

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА
Методические указания и задания к курсовой работе

Содержание:

ВВЕДЕНИЕ	4
РАБОЧАЯ ПРОГРАММА КУРСА	4
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	5
ЗАДАНИЕ	5
СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ	8
ПРИМЕР КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА.....	10
1-й этап. Кинематический и силовой расчет привода	10
2-й этап. Определение нагрузок на валы редуктора.....	12
3-й этап. Конструирование и расчет валов редуктора.....	15
Проверка статической прочности вала	18
Проверка крутильной жёсткости вала	19
Осевые размеры участков вала:.....	21
4-й этап. Проверочные расчеты.....	23
Проверочные расчеты шпоночных соединений	23
Проверка подшипников качения на долговечность	24
Подшипники ведущего вала	25
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	26
Приложение А	26
Значение КПД механических передач	26
Приложение Б	26
Средние значения передаточных чисел различных передач	26
Приложение В	27
Нормальные линейные размеры (диаметры валов), мм	27
Приложение Г	27
Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)	27
Приложение Д	29
Шарикоподшипники радиальные однорядные по ГОСТ 8338-75	29
Приложение Ж	31
Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78)	31

ВВЕДЕНИЕ

Программа курса «Прикладная механика» («Техническая механика») предусматривает изучение студентами немашиностроительных специальностей высших учебных заведений важнейших разделов дисциплин «Теория механизмов и машин», «Сопротивление материалов» и «Детали машин» и расширение на этой основе фундамента общинженерной подготовки.

Курсовая работа по прикладной механике позволит студентам не только закрепить теоретические сведения лекционного курса, но и значительно расширить их за счет практического использования при расчете и конструировании основных элементов механического устройства и за счет работы со справочной и нормативной литературой.

В курсовой работе предлагается расчет привода ленточного транспортера. Такие механизмы можно встретить практически в любой отрасли промышленности. Это может быть транспортировка каких-либо грузов или продукции предприятия по его территории, подача топлива, торфа или угля, в котельные и т.д.

К элементам привода, которые в той или иной степени попадают в расчет, относятся ременная, зубчатая и цепная передачи, электродвигатель, подшипники качения, шпоночные соединения.

Главными же элементами являются валы прямозубого цилиндрического редуктора, для которых необходимо продумать конструкцию и выполнить соответствующие проектный и проверочные расчеты.

Таким образом, курсовая работа охватывает многие вопросы из программы курса.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА КУРСА

- Тема 1. Основы теории механизмов машин, приборов и аппаратов. Структура, кинематика и динамика механизмов. Особенности проектирования изделий.
- Тема 2. Принципы инженерных расчётов. Внутренние усилия. Механические напряжения. Эпюры внутренних усилий.
- Тема 3. Растяжение и сжатие. Закон Гука. Механические характеристики материалов. Расчёт на прочность.
- Тема 4. Напряжённое и деформированное состояние. Главные площадки и площадки сдвига.
- Тема 5. Сдвиг и кручение. Расчёты на срез и смятие. Расчёты на прочность и жёсткость при кручении. Геометрические характеристики плоских сечений.
- Тема 6. Изгиб. Перемещения сечений бруса при изгибе. Расчёт балок на прочность и жёсткость.
- Тема 7. Сложное сопротивление. Совместное действие изгиба и кручения. Косой изгиб.

- Тема 8. Устойчивость стержневых систем. Формула Л. Эйлера. Расчёт на устойчивость.
- Тема 9. Расчёты на прочность при переменных напряжениях. Динамическое действие нагрузок.
- Тема 10. Расчёт сложных конструкций. Тонкостенные элементы. Гибкие стержни. Статически неопределимые системы.
- Тема 11. Основы проектирования деталей, сборочных единиц и механизмов машин приборов и аппаратов. Этапы проектирования. Машиностроительные материалы.
- Тема 12. Основы взаимозаменяемости. Допуски и посадки.
- Тема 13. Соединения деталей. Основы расчёта различных соединений.
- Тема 14. Механические передачи. Кинематический и силовой расчёт передачи. Основы проектного и проверочного расчётов.
- Тема 15. Валы и оси. Соединение вал-втулка. Упругие элементы. Муфты. Опоры скольжения и качения. Выбор подшипников качения по грузоподъёмности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основная литература:

1. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика /Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов. - М.,1989.
2. Ковалев Н.А. Прикладная механика. - М.,1982.
3. Дарков А.В. Сопротивление материалов /Дарков А.В., Шпиро Г.С. - М., 1989.
4. Сопротивление материалов /Под ред. Г.С. Писаренко. -.Киев, 1986.
5. Кудрявцев В.Н. Детали машин.-М., 1980.
6. Решетов Д.Н. Детали машин.-М., 1974.

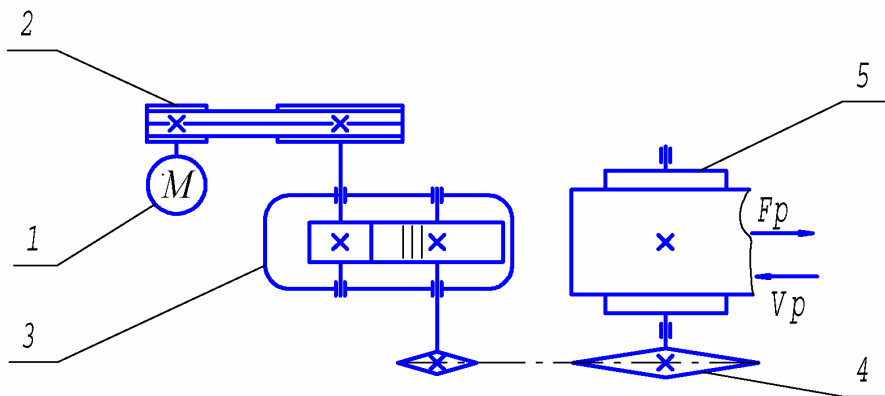
Дополнительная литература:

7. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. -М.,1986 .
8. Пособие к решению задач по сопротивлению материалов / И.Н Миролюбов, С. А. Енголычев, Н. Д. Сергиевский и др. - М., 1985 .
9. Курсовое проектирование деталей машин /С.А. Чернавский и др. - М.,1988.

