

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Казанский Государственный Аграрный Университет

Кафедра ОИД

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту по деталям машин и
конструированию

Разработал студент гр. Б281-01

Нигманов Р.Э.

Руководитель

Мудров А.П.

Казань

2018

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ.....	5
1 КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИВОДОВ МАШИН.....	6
2 УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, РЕСУРС ПРИВОДНОГО УСТРОЙСТВА.....	7
3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	8
3.1 Выбор электродвигателя	8
3.2 Передаточное отношение и разбивка его по ступеням.....	10
3.3 Расчёт числа оборотов валов	10
3.4 Расчёт вращающих моментов на валах.....	11
4 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	13
4.1 Определение межосевого расстояния.....	13
4.2 Определение количества зубьев	Ошибка! Закладка не определена.
4.3 Определение нормального модуля.....	13
4.4 Определение диаметров колёс.....	14
4.5 Расчет передачи на контактную прочность.....	15
5 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	18
5.1 Определение межосевого расстояния.....	18
5.2 Определение количества зубьев	18
5.3 Определение нормального модуля.....	19
5.4 Определение диаметров колёс.....	19
5.5 Расчет передачи на контактную прочность.....	20
6 ПРЕДВОРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ.....	21
7 НАГРУЗКА ВАЛОВ РЕДУКТОРА.....	22

					<i>Курсовой проект ПЛК 022.00.00.ПЗ</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>		<i>Низманов Р.Э</i>			<i>Пояснительная записка</i>		
<i>Пров.</i>		<i>Мухомов А.П.</i>					
					У	2	39
<i>Н. контр.</i>					<i>КГАУ каф. ОИД</i>		
<i>Утв.</i>					<i>Группа Б281-01</i>		

8.2 Исходные данные для построения эпюр	24
8.3 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов тихоходного вала.....	24
8.4 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов быстроходного вала	26
9 РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ	29
10 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК.....	31
11 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	32
12 ВЫБОР ПОСАДОК	36
13 СМАЗКА РЕДУКТОРА	37
14 ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ РЕДУКТОРА	38
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	39

ВВЕДЕНИЕ

Значительная часть потребностей человека связана с техникой. Этим объясняется необходимость грамотного обращения при оказании услуг с механизмами, приборами, аппаратами и сооружениями, являющимися составной частью систем сервиса.

Большинство этих устройств входит в состав машин, которые преобразуют энергию, материал и информацию с целью облегчения физического и умственного труда человека. Поэтому, изучение элементов этих машин, их взаимодействия в рамках курсовой работы по дисциплине «Механика» позволяет охватить существующий спектр вопросов, возникающих на практике при использовании современной техники.

Курсовая работа оформлена в виде расчетно-пояснительной записки общим объемом 40 страниц машинописного текста, выполненной на листах формата А4, в соответствии с ЕСКД и графической части (лист формата А4х4), которая является Приложением А к расчетно-пояснительной записке.

Курсовая работа выполнялась по индивидуальному заданию по рекомендациям, изложенным в учебно-методическом пособии [1], в соответствии с планом курсовой работы, который приведен в Приложении Б.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором.

Полезная сила, передаваемая лентой конвейера

$$F=1,1\text{кН.}$$

Скорость ленты: $v=1,6\text{ м/с}$

Диаметр барабана $D = 0,32\text{м.}$

Долговечность привода 10000ч.

Материал зубчатых колес 30ХГС.

Схема привода приведены на рисунке 1.

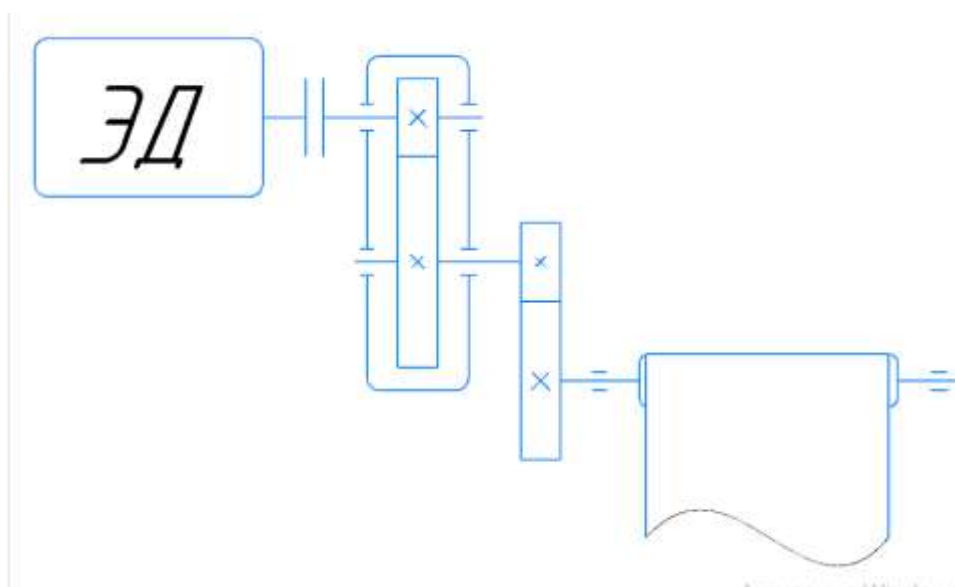


Рисунок 1-Схема привода

Необходимо разработать:

1. Сборочный чертеж редуктора.
2. Чертеж общего вида привода.
3. Рабочие чертежи:
 4. вала выходного;
 5. колеса зубчатого.

1 КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИВОДОВ МАШИН

Классификация приводов машин производится по виду энергии, используемой для создания рабочего усилия или момента. В зависимости от типа, назначения и характера работы машины механизмы ее могут иметь в основном два вида привода: машинный и ручной. Машинный привод имеет следующие разновидности: электрический, от двигателя внутреннего сгорания, гидравлический, пневматический и, в настоящее время - реже, паровой. Кроме того, в ряде машин находит применение комбинированный привод, как, например, дизель электрический, электрогидравлический и электропневматический.

В современных машинах в основном применяется электрический привод, который имеет ряд преимуществ:

- 1) постоянная готовность к действию;
- 2) возможность установки самостоятельного электропривода к каждому механизму, что упрощает конструкцию и управление механизмами;
- 3) высокая экономичность;
- 4) легкость регулирования скорости в значительных пределах;
- 5) надежность работы предохранительных устройств;
- 6) возможность работы со значительными кратковременными перегрузками.

Определение рациональности применения различных типов приводов следует производить на основе анализа экономических и конструктивно-эксплуатационных показателей, из которых основными являются себестоимость транспортирования, энергетические показатели, надежность работы и независимость от действия условий окружающей среды, удобство управления, технологичность конструкции.

2 УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, РЕСУРС ПРИВОДНОГО УСТРОЙСТВА

Выбор элементов привода, материалов для их изготовления, значений различных коэффициентов при проведении расчетов и многое другое обуславливается условиями эксплуатации и предполагаемым сроком службы привода.

