 3,5^2}{2 \cdot 18} = 1021,88 \text{ mm}^3$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{19,6 \cdot 10^3}{2 \cdot 1021,88} = 9,59 \text{ H/mm}^2$$

$$\begin{aligned}\tau_{-1} &= 0,58 \cdot \sigma_{-1} \\ \tau_{-1} &= 0,58 \cdot 236,5 = 137,17 \text{ H/mm}^2\end{aligned}$$

$$S_\tau = \frac{137,17}{\frac{1,4}{1 \cdot 0,92} \cdot 9,59 + 0,05 \cdot 9,59} = 9,1$$

$$S = \frac{3,07 \cdot 9,1}{\sqrt{3,07^2 + 9,1^2}} = 2,9$$

12. Определение суммарных опорных реакций и расчет подшипников.

Подшипники качения выбирают из каталогов или справочников по динамической грузоподъемности и диаметру вала так чтобы табличное значение динамической грузоподъемности было больше фактической.

$$C = \sqrt[α]{L \cdot P},$$

где α - показатель степени, $\alpha = 3$;

L - расчетный ресурс в миллионах оборотов;

P - приведенная нагрузка.

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}$$

где n - частота вращения вала, $n = 725$ об/мин;

L_h - ресурс подшипника в часах, $L_h = 24000$ часов.

$$P = F_r \cdot K_b \cdot K_T \cdot K_K,$$

где F_r - радиальная нагрузка;

K_b - коэффициент безопасности, $K_b = 1,4$;

K_T - температурный коэффициент, $K_T = 1$;

K_K - коэффициент вращения, $K_K = 1$.

$$F_r = \sqrt{R_B^r - 2 + R_B^B - 2}$$

$$F_r = \sqrt{151,1^2 + 415,15^2} = 441,79 \text{ H}$$

$$P = 441,79 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 1 = 618,5 \text{ H}$$

$$L = \frac{60 \cdot 725 \cdot 24000}{10^6} = 1044 \text{млн.об}$$

$$C = \sqrt[3]{1044} \cdot 618,5 = 6274,4H$$

Подшипник шариковый радиальный однорядный лёгкой серии 203:
d = 15 мм, D = 35 мм, B = 11 мм, C = 7800 Н.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

3.1 Введение. Прямозубые цилиндрические передачи.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт зубчатых передач на контактную прочность и на изгиб зуба.

3.2 Косозубые цилиндрические передачи.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности расчёта косозубых передач на прочность.

3.3 Конические передачи.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности расчёта конических передач на прочность.

3.4 Червячные передачи.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности расчёта червячных передач на прочность.

3.5 Планетарные передачи.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности проектирования планетарных передач.

3.6 Ремённые передачи.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды ремней, характеристики ремней, расчёт ремённых передач.

3.7 Цепные передачи.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды цепей, характеристики цепе, расчёт цепных передач.

3.8 Валы и оси. Расчёт валов.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на основной и проверочный расчёты валов.

3.9 Подшипники качения и скольжения. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды трения в подшипниках скольжения.

3.10 Заклёточные, клеевые, сварные соединения. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на способы осуществления заклёточных, клеевых, сварных соединений.

3.11 Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на прочностной расчёт шпоночных и шлицевых соединений.

3.12 Резьбовые соединения. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды резьб, а также расчётные формулы для определения момента трения в резьбе и на торце гайки.

3.13 Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на устройство и принцип работы муфт.

3.14 Упругие муфты. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на проверочный расчёт выбранных упругих муфт.

3.15 Управляемые муфты. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на устройство и принцип работы муфт.

3.16 Автоматические муфты. Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на устройство и принцип работы муфт.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ЗАНЯТИЯМ

4.1 Косозубые цилиндрические передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на коэффициент перекрытия в косозубых передачах.

4.2 Конические передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на силы действующие в зацеплении конической передачи.

4.3 Червячные передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на тепловой расчёт червячной передачи.

4.4 Планетарные передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на схемы планетарных передач и определение передаточного числа в планетарной передаче.

4.5 Ремённые передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на вывод формул для определения межосевого расстояния и длины ремня.

4.6 Цепные передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на вывод формул для определения межосевого расстояния и числа звеньев цепи.

4.7 Валы и оси. Расчёт валов.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на расчёт валов на виброустойчивость.

4.8 Подшипники качения и скольжения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на подшипниковые материалы.

4.9 Заклёточные, клеевые, сварные соединения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на расчёт неразъёмных соединений.

4.10 Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на разновидности шпонок.

4.11 Резьбовые соединения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на особенности расчёта различных резьб.

4.12 Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты.

Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.

4.13 Упругие муфты. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.

4.14 Управляемые муфты. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.

4.15 Автоматические муфты. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.