ЗАДАНИЕ

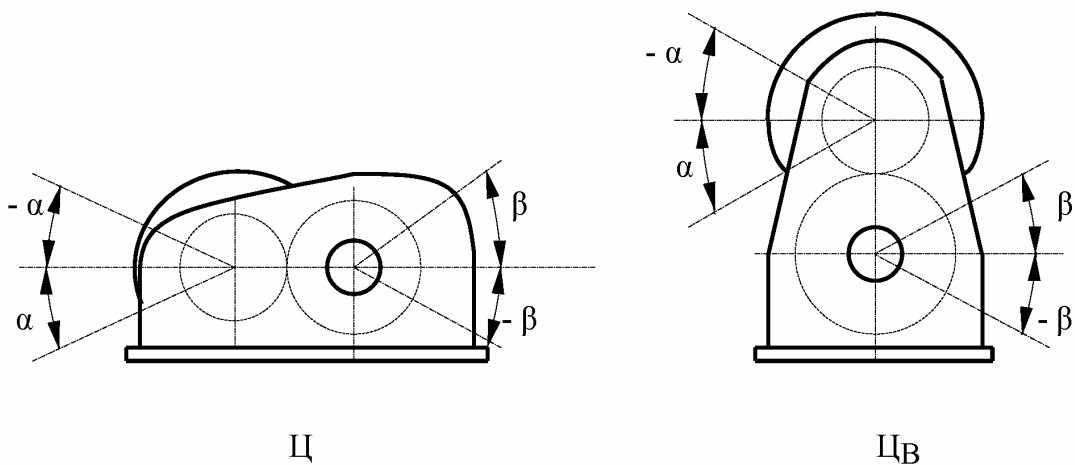
Для механического привода ленточного транспортера (схема привода на рисунке 1) выполнить кинематический и силовой расчеты, подобрать электродвигатель, определить нагрузки на валы цилиндрического прямозубого редуктора и выполнить проектный и проверочный расчеты этих валов.

Данные к расчету приведены в таблице 1.Номер варианта выбирается по указанию преподавателя.



- 1 – электродвигатель;
- 2 – передача клиноременная;
- 3 – редуктор цилиндрический одноступенчатый;
- 4 – передача цепная;
- 5 – барабан ведущий ленточного транспортера.

а.



- α – угол наклона линии центров шкивов к горизонту;
- β – угол наклона линии центров звездочек к горизонту.

б.

Рисунок 1 - Привод ленточного транспортёра : а - схема; б- тип редуктора (Ц-редуктор цилиндрический горизонтальный; ЦВ - редуктор цилиндрический вертикальный).

Таблица 1

Вариант №	Усиление тяги F _p , кН	Скор. ленты V _p , м/с	Диам. бараб. D _б , мм	Тип редуктора	Углы наклона		Марка стали	Механические характеристики		
					α	β		σ _T	σ _B	/σ/
					градус			МПа		
1	2,25	2,2	800	Ц	0	-30	Ст 5	300	530	60
2	2,75	1,9	710		30	45	Ст 6	400	650	80
3	3,10	1,75	630		45	-60	40	350	600	70
4	3,45	1,5	560		60	90	45	400	620	80
5	4,0	1,25	500		90	-45	50	450	700	90
6	4,65	1,1	450	ЦВ	-30	45	Ст 6	400	630	80
7	5,25	1,35	400		-45	0	40	350	600	70
8	5,75	1,6	355		-60	30	45	400	620	80
9	6,15	1,85	315		-90	-60	50	450	700	90
10	6,85	2,0	280		0	-45	55	500	750	100
11	7,05	1,8	250	Ц	-30	60	60	550	800	110
12	7,35	1,65	224		-45	-90	35X	600	740	100
13	7,90	1,45	800		-60	45	40X	650	800	110
14	8,25	1,3	710		-90	-30	45X	700	850	120
15	8,55	1,15	630		0	-60	50X	750	900	130
16	8,90	1,05	560	ЦВ	30	45	45	400	620	80
17	9,20	0,9	500		45	-60	50	450	700	90
18	9,65	0,75	450		60	90	55	500	750	100
19	10,00	0,6	400		90	-30	60	550	800	110
20	10,50	0,45	355		0	60	35XM	650	800	110
21	10,75	0,55	315	Ц	-45	30	40XH	700	850	120
22	11,10	0,65	280		30	-60	45XH	750	900	130
23	11,45	0,8	250		-60	90	50XH	800	950	140
24	11,80	0,95	224		45	0	40X	650	800	110
25	12,00	1,05	200		-30	45	50X	750	900	130

СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ.

1 этап. Кинематический и силовой расчет привода.

- начертить схему привода, выписать из таблицы 1 исходные данные в соответствии с вариантом;
- используя приложение А, вычислить общий КПД привода;
- по заданным параметрам F_p и V_p вычислить мощность на барабане транспортера;
- с учетом общего КПД привода определить требуемую мощность электродвигателя;
- по рекомендациям приложения Б подсчитать минимальное и максимальное значения общего передаточного числа привода;
- вычислить рабочую скорость ведущего барабана транспортера (n_p ; ω_p);
- вычислить возможные минимальное и максимальное значения скорости электродвигателя;
- по величине требуемой мощности и диапазону скоростей вращения выбрать электродвигатель приложения Г и подсчитать его фактическую скорость с учетом скольжения;
- вычислить фактическое общее передаточное число привода;
- распределить общее передаточное число между ступенями, используя для зубчатой передачи стандартное значение передаточного числа приложения Б;
- уточнить фактическое значение передаточного числа и сравнить его с требуемым; отклонение не должно превышать $\pm 3\%$;
- вычислить вращающие моменты на всех четырех валах привода и скорости вращения валов (n ; ω);
- сравнить полученное фактическое усилие тяги на ленте транспортера с заданным, сделать выводы.

2 этап. Определение нагрузки на валы.

Ведущий вал:

- ориентировочно определить нагрузку на вал от ременной передачи;
- ориентировочно определить нагрузку на вал от зубчатой передачи.

Ведомый вал:

- ориентировочно определить нагрузку на вал от цепной передачи, (от зубчатой передачи нагрузки те же).

3 этап. Расчет и конструирование валов.

Ведущий вал:

- вычислить необходимый диаметр хвостовика вала с учетом шпоночной канавки и назначить диаметры всех остальных участков, используя рекомендации;

- по диаметрам цапф вала выбрать по стандарту радиальный однорядный шарикоподшипник по приложению Д, записав все его параметры;

- используя рекомендации, назначить длины всех участков вала;

- вычертить эскиз вала;

- вычертить расчетную схему вала (две проекции), показать все действующие на вал нагрузки, определить опорные реакции в подшипниках и построить эпюры моментов: M_Z , M_X , M_Y и M_Σ ;

- проверить статическую прочность вала в опасных сечениях по IV теории прочности;

- проверить крутильную жесткость вала при $[\Phi_0] = 0,02$ рад/м.

Ведомый вал:

- аналогичным образом выполнить расчет и конструирование ведомого вала.

4 этап. Проверочные расчеты.

- выполнить проверку шпонок обоих валов на смятие;

- выполнить проверку подшипников на долговечность при $L_h = 16000$ часов.

ПРИМЕР КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА

Задание: спроектировать и рассчитать ведущий и ведомый валы одноступенчатого прямозубого редуктора, входящего в состав привода ленточного транспортера.

Исходные данные:

- полезная сила, передаваемая лентой транспортера – $F_p = 3,55$ кН;
- рабочая скорость ленты – $V_p = 2,24$ м/с;
- диаметр ведущего барабана – $D_B = 500$ мм;
- редуктор цилиндрический горизонтальный;
- материал валов и зубчатых колес – сталь Ст 6, $\sigma_T = 650$ МПа;
- углы наклона линий центров к горизонту шкивов и звездочек – $\alpha = 30^\circ$ и $\beta = -45^\circ$ соответственно;
- номинальная долговечность подшипников качения редуктора – $L_H = 12000$ ч.

1-й этап. Кинематический и силовой расчет привода

1. Схема привода.

2. Общий КПД привода.