К условиям эксплуатации относятся различные производственные и климатические параметры, такие как: состав и концентрация пыли, влажность и температура воздуха в течение года, насыщение парами различных химических веществ, пожаро- и взрывобезопасность, характер действующих нагрузок (статических и динамических), вибрация, продолжительность безостановочной работы и сменность, частота включений, особенности монтажа и смазки элементов привода и многое другое.

Для стандартизованных элементов привода машин требования к устойчивости при внешних воздействиях установлены в соответствующей нормативно-технической документации (ГОСТах). При проведении расчетов условия эксплуатации учитываются путем использования рекомендованных значений различных коэффициентов, численные значения которых принимаются из справочной литературы.

Ресурс приводного устройства ограничивается ресурсом его наиболее слабого элемента. В связи с этим, при проведении расчетов необходимо определять срок службы проектируемой передачи или другого элемента привода.

Существенно повысить ресурс вновь разрабатываемого привода можно, используя принцип унификации и блочности, который заключается в применении стандартизованных (имеющих высокие технико-экономические показатели) узлов, соединенных между собой посредством легкоразъемных элементов.

3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

3.1 Выбор электродвигателя

3.1.1 Определение мощности на рабочем органе

$$N = \frac{F \cdot V}{1000}, (3.1)$$

где F- полезная сила, передаваемое лентой конвейера, Н;

V – скорость ленты конвейера, м/с.

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{1100 \cdot 1,6}{1000} = 1,76 \text{ кВт.}$$

3.1.2 Определение мощности электродвигателя

$$N_{\text{эл.двиг}} = \frac{N_k}{\eta_0}, (3.2)$$

где $N_{\text{эл.двиг}}$ – мощность электродвигателя, кВт;

η_0 – общий к.п.д. привода;

$$\eta_0 = \eta_{\text{муфта}} \times \eta_{\text{подшипники}} \times \eta_{\text{подшипники}} \times \eta_{\text{подшипники}} \times \eta_{\text{з.з.п}} \times \eta_{\text{о.з.п}}, (3.3)$$

где $\eta_{\text{муфта}}$ - потери в муфте; принимаем $\eta_{\text{м}} = 0,98$;

$\eta_{\text{подшипники}}$ – потери в подшипниках качения; принимаем $\eta_{\text{подшипники}} = 0,99$;

$\eta_{\text{з.з.п.}}$ – к.п.д. закрытой зубчатой цилиндрической передачи; принимаем $\eta_{\text{з.з.п.}} = 0,97$;

$\eta_{\text{о.з.п.}}$ – к.п.д. открытой зубчатой цилиндрической передачи; принимаем $\eta_{\text{о.з.п.}} = 0,94$.

$$\eta_0 = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 0,867$$

Расчёт мощности электродвигателя:

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{1,76}{0,867} = 2,02 \text{ кВт.}$$

Исходя из данных расчёта мощности выбираем три электродвигателя

Таблица 3.1- Параметры электродвигателей привода

Марка электродвигателя	N. кВт	n, мин ⁻¹
АИР90L4	2,2	1395
АИР 100L6	2,2	945
АИР112МА81709	2,2	709

3.1.4 Определение частоты вращения рабочего органа

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D}, \quad (3.4)$$

где D – диаметр барабана, м

$$n = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,8} = 38,217 \text{ мин}^{-1}$$

3.1.5 Определение минимального и максимального передаточного числа заданного привода

$$U_{\text{общ. мин}} = U_{\text{закр. зубч}} \cdot U_{\text{откр. зубч}}, \quad (3.5)$$

где $U_{\text{закр. зубч}}$ – передаточное отношение закрытой зубчатой передачи;

$U_{\text{откр. зубч}}$ – передаточное отношение открытой зубчатой передачи;

$$U_{\text{общ. мин}} = 3 \cdot 2,5 = 7,5$$

$$U_{\text{общ. макс}} = U_{\text{закр. зубч}} \cdot U_{\text{откр. зубч}}, \quad (1.6)$$

$$U_{\text{общ. макс}} = 6 \cdot 5 = 30$$

3.1.6 Определение передаточного отношения от выбранных двигателей

$$U_1 = \frac{n_{\text{эл.двиг.1}}}{n_{\text{раб.орг}}}, \quad (3.7)$$

где $n_{\text{эл.двиг.1}}$ – частота вращения первого выбранного двигателя, $\text{об}/\text{мин}$;

$n_{\text{раб.орг.}}$ – частота вращения рабочего органа, $\text{об}/\text{мин}$;

$$U_1 = \frac{1395}{38,217} = 36,5$$

$$U_2 = \frac{n_{\text{эл.двиг.2}}}{n_{\text{раб.орг}}}, \quad (3.8)$$

где $n_{\text{эл.двиг.2}}$ – частота вращения второго выбранного двигателя, $\text{об}/\text{мин}$;

$$U_2 = \frac{945}{38,217} = 24,73.$$

$$U_3 = \frac{n_{\text{эл.двиг.3}}}{n_{\text{раб.орг}}}, \quad (3.9)$$

где $n_{\text{эл.двиг.3}}$ – частота вращения третьего выбранного двигателя, $\text{об}/\text{мин}$;

$$U_3 = \frac{709}{38,217} = 18,55.$$

3.1.7 Из полученных расчётов принимаем трёхфазный асинхронный электродвигатель АИР 112МА81709, для которого: $N_d=2,2$ кВт, $n_d=709$ об/мин

3.2 Передаточное отношение и разбивка его по ступеням

Общее передаточное отношение

$$U_1 \cdot U_2 = U_{\text{общ}}, \quad (3.10)$$

где U_1 – передаточное отношение закрытой зубчатой передачи;

U_2 – передаточное отношение открытой зубчатой передачи.

Таблица 3.2 – Рекомендуемые передаточные числа

Тип передачи	Рекомендуемое передаточное число	
	среднее	наибольшее
Закрытая зубчатая передача	3...6	10
Открытая зубчатая передача	2,5...5	6,3

$$U_{\text{общ}} = 4,7 \cdot 3,95 = 23,8.$$

3.3 Расчёт числа оборотов валов

$n_d = n_1 = 709$ (об/мин) – число оборотов входного (быстроходного) вала;

где $n_{\text{эл.двиг}}$ – частота вращения эл.двигателя, об/мин ;

n_1 – частота вращения первого вала, об/мин ;

$$n_2 = n_1 / U_1, \quad (3.11)$$

где n_2 – частота вращения на втором валу, об/мин ;

$$n_2 = 709 / 4,7 = 150,85 \text{ (об/мин)}.$$

$$n_3 = n_2 / U_2, \quad (1.12)$$

где n_3 – частота вращения на третьем валу, об/мин ;

$$n_3 = 150,85 / 3,95 = 38,19 \text{ (об/мин)}.$$

3.4 Расчёт вращающих моментов на валах

$$M_{\text{раб.орг.}} = F \cdot \frac{D_6}{2}, \quad (3.13)$$

где F - полезная сила, передаваемое лентой конвейера, Н;

D_6 - диаметр приводной звездочки, м;