Примем для клиноременной передачи $\eta_1 = 0,95$, для прямозубого цилиндрического редуктора $\eta_2 = 0,97$, для открытой цепной передачи $\eta_3 = 0,95$ и для каждой пары подшипников $\eta_{II} = 0,99$:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_{II}^3 = 0,95 \times 0,97 \times 0,95 \times 0,99^3 = 0,849.$$

3. Мощность на барабане:

$$P_p = F_p \times V_p = 3,55 \times 2,24 = 7,952 \text{ кВт.}$$

4. Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{ДВ} = P_p / \eta_{\text{общ}} = \frac{7,952}{0,849} = 9,366 \text{ кВт.}$$

5. Общее передаточное число:

$$u_{\text{общ}}^{\min} = 2 \times 3 \times 3 = 18; \quad u_{\text{общ}}^{\max} = 4 \times 6 \times 6 = 144.$$

6. Рабочая скорость барабана:

$$n_P = \frac{60 \times V_P}{p \times D_B} = \frac{60 \times 1,24}{3,14 \times 0,5} = 47,4 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_P = \frac{2 \times V_P}{D_B} = \frac{2 \times 1,24}{0,5} = 4,96 \text{ с}^{-1}.$$

7. Диапазон возможных скоростей электродвигателя:

$$n_{ДВ}^{\min} = n_P \times u_{\text{общ}}^{\min} = 47,4 \times 18 = 853,2 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{ДВ}^{\max} = n_P \times u_{\text{общ}}^{\max} = 47,4 \times 144 = 6825,6 \text{ мин}^{-1}.$$

8. Выбор электродвигателя.

Выберем по каталогу электродвигатель 4А100S2:

$$P_{ДВ} = 5,5 \text{ кВт}; n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}; S = 3,4\%;$$

$$n_{ДВ} = n_c \times \frac{(100 - S)}{100} = 3000 \times \frac{(100 - 3,4)}{100} = 2898 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_{ДВ} = \frac{\pi \times n_{ДВ}}{30} = \frac{3,14 \times 2898}{30} = 303,3 \text{ с}^{-1}.$$

9. Фактическое общее передаточное число:

$$u_{\text{общ}} = \frac{\omega_{ДВ}}{\omega_P} = \frac{n_{ДВ}}{n_P} = \frac{2898}{47,4} = 61,14.$$

10. Распределение общего передаточного числа между ступенями привода.

Примем для зубчатого редуктора $u_2 = 4$, а для цепной передачи $u_3 = 5$.

$$\text{Тогда: } u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2 \times u_3} = \frac{61,14}{4 \times 5} = 3,057.$$

Примем $u_1 = 3,1$:

$$u_{\text{общ}} = u_1 \times u_2 \times u_3 = 3,1 \times 4 \times 5 = 62.$$

$$\delta = \frac{|61,14 - 62|}{61,14} \cdot 100 = 1,4\% < 3\% \quad (\delta = \pm 3\%).$$

11. Определение моментов на валах и скоростей их вращения:

1-й вал – вал электродвигателя:

$$n_{ДВ} = n_1 = 2898 \text{ мин}^{-1}, \quad \omega_{ДВ} = \omega_1 = 303,3 \text{ с}^{-1};$$

$$T_{ДВ} = T_1 = P_{ДВ} / \omega_1 = 5,19 \times 10^3 / 303,3 = 17,11 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2-й вал:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = 2898 / 3,1 = 934,8 \text{ мин}^{-1}, \quad \omega_2 = \frac{3,14 \cdot 934,8}{30} = 97,85 \text{ с}^{-1};$$

$$T_2 = T_1 \times u_1 \times \eta_1 \times \eta_{\Pi} = 17,11 \times 3,1 \times 0,95 \times 0,99 = 49,89 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3-й вал:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = 934,8 / 4 = 233,7 \text{ мин}^{-1}, \quad \omega_3 = \frac{3,14 \cdot 233,7}{30} = 24,46 \text{ с}^{-1};$$

$$T_3 = T_2 \times u_2 \times \eta_2 \times \eta_{\text{П}} = 49,89 \times 4 \times 0,97 \times 0,99 = 191,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4-й вал:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_3} = 233,7 / 5 = 46,74 \text{ мин}^{-1}, \quad \omega_4 = \frac{3,14 \cdot 46,74}{30} = 4,89 \text{ с}^{-1};$$

$$T_4 = T_3 \times u_3 \times \eta_3 \times \eta_{\text{П}} = 191,6 \times 5 \times 0,95 \times 0,99 = 901 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

12. Проверка вычислений:

$$F_{\text{P}} = 2 \times T_4 / D_{\text{Б}} = 2 \times 901 / 0,5 = 3604 \text{ Н} = 3,6 \text{ кН} > F_{\text{P}}^{\text{треб}} = 3,55 \text{ кН}.$$

Следовательно, все необходимые вычисления выполнены верно.

2-й этап. Определение нагрузок на валы редуктора

1. Ведущий вал.

Нагрузку от клиноременной передачи определяем ориентировочно.
Диаметр ведущего шкива :

$$D_1 = / 3 \dots 4 / \times \sqrt[3]{T_1}, \quad T_1 = \text{ в Н}\cdot\text{мм};$$

$$D_1 = / 3 \dots 4 / \times \sqrt[3]{17,11 \times 10^3} = 4 \times 25,77 = 103 \text{ мм}.$$

Примем по стандарту $D_1 = 100 \text{ мм}$.

Тогда диаметр ведомого шкива:

$$D_2 = D_1 \times u_1 = 100 \times 3,1 = 310 \text{ мм}.$$

Диаметры шкивов выбираются из стандартного ряда:

$D = 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000$.

Для ведомого шкива диаметр его можно принять нестандартным, чтобы не корректировать кинематический расчет привода.

Окружное усилие клиноременной передачи:

$$F_t = \frac{2 \times T}{D_1} = \frac{2 \times 17,11 \times 10^3}{100} = 342,2 \text{ Н}.$$

Для ориентировочного расчета усилие ременной передачи, действующее на вал, принимается равным утроенному окружному усилию:

$$F_{\text{П}} = 3 \times 342,2 = 1026,6 \text{ Н}.$$

Примем $F_{\text{П}} = 1,03 \text{ кН}$.

Нагрузка на вал от прямозубой цилиндрической передачи также определяется ориентировочно.

Сначала выберем делительные диаметры зубчатых колес:

$$d_1 = K \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_2^2}}, \quad T_2 - \text{ в Н}\cdot\text{мм.}$$

Момент T_2 на ведомом валу редуктора соответствует моменту T_3 всего привода, т.е. $T_2 = 191,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Коэффициент K зависит от марки стали.

Углеродистые стали: $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$ $K = 2,4$;

$\sigma_T = 800 \text{ МПа}$ $K = 1,8$.

Легированные стали: $\sigma_T = 600 \text{ МПа}$ $K = 1,5$;

$\sigma_T = 950 \text{ МПа}$ $K = 1,2$.

Для указанной в задании стали Ст6: $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$.