$M_{\text{раб.орг.}}$ -вращающий момент на рабочем органе, Нм;

$$M_{\text{раб.орг}} = \frac{1100 \cdot 0,8}{2} = 440 \text{ Нм.}$$

Определение вращающего момента на третьем валу

$$M_3 = \frac{M_{\text{раб.орг.}}}{\eta_{\text{подш}}}, \quad (3.14)$$

где $\eta_{\text{подш}}$ – потери в подшипниках качения;

$$M_3 = \frac{440}{0,99} = 444 \text{ Нм.}$$

Определение вращающего момента на втором валу

$$M_2 = \frac{M_3}{U_{\text{откр.зубч}} \cdot \eta_{\text{о.з.п.}} \cdot \eta_{\text{подш}}}, \quad (3.15)$$

где $U_{\text{откр.зубч}}$ - передаточное отношение открытой цилиндрической передачи;

$\eta_{\text{о.з.п.}}$ - КПД передачи

$$M_2 = \frac{444}{3,95 \cdot 0,94 \cdot 0,99} = 120,79 \text{ Нм.}$$

Определение вращающего момента на первом валу

$$M_1 = \frac{M_2}{U_{\text{закр.зубч}} \cdot \eta_{\text{з.з.п.}} \cdot \eta_{\text{подш}}}, \quad (3.16)$$

где $U_{\text{закр.зубч}}$ - передаточное отношение ременной передачи;

$\eta_{\text{з.з.п.}}$ - КПД передачи

$$M_1 = \frac{120,79}{4,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99} = 26,76 \text{ Нм.}$$

Таблица 3.3 – Результаты расчетов

Вал	$n, \text{мин}^{-1}$	М, Нм	М, Нмм
1	709	26,76	26760
2	150,85	120,79	120790
3	38,19	444	444000

4 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1 Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние определяем по формуле:

$$a = (U + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{\psi_{\alpha a}} \left(\frac{280}{U [\delta]_H} \right)^2}, \quad (4.1)$$

где $K_H = f(HB)$ – коэффициент нагрузки, зависит от термообработки;

$\psi_{\alpha a}$ – коэффициент относительной ширины колеса к межосевому расстоянию;

M_2 – вращающий момент на втором валу, Нмм;

U – передаточное отношение в зацеплении;

$[\delta]_H$ – предельное контактное напряжение, зависит от термообработки;

$$[\delta]_i = \frac{\delta_{i \lim a}}{S_i}, \quad (4.2)$$

где $\delta_{H \lim a}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов;

S_H – коэффициент безопасности для редукторов, зависит от термообработки;

$$\delta_{H \lim a} = 2HB + 70, \quad (4.3)$$

$$\delta_{H \lim a} = 2 \cdot 160 + 70 = 390 \text{ МПа.}$$

$$[\delta]_H = \frac{390}{1,1} = 354,54 \text{ МПа.}$$

$$a = (4,7 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 120790}{0,6} \left(\frac{280}{4,7 \cdot 354,54} \right)^2} = 111,02 \text{ мм.}$$

Назначаем из нормального ряда $a = 112$ мм.

4.2 Определение нормального модуля

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a, \quad (4.5)$$

где a – межосевое расстояние, мм;

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 112 = 1,12 \dots 2,24 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563-80 принимаем $m_n^* = 2$ мм

4.2 Определение количества зубьев

Определение суммарного числа зубьев

$$Z_{\Sigma} = 2 a_w / m_n; \quad (4.4)$$

Подставляя значения в формулу получаем

$$Z_{\Sigma} = 2 * 112 / 2 = 112.$$

Определение числа зубьев шестерни

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (u + 1); \quad (4.5)$$

$$Z_1 = 112 / (4,7 + 1) = 19,64.$$

Назначаем $Z_1 = 20$.

Определение числа зубьев колеса

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1; \quad (4.6)$$

Подставляя значения, получим

$$Z_2 = 112 - 20 = 92.$$

4.4 Определение диаметров колёс

$$d_1^* = \frac{m_n^* \cdot z_1}{\cos \beta}, \quad (4.6)$$

где m_n^* - уточнённый модуль зацепления;

z_1 - количество зубьев на первом колесе;

$\cos \beta$ - угол наклона зубьев, $^{\circ}$;

$$d_1^* = \frac{2 \cdot 20}{\cos 0} = 40 \text{ мм.}$$

$$d_2^* = \frac{m_n^* \cdot z_2}{\cos \beta}, \quad (4.7)$$

$$d_2^* = \frac{2 \cdot 92}{\cos 0} = 184 \text{ мм.}$$

$$\text{проверка: } a^* = \frac{d_2^* + d_1^*}{2}, \quad (4.8)$$

где d_1^* - делительный диаметр первого колеса, мм;

d_2^* - делительный диаметр второго колеса;

$$a^* = \frac{184 + 40}{2} = 112 \text{ мм.}$$

Таблица 4.1 – Геометрические размеры колес

Параметр	Геометрические зависимости	Числовые значения
Диаметры вершин зубьев d_{a1}, d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = 40+4=44$ мм $d_{a2} = 184+4=188$ мм
Диаметры впадин зубьев d_{f1}, d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = 40-5=35$ мм $d_{f2} = 184-5=179$ мм
Ширина колеса b_2	$b_2 = \varphi_a \cdot a_w$	$b_2 = 0,315 \cdot 112 = 35$ мм
Ширина шестерни b_1	$b_1 = b_2 + 5$ мм	$b_1 = 40$ мм

4.5 Расчет передачи на контактную прочность

Окружная скорость колеса:

$$v = \frac{\pi d_2^* n_2}{60}, \quad (4.13)$$

где d_2^* - уточнённый делительный диаметр второго колеса, мм;

n_2 - частота оборотов на втором валу, $\text{об}/\text{мин}$;

$$v = \frac{3.14 \cdot 0.184 \cdot 150,85}{60} = 1,45 \text{ м/с.}$$

При данной скорости назначаем 8-ю степень точности.

При данной скорости выбираем $K_{HV} = 1, K_{H\beta} = 1,14, K_{HL} = 1,03$.

Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений:

$$K_H^* = K_{HV}^* \cdot K_{H\beta}^* \cdot K_{H\alpha}^*, \quad (4.14)$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

K_{HV} - динамический коэффициент, зависящий от окружной скорости колес и точности их изготовления;

K_{HL} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$$K_H^* = 1 \cdot 1,14 \cdot 1,03 = 1,1742.$$

Проверяем контактные напряжения:

$$\sigma_H^* = \frac{280}{a^* u^*} \sqrt{\frac{K_H^* T_2 (u^* + 1)}{b_2^*}} \leq [\delta]_H, \quad (4.15)$$

где a^* - уточнённое межосевое расстояние, мм;

u^* - уточнённое передаточное отношение;

K_H^* - коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений;

T_2 - крутящий момент на втором валу, об/мин;

b_2^* - ширина колеса;

$[\delta]_H$ - предельное контактное напряжение;

$$\sigma_H = \frac{280}{112 \cdot 4,7} \sqrt{\frac{1,1742 \cdot 444000 \cdot (4,7 + 1)}{35}} = 368,3 \text{ МПа} < 354,5 \text{ МПа}.$$

Определяем отклонение:

$$\delta = \frac{\sigma_H^* - [\delta]_H}{[\delta]_H} \cdot 100\%, \quad (4.14)$$

$$\Delta = \frac{368,3 - 354,5}{354,5} \cdot 100\% = 3,8\%.$$

Т.к. расчётное напряжение σ_H больше допускаемого $[\sigma]_H$ в пределах 5%, то ранее принятые параметры передачи принимаем за окончательные.