Используя интерполяцию, находим K :

$$K = 2,28.$$

Делительный диаметр шестерни вычисляем по формуле

$$d_1 = 2,28 \times \sqrt[3]{\frac{191,6 \times 10^3}{4}} = 52 \text{ мм.}$$

Примем $d_1 = 50 \text{ мм}$.

Тогда делительный диаметр зубчатого колеса:

$$d_2 = d_1 \times u_2 = 50 \times 4 = 200 \text{ мм.}$$

Окружное усилие зубчатой передачи подсчитываем по формуле

$$F_t = \frac{2 \times T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 191,6 \cdot 10^3}{200} = 1916 \text{ Н.}$$

Примем $F_t = 1,92 \text{ кН}$.

Радиальное усилие передачи вычисляем по формуле

$$F_r = F_t \times \text{tg } 20^\circ = 1,92 \times 0,364 = 0,7 \text{ кН.}$$

2. Ведомый вал.

Определяем нагрузку от цепной передачи.

Число зубьев ведущей звездочки должно быть $Z_1 \geq 11$.

Для назначения Z_1 используется формула

$$Z_1 = 31 - 2 \times u = 31 - 2 \times 5 = 21.$$

Число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_2 = Z_1 \times u_3 = 21 \times 5 = 105.$$

Z_2 не должно превышать 120 зубьев во избежание соскакивания цепи. Нечетное число зубьев звездочек в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Усилие, передаваемое цепью на вал, подсчитывается по формуле

$$F_n = k_\beta \times F_t + 2 \times F_0.$$

Коэффициент k_β зависит от угла наклона линии центров звездочек к горизонту.

При $\beta = 0^\circ \dots 40^\circ$ $k_\beta = 1,15.$

При $\beta = 40^\circ \dots 90^\circ$ $k_\beta = 1,05.$

Окружное усилие цепной передачи:

$$F_t = \frac{2 \times T}{d_{зв}}, \text{ где } d_{зв} = \frac{p}{\sin(180^\circ / Z_1)}.$$

Шаг цепи p выбирается из стандартного ряда:

$$p = 12,7; 15,875; 19,05; 25,4; 31,75; 38,1; 44,45; 50,8 \text{ мм.}$$

Чем выше окружная скорость звездочек, тем меньше должен быть шаг цепи. Это обеспечивает плавность, бесшумность и долговечность передачи.

Начальное натяжение цепи F_0 зависит от массы цепи и межосевого расстояния, которые в работе не рассчитываются. Поэтому влияние F_0 на усилие F_n учтем увеличением F_n на 5%.

По кинематическому расчету (1-й этап, п.11) угловая скорость ведущей звездочки $\omega_3 = 24,46 \text{ с}^{-1}$. При такой скорости шаг p можно выбрать из средних его значений.

Примем $p = 25,4 \text{ мм.}$

Диаметр делительной окружности ведущей звездочки :

$$d_{зв} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ / 21)} = \frac{25,4}{\sin 8,57^\circ} = \frac{25,4}{0,149} = 170,42 \text{ мм.}$$

Окружное усилие: $F_t = \frac{2 \times 191,6 \times 10^3}{170,42} = 2248,6 \text{ Н.}$

По заданию: угол $\beta = 45^\circ$, $k_\beta = 1,05.$

Вводим еще один множитель 1,05 для учета начального натяжения цепи:

$$F_n = 1,05 \times 1,05 \times 2248,6 = 2479 \text{ Н.}$$

Примем $F_n = 2,5 \text{ кН.}$

Нагрузки на ведомый вал от зубчатой передачи такие же, что и на ведущий, т. е.

$$F_t = 1,92 \text{ кН, } F_r = 0,7 \text{ кН.}$$

3-й этап. Конструирование и расчет валов редуктора

1. ВЕДУЩИЙ ВАЛ.

Из предыдущих расчетов:

Моменты на валах: $T_1 = 49,89 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 191,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = 50 \text{ мм и } d_2 = 200 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние:

$$a_W = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 200}{2} = 125 \text{ мм (соответствует стандартному}$$

значению).

Ширина венца зубчатого колеса вычисляется по формуле

$$b_2 = \psi_a \times a_W, \text{ где } \psi_a - \text{коэффициент ширины венца.}$$

Для прямозубых цилиндрических передач при симметричном расположении колес $\psi_a = 0,4 \dots 0,5$.

Примем $\psi_a = 0,5$.

$$b_2 = \psi_a \times a_W = 0,5 \times 125 = 62,5 \text{ мм.}$$

Ширина венца шестерни выполняется на 2...4 мм больше, что обеспечивает перекрытие зубьев по их длине для лучшей приработки:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) = 62,5 + 2,5 = 65 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под ведомый шкив клиноременной передачи:

$$d_X \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \times [\tau_k]}}, \text{ где- } [\tau_k] = 15 \dots 20 \text{ МПа}$$

-допускаемое касательное напряжение при кручении, пониженное для учета изгиба хвостовика нагрузкой от ременной передачи.

$$d_X \geq \sqrt[3]{\frac{49,89 \times 10^3}{0,2 \times 20}} = 23,2 \text{ мм.}$$

Так как шпоночная канавка под шкив ослабляет сечение вала, его диаметр увеличивают на 5...8%:

$$d_X = 23,2 \times 1,05 = 24,35 \text{ мм.}$$

Примем с учетом стандарта $d_X = 25 \text{ мм}$.

Диаметры остальных участков вала принимаем с последовательным их увеличением.

Диаметр вала под уплотнение $d_y = 28$ мм.

Диаметр вала под подшипник качения $d_{II} = 30$ мм.

Диаметр вала под шестерню $d_{III} = 35$ мм.

Диаметр буртика для упора шестерни $d_B = 40$ мм.

С учетом $d_{II} = 30$ мм выбираем по стандарту радиальный, однорядный, несамоустанавливающийся шарикоподшипник легкой серии 206 (приложение Д)

Параметры подшипника :

внутренний диаметр $d = 30$ мм,

наружный диаметр $D = 62$ мм,

ширина $B = 16$ мм,

динамическая грузоподъемность $C_r = 19,5$ кН.

Так как диаметр вала под шестерню $d_{III} = 35$ мм отличается от делительного диаметра шестерни $d_1 = 50$ мм незначительно, шестерня выполняется за одно целое с валом (вал-шестерня).

Длины отдельных участков вала назначаем с учетом рекомендаций.

Длина хвостовика $l_X = (1,2 \dots 2,6) \times d_X$. Она в значительной степени зависит от ширины обода шкива ременной передачи. Так как подробный расчет ременной передачи в работе не производится, примем

$$l_X = 1,2 \times d_X = 1,2 \times 25 = 30 \text{ мм.}$$

Длину участка вала под уплотнение можно принять равной ширине подшипника:

$$l_y = l_{II} = B = 16 \text{ мм.}$$

Для предотвращения вымывания консистентной смазки из подшипников жидкой смазкой редуктора с внутренней стороны на валу устанавливаются мазеудерживающие кольца. Их ширина принимается 8...12 мм.

Между внутренней стенкой корпуса редуктора и боковой поверхностью шестерни должен быть обеспечен зазор $A = 8 \dots 10$ мм.