5 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

5.1 Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние определяем по формуле:

$$a = (U + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{\psi_{sa}} \left(\frac{280}{U [\delta]_H} \right)^2}, \quad (4.1)$$

где $K_H = f(HB)$ – коэффициент нагрузки, зависит от термообработки;

ψ_{sa} – коэффициент относительной ширины колеса к межосевому расстоянию;

M_2 – вращающий момент на втором валу, Нмм;

U – передаточное отношение в зацеплении;

$[\delta]_H$ – предельное контактное напряжение, зависит от термообработки;

$$[\delta]_H = \frac{\delta_{H \lim a}}{S_H}, \quad (4.2)$$

где $\delta_{H \lim a}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов;

S_H – коэффициент безопасности для редукторов, зависит от термообработки;

$$\delta_{H \lim a} = 2HB + 70, \quad (4.3)$$

$$\delta_{H \lim a} = 2 \cdot 160 + 70 = 390 \text{ МПа.}$$

$$[\delta]_H = \frac{390}{1,1} = 354,54 \text{ МПа.}$$

$$a = (3,95 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 444000}{0,6} \left(\frac{280}{3,95 \cdot 354,54} \right)^2} = 167,08 \text{ мм.}$$

Назначаем из нормального ряда $a = 168$ мм.

5.2 Определение нормального модуля

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a, \quad (4.5)$$

где a – межосевое расстояние, мм;

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 168 = 1,68 \dots 3,36 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563-80 принимаем $m_n^* = 2$ мм

5.3 Определение количества зубьев

Определение суммарного числа зубьев

$$Z_{\Sigma} = 2 a_w / m_n; \quad (4.4)$$

Подставляя значения в формулу получаем

$$Z_{\Sigma} = 2 * 168 / 2 = 168.$$

Определение числа зубьев шестерни

$$Z_1 = Z_{\Sigma} / (u + 1); \quad (4.5)$$

$$Z_1 = 168 / (3,95 + 1) = 33,94$$

Назначаем $Z_1 = 34$.

Определение числа зубьев колеса

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1; \quad (4.6)$$

Подставляя значения, получим

$$Z_2 = 168 - 34 = 134.$$

5.4 Определение диаметров колёс

$$d_1^* = \frac{m_n^* \cdot z_1}{\cos \beta}, \quad (4.6)$$

где m_n^* - уточнённый модуль зацепления;

z_1 - количество зубьев на первом колесе;

$\cos \beta$ - угол наклона зубьев, °;

$$d_1^* = \frac{2 \cdot 34}{\cos 0} = 68 \text{ мм.}$$

$$d_2^* = \frac{m_n^* \cdot z_2}{\cos \beta}, \quad (4.7)$$

$$d_2^* = \frac{2 \cdot 134}{\cos 0} = 268 \text{ мм.}$$

$$\text{проверка: } a^* = \frac{d_2^* + d_1^*}{2}, \quad (4.8)$$

где d_1^* - делительный диаметр первого колеса, мм;

d_2^* - делительный диаметр второго колеса;

$$a^* = \frac{268 + 68}{2} = 168 \text{ мм.}$$

Таблица 4.1 – Геометрические размеры колес

Параметр	Геометрические зависимости	Числовые значения
Диаметры вершин зубьев d_{a1}, d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2 \text{ м}$ $d_{a2} = d_2 + 2 \text{ м}$	$d_{a1} = 68+4=72 \text{ мм}$ $d_{a2} = 268+4=270 \text{ мм}$
Диаметры впадин зубьев d_{f1}, d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \text{ м}$ $d_{f2} = d_2 - 2,5 \text{ м}$	$d_{f1} = 68-5=63 \text{ мм}$ $d_{f2} = 268-5=263 \text{ мм}$
Ширина колеса b_2	$b_2 = \varphi_a \cdot a_w$	$b_2 = 0,315 \cdot 168 = 53 \text{ мм}$
Ширина шестерни b_1	$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм}$	$b_1 = 58 \text{ мм}$

5.5 Расчет передачи на контактную прочность

Окружная скорость колеса:

$$v = \frac{\pi d_2^* n_2}{60}, \quad (4.13)$$

где d_2^* - уточнённый делительный диаметр второго колеса, мм;

n_2 - частота оборотов на втором валу, $\text{об}/\text{мин}$;

$$v = \frac{3.14 \cdot 0.268 \cdot 150,85}{60} = 2,11 \text{ м/с.}$$

При данной скорости назначаем 8-ю степень точности.

При данной скорости выбираем $K_{HV} = 1, K_{H\beta} = 1,14, K_{HL} = 1,03$.

Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений:

$$K_H^* = K_{HV}^* \cdot K_{H\beta}^* \cdot K_{H\alpha}^*, \quad (4.14)$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

K_{HV} - динамический коэффициент, зависящий от окружной скорости колес и точности их изготовления;

K_{HL} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$$K_H^* = 1 \cdot 1,14 \cdot 1,03 = 1,1742.$$

Проверяем контактные напряжения:

$$\sigma_H^* = \frac{280}{a^* u^*} \sqrt{\frac{K_H^* T_2 (u^* + 1)}{b_2^*}} \leq [\delta]_H, \quad (4.15)$$

где a^* - уточнённое межосевое расстояние, мм;

u^* - уточнённое передаточное отношение;

K_H^* - коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений;

T_2 - крутящий момент на втором валу, об/мин;

b_2^* - ширина колеса;

$[\delta]_H$ - предельное контактное напряжение;

$$\sigma_H = \frac{280}{268 \cdot 3,95} \sqrt{\frac{1,1742 \cdot 444000 \cdot (3,95 + 1)}{35}} = 345,4 \text{ МПа} < 354,5 \text{ МПа}.$$

Определяем отклонение:

$$\delta = \frac{\sigma_H^* - [\delta]_H}{[\delta]_H} \cdot 100\%, \quad (4.14)$$

$$\Delta = \frac{345,4 - 354,5}{354,5} \cdot 100\% = 2,5\%.$$

Т.к. расчётное напряжение σ_H больше допускаемого $[\sigma]_H$ в пределах 5%, то ранее принятые параметры передачи принимаем за окончательные.

6 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Ведущий вал: находим диаметр выходного конца при допуске напряжении по формуле:

$$d_{a1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{1\text{дв}}}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \quad (6.1)$$

где $[\tau_k]$ – допустимые касательные напряжения при кручении

$$([\tau_k] = 20 - 25 \text{ МПа});$$

$M_{\text{вала}}$ – крутящий момент на втором валу, Нм;

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 120,79 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 29,09 \text{ мм.}$$

Полученный диаметр согласуем с диаметром вала электродвигателя и со стандартной муфтой. Назначаем $d_{B1} = 32 \text{ мм}$.

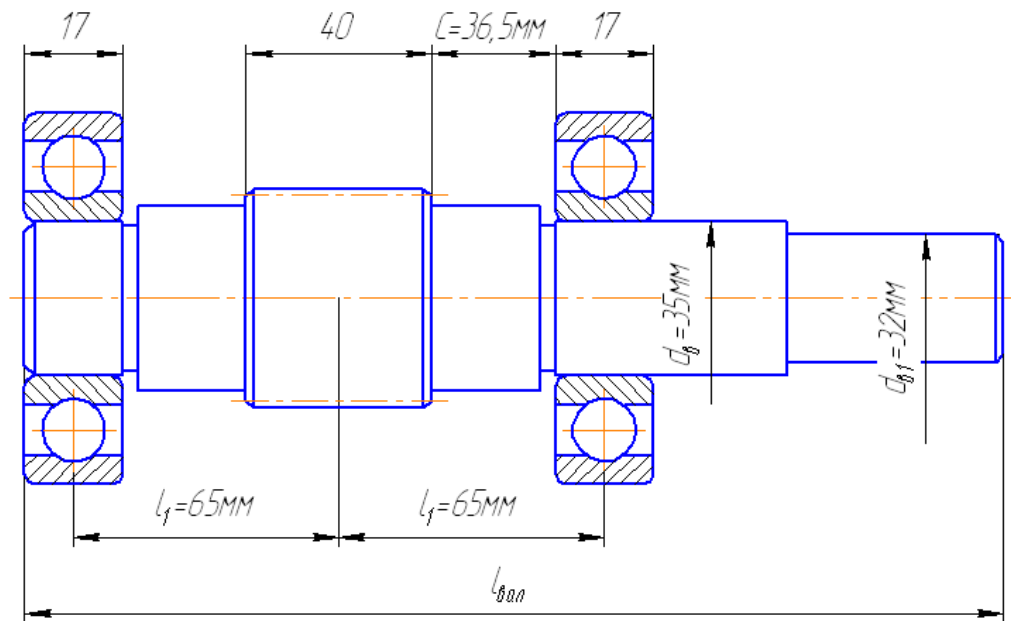


Рисунок 6.1 – Схема быстроходного вала с размерами

Примем диаметр вала под подшипниками 35 мм . Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Ведомый вал: Диаметр выходного конца при допуске напряжении $[\tau_k] = 20 \text{ МПа}$ по формуле:

$$d_{a2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{2\text{дв}}}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \quad (6.2)$$

где $M_{2кр}$ -крутящий момент на втором валу, Нм;

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 444 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 45,1 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр вала под зубчатое колесо 48мм.

Примем диаметр вала под подшипниками 55мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом: 60мм.

Размеры ступиц колес:

$$L_{ст} = D_{ст} = (1,6 \dots 1,8) \cdot d_{вал}, (6.3)$$

$$L_{ст} = D_{ст} = (1,6 \dots 1,8) \cdot 60 = 96 \text{ мм.}$$

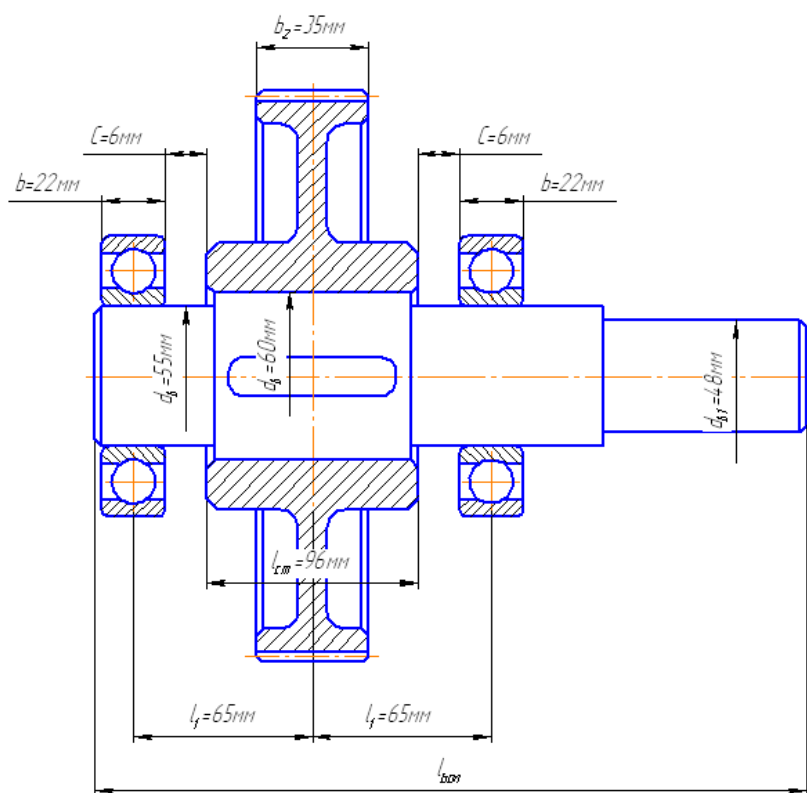


Рисунок 6.2 – Схема тихоходного вала с размерами

Толщина стенки редуктора:

$$\delta = (0,025 \cdot a_w + 1), (6.4)$$

$$\delta = (0,025 \cdot 112 + 1) = 3,8 \text{ мм.}$$

Толщину стенки редуктора принимаем 8 мм.

Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора $e = 5 \dots 8 \text{ мм.}$

7 НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Консольные силы в зацепление цилиндрической закрытой передачи.

Окружные силы в зацеплении шестерни и колеса:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{1\text{вала}}}{d_1^*}, \quad (7.1)$$

где $M_{1в}$ – крутящий момент на первом валу, Нм;

d_1 – делительный диаметр первого колеса, мм.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 120,79}{40} = 6039,5\text{Н.}$$

Радиальные силы в зацеплении шестерни и колеса:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (7.2)$$

где α - угол зацепления в цилиндрической косозубой закрытой передаче принят, в градусах ($\alpha = 20^\circ$, $\text{tg} 20^\circ = 0,36$);

β - действительная величина угла наклона зубьев для косозубых передач, в градусах ($\beta=0$).

$$F_{r1} = \frac{6039,5 \cdot 0,36}{1} = 2174,22\text{Н.}$$

8 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ВАЛОВ РЕДУКТОРА

8.1 Предварительный выбор подшипников

Выбираем подшипник для вала-шестерни:

Тип подшипника: радиальный шариковый однорядный легкой серии 207.

Данные подшипника:

$$d=35\text{мм.}$$

$$D=72\text{мм.}$$

$$B=17\text{мм.}$$

Выбираем подшипник для тихоходного колеса:

Тип подшипника: радиальный шариковый однорядный лёгкой серии 211.