Таким образом, длина консольной части вала

$$a = 0,5 \times l_X + l_y + 0,5 \times B = 0,5 \times 30 + 16 + 0,5 \times 16 = 39 \text{ мм.}$$

Половина длины пролетной части вала

$$0,5 \times l = 0,5 \times B + l_K + A + 0,5 \times b_1 = 0,5 \times 16 + 10 + 10 + 0,5 \times 65 = 60,5 \text{ мм.}$$

Вся длина пролета: $l = 2 \times 60,5 = 121$ мм.

По полученным размерам вычерчивается эскиз вала, схема его нагружения внешними силами, определяются опорные реакции в подшипниках

в вертикальной и горизонтальной плоскостях и строятся эпюры внутренних усилий M_Z , M_X , M_Y и M_{II} .

Исходные данные к расчету ведущего вала:

$$F_n = 1,03 \text{ кН}, \quad \alpha = 30^\circ,$$

$$F_X = F_n \times \cos 30^\circ = 1,03 \times 0,866 = 0,892 \text{ кН} = 0,89 \text{ кН},$$

$$F_Y = F_n \times \sin 30^\circ = 1,03 \times 0,5 = 0,515 \text{ кН} = 0,52 \text{ кН},$$

$$F_{t1} = 1,92 \text{ кН}, \quad F_{r1} = 0,7 \text{ кН}.$$

Вертикальная плоскость YOZ.

Сумма моментов относительно точки A:

$$\sum M_A = F_Y \times a - F_{t1} \times 0,5 \times l + Y_B \times l = 0,52 \times 39 - 1,92 \times 60,5 + Y_B \times 121 = 0.$$

Отсюда $Y_B = 0,79 \text{ кН}$.

Сумма моментов относительно точки B:

$$\sum M_B = F_Y \times (a + l) - Y_A \times l + F_{t1} \times 0,5 \times l = 0,52 \times 160 - Y_A \times 121 + 1,92 \times 60,5 = 0.$$

Отсюда $Y_A = 1,65 \text{ кН}$.

Проверка реакций – сумма проекций сил на ось Y :

$$\sum Y = -F_Y + Y_A - F_{t1} + Y_B = -0,52 + 1,65 - 1,92 + 0,79 = 0.$$

Горизонтальная плоскость XOZ.

Сумма моментов относительно точки A:

$$\sum M_A = F_X \times a - F_{r1} \times 0,5 \times l + X_B \times l = 0,89 \times 39 - 0,7 \times 60,5 + X_B \times 121 = 0.$$

Отсюда $X_B = 0,06 \text{ кН}$.

Сумма моментов относительно точки B:

$$\sum M_B = F_X \times (a + l) - X_A \times 121 + F_{r1} \times 60,5 = 0,89 \times (39 + 121) - X_A \times 121 + 0,7 \times 60,5 = 0.$$

Отсюда $X_A = 1,53 \text{ кН}$.

Проверка реакций – сумма проекций сил на ось X:

$$\sum X = -F_X + X_A - F_{r1} + X_B = -0,89 + 1,53 - 0,7 + 0,06 = 0.$$

Крутящий момент на ведущем валу на участке от точки 0 до точки К равен моменту T_1 :

$$M_Z = 49,89 \text{ Н·м}.$$

По полученным величинам и строятся эпюры моментов M_Z , M_X , M_Y . По ординатам эпюр M_X и M_Y строится суммарная эпюра изгибающих моментов M_{II} :

$$M_{II} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}.$$

Эскиз вала, схема его нагружения и эпюры моментов приведены на рисунке 2.

По полученным эпюрам моментов определяется положение опасных сечений вала, то есть сечений, где действуют наибольшие внутренние усилия. Это точки А и К.

Проверка статической прочности вала

Сечение А:

По четвертой «энергетической» теории прочности определяется эквивалентный момент в сечении:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_I^2 + 0,75 \times M_Z^2} = \sqrt{40,2^2 + 0,75 \times 49,89^2} = 59 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Диаметр вала в сечении А – $d_{\text{II}} = 30$ мм, осевой момент

сопротивления вала: $W_X = \frac{\pi \times d_{\text{II}}^3}{32} \approx 0,1 \times d_{\text{II}}^3 = 0,1 \times 30^3 = 2700 \text{ мм}^3$.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = M_{\text{ЭКВ}} / W_X = \frac{59 \times 10^3}{2700} = 21,85 \text{ Н/мм}^2 < [\delta] = 60 \text{ Н/мм}^2.$$

Сечение К (под шестерней, если вал и шестерня выполнены отдельно):

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_I^2 + 0,75 \times M_Z^2} = \sqrt{47,9^2 + 0,75 \times 49,89^2} = 64,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Диаметр вала в сечении К – $d_{\text{III}} = 35$ мм, но сечение ослаблено шпоночной канавкой.

Размеры паза под шпонку выбираются по стандарту (приложение Ж):

$b = 10$ мм, $t_1 = 5$ мм.

Момент сопротивления такого сечения вычисляется по формуле

$$W_X = \frac{\pi \times d_{\text{III}}^3}{32} - \frac{b \times t_1 \times (d_{\text{III}} - t_1)^2}{2 \times d_{\text{III}}} = \frac{3,14 \times 35^3}{32} - \frac{10 \times 5 \times (35 - 5)^2}{2 \times 35} = 3564 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{64,5 \times 10}{3564} = 18,1 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma] = 60 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом, статическая прочность в опасных сечениях обеспечивается.

Проверка крутильной жёсткости вала

Так как вал редуктора передает крутящий момент, который в процессе работы может изменяться, возможно появление крутильных колебаний вала. Поэтому и необходима проверка его крутильной жесткости по формуле:

$$\varphi_{0 \max} = \frac{M^z}{C \times J_{p \min}} \leq [\varphi_0], \quad \text{где } J_{p \min} \approx 0,1 \times d^4_X \quad - \text{ минимальный}$$

полярный момент инерции сечения вала в его самой тонкой части.

$$J_{p \min} = 0,1 \times 25^4 = 39062 \text{ мм}^4.$$

Допускаемый относительный угол закручивания задается в пределах:

$$[\varphi_0] = 0,0025 \dots 0,0350 \text{ рад/м, или } [\varphi_0^0] = 0,15 \dots 2,00 \text{ град/м.}$$

Для заданного расчета примем $[\varphi_0] = 0,02 \text{ рад/м}$.

$$\varphi_{0 \max} = \frac{49,89 \times 10^3}{8 \times 10^4 \times 39062} = 0,0000159 \text{ рад/мм} = 0,016 \text{ рад/м} < [\varphi_0] = 0,02 \text{ рад/м.}$$

Таким образом, крутильная жесткость вала обеспечивается.