Данные подшипника:

$$d=55\text{мм.}$$

$$D=100\text{мм.}$$

$$B=21\text{мм.}$$

8.2 Исходные данные для построения эпюр

Силовые факторы, Н:

на шестерне:

$$F_{t1} = 6,1\text{кН.}$$

$$F_{r1} = 2,2\text{кН.}$$

Делительный диаметр шестерни прямозубой передачи:

$$d_1^* = 40\text{мм.}$$

На колесе:

$$F_{t2} = 6,1\text{кН.}$$

$$F_{r2} = 2,2\text{кН.}$$

Делительный диаметр колеса косозубой передачи:

$$d_2^* = 184\text{мм.}$$

8.3 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов тихоходного вала

Плоскость YOZ(вертикальная). Определяем реакции в опорах

$$Y_b = Y_a = \frac{F_r}{2} = \frac{2,2}{2} = 1,1\text{кН.}$$

4

Строим эпюру изгибающих моментов M_y .

Участок AC:

$$M_y = Y_a * Z,$$

Точка A: $Z=0$, $M_y = 0$ Нм.

Точка C: $Z=a$, $M_y=Y_a*a=1,1*65=71,5$ Нм.

Плоскость XOZ (горизонтальная).

Определяем реакции в опорах.

$$\Sigma M_A=0: X_b(a+b) - F_t a = 0,$$

$$X_b = \frac{F_t \cdot a}{(a+b)}.$$

или

Подставляя значения, получим

$$X_b = X_a = \frac{6,1 \cdot 65}{(65 + 65)} = 3,05 \text{ кН}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов M_x .

Участок AC:

$$M_x = X_a * Z,$$

Точка A: $Z=0$, $M_x = 0$ Нм.

Точка C: $Z= a$, $M_x = X_a * a = -3,05*65=-198$ Нм.

Строим эпюру крутящего момента M_k .

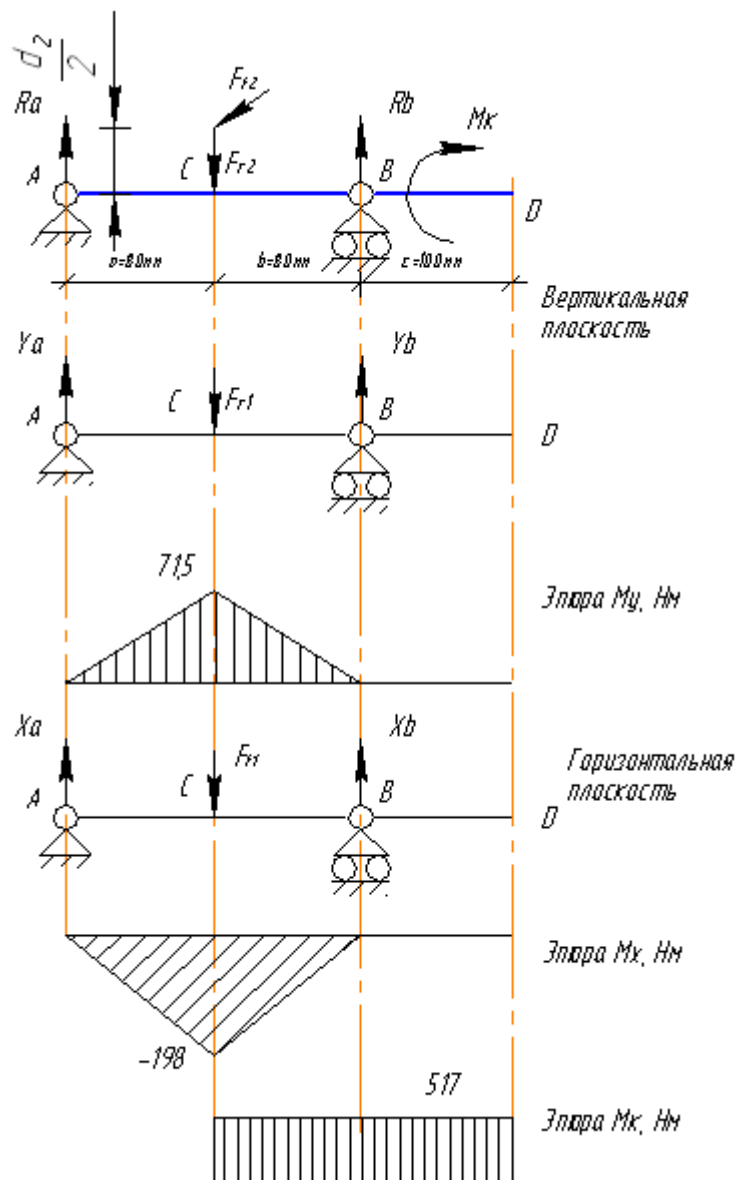


Рисунок 8.1 - Расчетная схема и эпюры моментов тихоходного вала

8.4 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов быстроходного вала

Плоскость YOZ(вертикальная). Определяем реакции в опорах

$$Y_b = Y_a = \frac{F_r}{2} = \frac{2,2}{2} = 1,1\text{кН}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов M_y .

Участок AC:

$$M_y = Y_a * Z,$$

Точка A: $Z=0$, $M_y = 0\text{Нм}$.

Точка C: $Z=a$, $M_y=Y_a*a=1,1*65 = 71,5\text{Нм}$.

Плоскость XOZ (горизонтальная).

Учитываем усилие от натяжения ременной передачи $F_{\Sigma} = 1,5 \text{ кН}$.

Определяем реакции в опорах.

$$\Sigma M_A = 0: X_b(a+b) - F_t a - F_{\Sigma}(a+b+c) = 0,$$

$$X_b = \frac{F_{\Sigma}(a+b+c) + F_t \cdot a}{(a+b)},$$

или

Подставляя значения, получим

$$X_b = \frac{1,5 \cdot (65 + 65 + 80) + 6,1 \cdot 65}{(65 + 65)} = 5,5 \text{ кН}.$$

$$\Sigma M_b = 0: X_a(a+b) - F_t b + F_{\Sigma} c = 0, \text{ или}$$

$$X_a = \frac{-F_{\Sigma} c + F_t b}{(a+b)}.$$

Подставляя значения, получим $X_a = \frac{-1,5 \cdot 80 + 6,1 \cdot 65}{130} = 2,1 \text{ кН}.$

$$\Sigma F(Y) = 0:$$

$$X_a + X_b - F_t - F_{\Sigma} = 0.$$

$$2,1 + 5,5 - 6,1 - 1,5 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов M_x .

Участок AC:

$$M_x = X_a * Z,$$

Точка А: $Z = 0, M_x = 0 \text{ Нм}$.

Точка С: $Z = a, M_x = X_a * a = 2,1 * 65 = 136,5 \text{ Нм}$.

Участок DB:

$$M_x = -F_{\Sigma} * Z,$$

Точка D $Z = 0, M_x = 0 \text{ Нм}$.

Точка В: $Z = c, M_x = -1,5 * 80 = -120 \text{ Нм}$

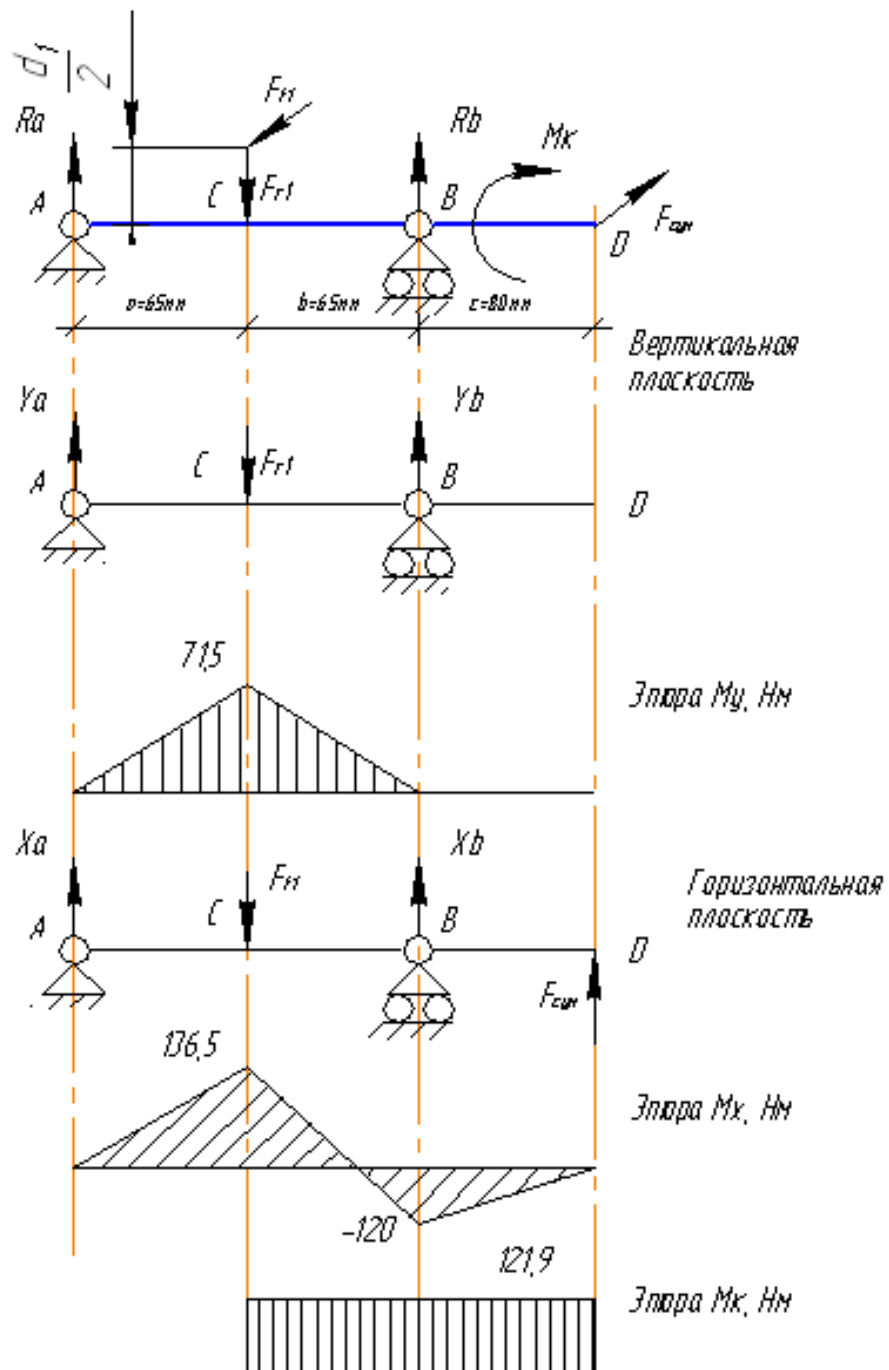


Рисунок 8.2 - Расчетная схема и эпюры моментов быстроходного вала

Участок BC:

$$M_x = -F_{\Sigma} \cdot (c+Z) + X_b \cdot Z,$$

Точка B $Z=0$, $M_x = -F_{\Sigma} \cdot c = -120\text{ Нм}$.

Точка C: $Z=b$, $M_x = -F_{\Sigma} \cdot (c+b) + X_b \cdot b = -1,5(80+65) + 5,5 \cdot 65 = 136,5\text{ Нм}$.

Строим эпюру крутящего момента M_x .

9 РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Для быстроходного вала подбирается подшипник 207 ГОСТ 8328-75.

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле из[4] :

$$P = F_r \cdot V \cdot K_o \cdot K_m, \quad (9.1)$$

где F_r - максимальная радиальная нагрузка на подшипник определится по формуле:

$$F_r = \sqrt{X^2 + Y^2} = \sqrt{5,5^2 + 1,1^2} = 5,6 \text{ кН.}$$

V - коэффициент вращения, (из[4] $V = 1$);

K_o - коэффициент безопасности, (из[4] $K_o = 1,3$);

K_m - температурный коэффициент, (из[4] $K_m = 1$);

$$P = 5,6 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 6,9 \text{ кН.}$$

Номинальная долговечность (в миллион оборотов) определяется по формуле из[4]:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (9.2)$$

где C – динамическая грузоподъемность, ($C = 25500 \text{ Н}$);

m – коэффициент, учитывающий тип подшипника, ($m = \frac{10}{3}$);

$$L = \left(\frac{25500}{6900} \right)^{\frac{10}{3}} = 74,7 \cdot 10^6 \text{ об.}$$

Номинальная долговечность (в часах) определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (9.3)$$

где n – частота вращения вала, ($n = 150,85 \text{ мин}^{-1}$).

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 74,7}{60 \cdot 150,85} = 8250 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника ниже установленного ресурса, который составляет 10000 ч. Назначаем подшипник средней серии 307 ($C = 33200 \text{ Н}$).

$$L = \left(\frac{33200}{6900} \right)^{\frac{10}{3}} = 178,5 \cdot 10^6 \text{ об.}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 178,5}{60 \cdot 150,85} = 19720 \text{ ч.}$$

Подшипник удовлетворяет условиям работы.

Для тихоходного вала подбирается подшипник 211 ГОСТ 8328-75.

Максимальная радиальная нагрузка на подшипник

$$F_r = \sqrt{X^2 + Y^2} = \sqrt{3,05^2 + 1,1^2} = 3,1 \text{ кН.}$$

Динамическая грузоподъёмность $C=43600 \text{ Н}$;

$$P=3,1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 4,03 \text{ кН.}$$

Номинальная долговечность подшипников рассчитывается по формуле

(6.2);

$$L = \left(\frac{43600}{4030} \right)^{\frac{10}{3}} = 2587 \cdot 10^6 \text{ об.}$$

Долговечность подшипников рассчитывается по формуле (6.3);

Частота вращения вала, $(n=29,8 \text{ мин}^{-1})$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 2587}{60 \cdot 38,19} = 1,1 \text{ млн. ч.}$$

Долговечность подшипников выше установленного ресурса, который составляет 10000ч. Подшипник удовлетворяет условиям работы.