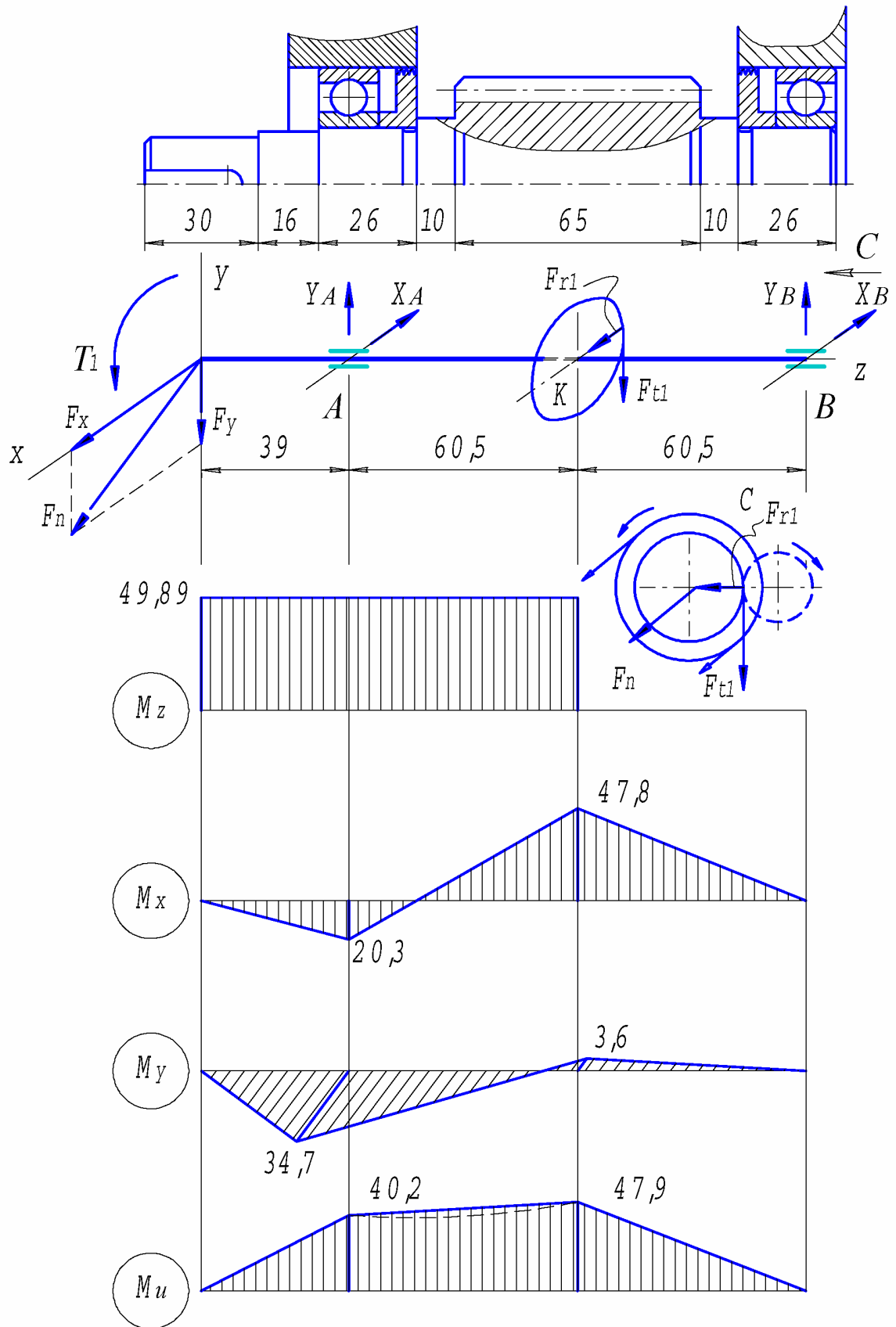


Рисунок 2

2. ВЕДОМЫЙ ВАЛ

Диаметр вала под ведущую звездочку цепной передачи (диаметр хвостовика вала d_X):

$$d_X \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \times [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{191,6 \times 10^3}{0,2 \times 20}} = 36,3 \text{ мм.}$$

С учетом шпонки под ведущую звездочку:

$$d_X = 36,3 \times 1,05 = 38,1 \text{ мм.}$$

Примем с учетом стандарта $d_X = 38 \text{ мм,}$

Диаметр вала под уплотнение $d_U = 42 \text{ мм,}$

Диаметр вала под подшипник качения $d_{II} = 45 \text{ мм,}$

Диаметр вала под зубчатое колесо $d_K = 50 \text{ мм,}$

Диаметр буртика для упора колеса $d_B = 55 \text{ мм.}$

С учетом $d_{II} = 45 \text{ мм}$ выбираем по стандарту радиальный, однорядный, незащитный шарикоподшипник легкой серии 209 (приложение Д).

Параметры подшипника:

внутренний диаметр $d = 45 \text{ мм,}$

наружный диаметр $D = 85 \text{ мм,}$

ширина $B = 19 \text{ мм,}$

динамическая грузоподъемность $C_r = 18,6 \text{ кН.}$

Осевые размеры участков вала:

Длина хвостовика $l_X = 1,2 \quad d_X = 1,2 \times 38 = 45,6 \text{ мм.}$

Примем $l_X = 50 \text{ мм, } l_K = 8,5 \text{ мм, } A = 11,25 \text{ мм.}$

Длина консольной части вала:

$$a = 0,5 \times l_X + l_K + 0,5 \times B = 0,5 \times 50 + 8,5 + 0,5 \times 19 = 53,5 \text{ мм.}$$

Половина длины пролетной части вала:

$$0,5 \times l = 0,5 \times B + l_K + A + 0,5 \times b_2 = 0,5 \times 19 + 8,5 + 11,25 + 0,5 \times 62,5 = 60,5 \text{ мм}$$

Вся длина пролета: $l = 2 \times 60,5 = 121 \text{ мм.}$

Далее, как и для ведущего вала, вычерчивается эскиз вала ведомого, схема его нагружения внешними силами, определяются опорные реакции в двух плоскостях и строятся эпюры моментов.

Поскольку все вычисления, необходимые для расчета ведомого вала, совершенно аналогичны вычислениям, показанным для вала ведущего, в

рассматриваемом примере они подробно не приводятся. Эскиз вала, схема его нагружения и эпюры моментов показаны на рисунке 3.

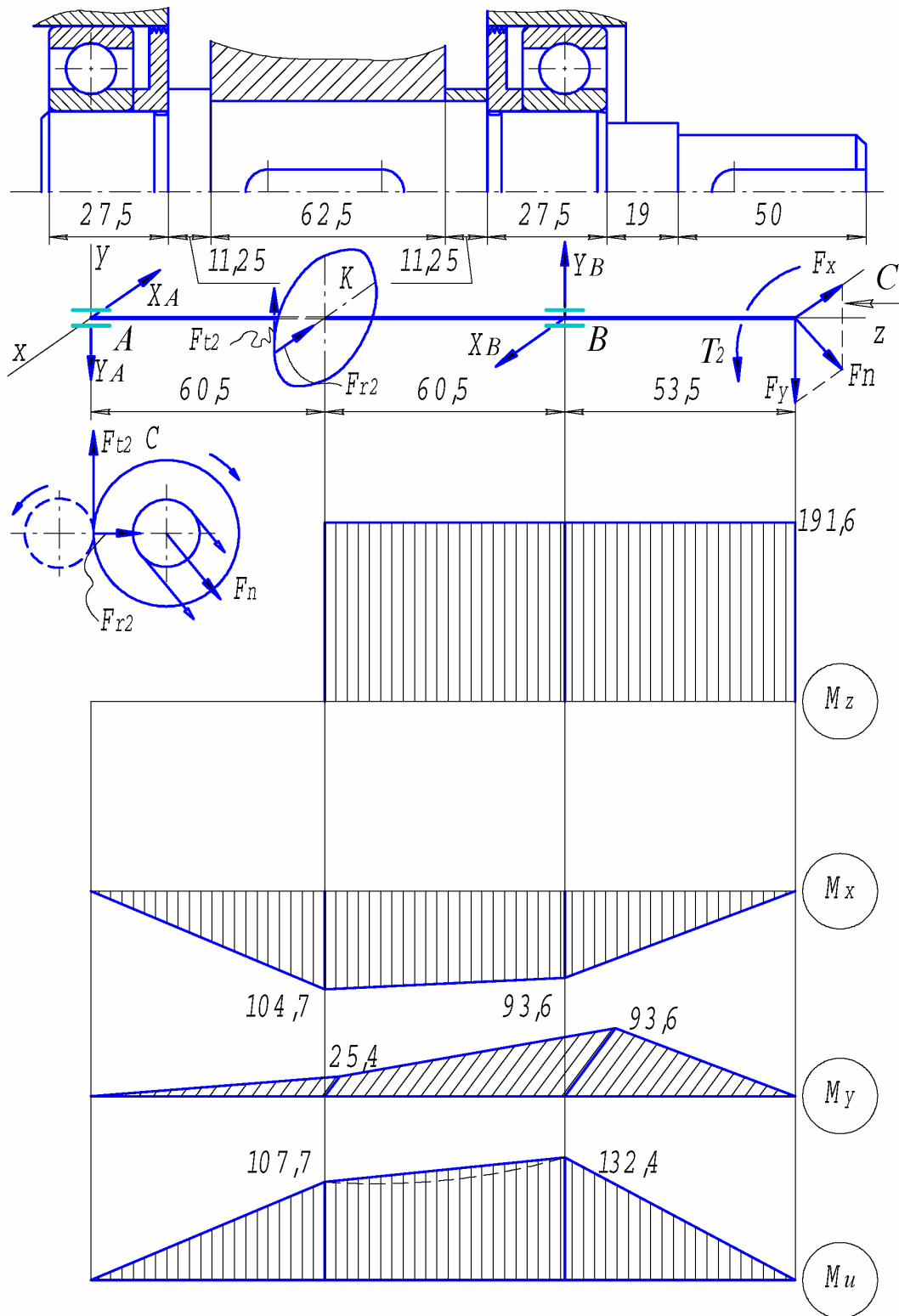


Рисунок 3

По эпюрам определяется положение опасных сечений. Это точки В и К. В этих сечениях проверяется статическая прочность вала, а хвостовая часть вала проверяется на крутильную жесткость.

4-й этап. Проверочные расчеты

Эти расчеты предусматривают проверку соединения вал-втулка, то есть шпоночного соединения на смятие и проверку выбранных подшипников качения на долговечность.

Проверочные расчеты шпоночных соединений

Ведущий вал. Соединение вала с шестерней (при условии, что вал и шестерня изготовлены отдельно).

Диаметр вала в этом сечении $d_{III}=35$ мм. По стандарту выбираем шпонку $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 50$. Длина шпонки l должна быть меньше длины ступицы шестерни на 5...10 мм. Примем длину ступицы равной ширине зубчатого венца шестерни, т. е. $L_{CT}=65$ мм. Таким образом, выбранная шпонка не будет выступать за пределы ступицы шестерни. Глубина паза $t_1 = 5$ мм.

Расчет на смятие производится по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2 \times T}{d \times (0,94 \times h - t_1) \times l} \leq [\sigma_{см}].$$

Величину допускаемого напряжения на смятие при использовании стальных шпонок принимают в пределах 100...180 МПа. Большие значения – при легком режиме работы, меньшие – при переменных значениях крутящего момента.

Примем для данного случая $\sigma_{см}=120$ МПа.

Крутящий момент на ведущем валу $T_1=49,89$ Н·м.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \times 49,89 \times 10^3}{35 \times (0,94 \times 8 - 5) \times 56} = 22,6 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{см}] = 120 \text{ Н/мм}^2.$$

Соединение ведущего вала со шкивом ременной передачи. Диаметр вала $d_X=25$ мм. Шпонка $8 \times 7 \times 25$. $t_1=4$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \times 49,89 \times 10^3}{25 \times (0,94 \times 7 - 4) \times 25} = 61,9 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{см}] = 120 \text{ Н/мм}^2.$$

Ведомый вал. Соединение вала с зубчатым колесом.

Диаметр вала в этом сечении $d_K=50$ мм.

Шпонка $10 \times 8 \times 40$, $t_1=5$ мм.

$$Y_{\text{см}} = \frac{2 \times 191,6 \times 10^3}{38 \times (0,94 \times 8 - 5) \times 40} = 100 \text{ Н/мм}^2 < [Y_{\text{см}}] = 120 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким образом, прочность всех шпоночных соединений редуктора обеспечивается.

Проверка подшипников качения на долговечность

Если подшипник, как в данном примере, выбран по конструктивным соображениям (по диаметру цапфы), то его проверяют на долговечность по

формуле

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p \geq L_h,$$

где: L_{10h} – долговечность выбранного подшипника (расчетный ресурс в часах);

L_h – номинальная долговечность (по заданию $L_h = 12000$ ч);

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника;

R_e – эквивалентная или приведенная нагрузка на наиболее нагруженный подшипник;

p – показатель степени; для шарикоподшипников $p=3$.

Эквивалентная нагрузка рассчитывается по формуле

$$R_e = (X \times V \times R_r + Y \times R_a) \times K_B \times K_T,$$

где: X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно, определяются по таблицам; в данном примере, так как осевая нагрузка отсутствует, $X=1$, $Y=0$.

R_r – радиальная нагрузка на наиболее нагруженном подшипнике, вычисляется по формуле

$$R_r = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2};$$

R_a – осевая нагрузка; в данном примере $R_a=0$;

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

K_B – коэффициент безопасности, зависит от характера нагрузки; при спокойной нагрузке без толчков $K_B=1$.

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

Подшипники ведущего вала

Наиболее нагруженный – подшипник А: $X_A=1,53$ кН, $Y_A =1,65$ кН.

$$R_r = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{1,53^2 + 1,65^2} = 2,25 \text{ кН.}$$

$R_e=R_r=2,25$ кН.

Частота вращения вала $n=n_2=934,8$ мин⁻¹.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 934,8} \times \left(\frac{19,5}{2,25} \right)^3 = 11606 \text{ ч} < L_h = 12000 \text{ ч.}$$

Так как долговечность недостаточна, подшипник лёгкой серии 206 следует заменить на подшипник средней серии 306. Его динамическая грузоподъёмность $C_r=28,1$ кН.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 934,8} \times \left(\frac{28,1}{2,25} \right)^3 = 34730 \text{ ч} > L_h = 12000 \text{ ч.}$$

Наиболее нагруженный подшипник ведомого вала – подшипник В:

$$R_r = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{2,92^2 + 1,61^2} = 3,33 \text{ кН.}$$

Динамическая грузоподъёмность подшипника $C_r=33,2$ кН.

Частота вращения ведомого вала $n=n_3=233,7$ мин.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 233,7} \times \left(\frac{33,2}{3,33} \right)^3 = 70676 \text{ ч} > L_h = 12000 \text{ ч.}$$

В этом случае долговечность выбранного подшипника достаточна.

ПРИЛОЖЕНИЯ
Приложение А
Значение КПД механических передач

Передача	КПД
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
Цепная закрытая	0,95...0,97
Цепная открытая	0,90...0,95
Ременная:	
-с плоским ремнем	0,96...0,98
-с клиновым ремнем	0,95...0,97

КПД одной пары подшипников (две опоры вала): 0,99...0,995.

Приложение Б
Средние значения передаточных чисел различных передач

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

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 В
Нормальные линейные размеры (диаметры валов), мм

3,0	10	32	100	5,6	18	56	180
3,4	10,5	34/35	105	6,0	19	60/62	190
3,6	11	36	110	6,3	20	63/65	200
3,8	11,5	38	120	6,7	21	67/70	210
4,0	12	40	125	7,1	22	71/72	220
4,2	13	42	130	7,5	24	75	240
4,5	14	45/47	140	8,0	25	80	250
4,8	15	48	150	8,5	26	85	260
5,0	16	50/52	160	9,0	28	90	280
5,3	17	52/55	170	9,5	30	95	300

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

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Типо-размер	S %	Типо-размер	S %	Типо-размер	S %	Типо-размер	S %
0,55	63B2	8,5	71A1	7,3	71B6	10	80B6	9
0,75	71A2	5,9	71B4	7,5	80A6	8,4	90LA8	8,4
1,1	71B2	6,3	80A4	5,4	80B6	8,0	90LB8	7,0
1,5	80A2	4,2	80B4	5,8	90L6	6,4	100L8	7,0
2,2	80B2	4,3	90L4	5,1	100L6	5,1	112MA8	6,0
3,0	90L2	4,3	100S4	4,4	112MA6	4,7	112M8	5,8
4,0	100S2	3,3	100L4	4,7	112MB6	5,1	132S8	4,1
5,5	100L2	3,4	112M4	3,7	132S6	3,3	132M8	4,1
7,5	112M2	2,5	132S4	3,0	132M6	3,2	160S8	2,5
11,0	132M2	2,3	132M4	2,8	160S6	2,7	160M8	2,5
15,0	160S2	2,1	160S4	2,3	160M6	2,6	180M8	2,5
18,5	160M2	2,1	160M4	2,2	180M6	2,7	200M8	2,3
22,0	180S2	2,0	180S4	2,0	200M6	2,8	200L8	2,7
30,0	180M2	1,9	180M4	1,9	200L6	2,1	225M8	1,8
37,0	200M2	1,9	200M4	1,7	225M6	1,8	250S8	1,5
45,0	200L2	1,8	200LA4	1,6	250S6	1,4	250M8	1,4
55,0	225M2	1,8	225M4	1,4	250M6	1,3	280S8	2,2
75,0	250S2	1,4	250S4	1,2	280S6	2,0	280M8	2,2
90,0	250M2	1,4	250M4	1,3	280M6	2,0	315S8	2,0
110,0	280S2	2,0	280S4	2,3	315S6	2,0	315M8	2,0

**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,

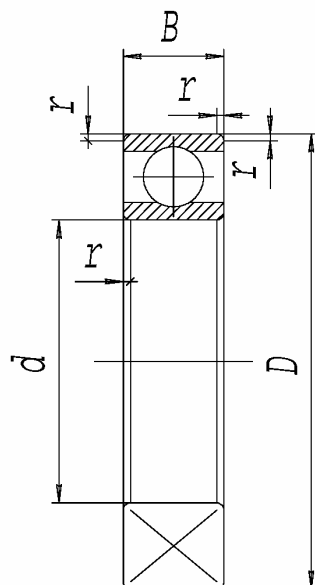
М – установочный размер по длине станины,

4 – число полюсов,

УЗ – предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

В графе S указано скольжение, %.

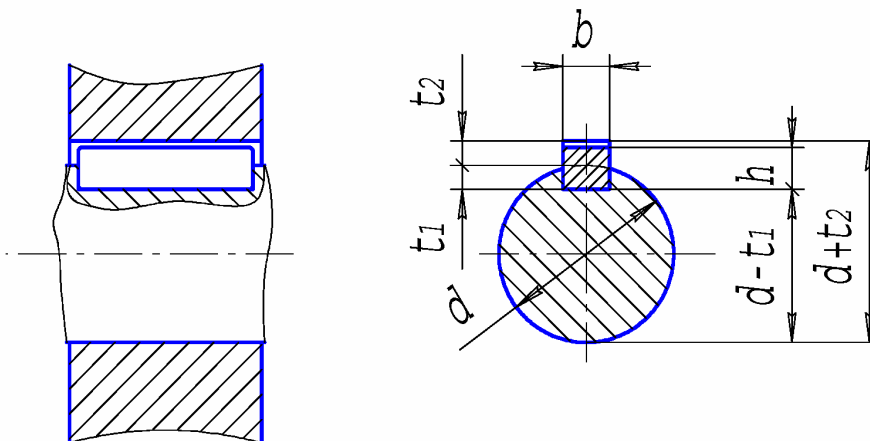
Приложение Д
Шарикоподшипники радиальные однорядные по ГОСТ 8338-75



Условное обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	R	динамич. C	статич. C ₀
Легкая серия						
200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
217	85	150	28	3	83,2	53,0
218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0

Условное обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	динамич. C	статич. C ₀
Средняя серия						
300	10	35	11	1	8,06	3,75
301	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	20	52	15	2	15,0	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	65,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4	133,0	90,0
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0
Тяжелая серия						
403	17	62	17	2	22,9	11,8
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,6
408	40	110	27	3	63,7	36,5
409	45	120	29	3	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4	143,0	105,0
416	80	200	48	4	163,0	125,0
417	85	210	52	5	174,0	135,0

Приложение Ж
Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78).
 Размеры, мм



Диаметр вала d	Сечение шпонки b × h	Глубина паза		Фаска c × 45°
		вала t ₁	втулки t ₂	
Свыше 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	0,08-0,16
Свыше 12 до 17	5 × 5	3,0	2,3	0,16-0,25
Свыше 17 до 22	6 × 6	3,5	2,8	
Свыше 22 до 30	8 × 7	4,0	3,3	
Свыше 30 до 38	10 × 8	5,0	3,3	0,25-0,40
Свыше 38 до 44	12 × 8	5,0	3,3	
Свыше 44 до 50	14 × 9	5,5	3,8	
Свыше 50 до 58	16 × 10	6,0	4,3	
Свыше 58 до 65	18 × 11	7,0	4,4	
Свыше 65 до 75	20 × 12	7,5	4,9	0,40-0,60
Свыше 75 до 85	22 × 14	9,0	5,4	
Свыше 85 до 95	25 × 14	9,0	5,4	
Свыше 95 до 110	28 × 16	10,0	6,4	

Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; . . . (до 500).