10 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Материал шпонок – сталь 45. Проверим шпонки под зубчатыми колесами на

срез и смятие. $[\sigma]_{см} = 120 \text{ Н / мм}^2$; $[\tau]_{ср} = 70 \text{ Н / мм}^2$.

Условия прочности:

$$\sigma_{\dot{m}} = \frac{2\dot{I}}{d_{a2}(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{\dot{m}}, \quad (10.1)$$

$$\tau_{\dot{n}\delta} = \frac{2\dot{I}}{d_a l b} \leq [\tau]_{\dot{n}\delta}, \quad (10.2)$$

Шпонка на быстроходном валу:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 121,9 \cdot 10^3}{32 \cdot (8 - 3) \cdot (56 - 10)} = 33 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot 121,9 \cdot 10^3}{32 \cdot 56 \cdot 10} = 14 \text{ МПа.}$$

Шпонка на тихоходном валу:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 517 \cdot 10^3}{48 \cdot (9 - 3,3) \cdot (86 - 14)} = 52,7 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot 517 \cdot 10^3}{48 \cdot 86 \cdot 14} = 19,5 \text{ МПа.}$$

Все шпонки удовлетворяют условию прочности на срез и смятие.

11 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Материал валов – сталь 45у , предел прочности - $\sigma_s = 800 \text{ МПа}$.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести, определяется по формуле из [1] стр.280:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (11.1)$$

S_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям, определяется по формуле из [1] стр.280:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (11.2)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала при изгибе с симметричным знакопеременном цикле нагружения, определяется по формуле:

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_s, \quad (11.3)$$

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot 800 = 348,8 \text{ МПа} .$$

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (из атласа детали машин для всех валов $K_\sigma = 1,8$);

β – коэффициент поверхностного упрочнения (из атласа детали машин для всех валов $\beta = 1$);

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние поперечных размеров вала, из атласа детали машин

для быстроходного вала

$$\varepsilon_\sigma = 0,9 ;$$

для тихоходного вала

$$\varepsilon_\sigma = 0,85 .$$

σ_a – амплитуда цикла нормальных напряжений, определяется по формуле:

$$\sigma_a = \frac{M}{W_{i \text{ ä ä } \delta \delta i}}, \quad (11.4)$$

где $W_{\text{нетто}}$ – момент сопротивления сечения изгибу, определяется по формуле:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}, \quad (11.5)$$

для быстроходного вала

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 32^3}{32} - \frac{10 \cdot 3 \cdot (32 - 3)^2}{32} = 2426,9 \text{ мм}^2.$$

для тихоходного вала

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 48^3}{32} - \frac{14 \cdot 3,3 \cdot (48 - 3)^2}{48} = 8903 \text{ мм}^2.$$

для быстроходного вала

$$\sigma_a = \frac{136 \cdot 10^3}{2426,9} = 56 \text{ МПа.}$$

для тихоходного вала

$$\sigma_a = \frac{198 \cdot 10^3}{8903} = 22 \text{ МПа.}$$

ψ_σ – коэффициент характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения, определяется по формуле:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_s, \quad (11.6)$$

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0,16.$$

σ_m – среднее напряжение цикла, ($\sigma_m = 0$).

для быстроходного вала

$$S_\sigma = \frac{348,8}{\frac{1,8}{1 \cdot 0,9} \cdot 56 + 0,16 \cdot 0} = 3,1$$

для тихоходного вала

$$S_\sigma = \frac{348,8}{\frac{1,8}{1 \cdot 0,85} \cdot 22 + 0,16 \cdot 0} = 7,5$$

S_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям, определяется по формуле из [1] стр.280:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (11.7)$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала при кручении с симметричным знакопеременном цикле нагружения, определяется по формуле:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}, \quad (11.8)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 348,8 = 202,3 \text{ МПа}$$

K_{τ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений (из атласа детали машин $K_{\tau} = 1,4$);

β – коэффициент поверхностного упрочнения

(из атласа детали машин $\beta = 1$);

ε_{τ} – коэффициент, учитывающий влияние поперечных размеров вала, из атласа детали машин:

для быстроходного вала

$$\varepsilon_{\tau} = 0,9;$$

для тихоходного вала

$$\varepsilon_{\tau} = 0,85$$

τ_a – амплитуда цикла касательных напряжений, определяется по формуле из [1] стр.280:

$$\tau_a = \frac{M_{\kappa}}{2 \cdot W_{\kappa \text{ нетто}}}, \quad (11.9)$$

для быстроходного вала

$$\tau_a = \frac{136 \cdot 10^3}{2 \cdot 2426,9} = 28,5 \text{ МПа}$$

для тихоходного вала

$$\tau_a = \frac{517 \cdot 10^3}{2 \cdot 8903} = 29,3 \text{ МПа}$$

ψ_{τ} – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения, определяется по формуле:

$$\psi_{\tau} = 0,5 \cdot \psi_{\sigma}, \quad (10.10)$$

$$\psi_{\tau} = 0,5 \cdot 0,16 = 0,08$$

$\tau_m = \tau_a$ – среднее напряжение цикла, ($\tau_m = \tau_a = 0,01$).

для быстроходного вала

$$S_{\tau} = \frac{202,3}{\frac{1,4}{1 \cdot 0,9} \cdot 28,5 + 0,08 \cdot 0,01} = 4,56$$

для тихоходного вала

$$S_{\tau} = \frac{202,3}{\frac{1,4}{1 \cdot 0,85} \cdot 29,3 + 0,09 \cdot 0,01} = 4,2$$

для быстроходного вала

$$S = \frac{3,1 \cdot 4,56}{\sqrt{2,7^2 + 4,56^2}} = 2,56$$

для тихоходного вала

$$S = \frac{7,5 \cdot 4,2}{\sqrt{7,5^2 + 4,2^2}} = 3,7$$

Общий коэффициент запаса прочности выше минимально допустимого

$S = 2$. Прочность обеспечена.

12 ВЫБОР ПОСАДОК

Посадки элементов передач на валы - H7/p6 по ГОСТ 25347-82.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала k6.

Остальные посадки назначаем по [2].

13 СМАЗКА РЕДУКТОРА

В редукторе применена картерная система смазки, то есть масло заливается непосредственно в корпус редуктора. При картерной смазке колёса редуктора смазываются разбрызгиваемым маслом. Так как окружная скорость колёс менее

3 м/с то для смазывания подшипников используется пластичная смазка.

Пластичной смазкой на 1/3 заполняется пространство внутри подшипникового узла. Данное пространство отделяется от внутренней полости корпуса

мазеудерживающим кольцом.

В качестве жидкой смазки используется промышленное масло И-30А

ГОСТ 20799-95.

В качестве пластичной смазки используется Литол-24 ГОСТ 21150-87

Для замены масла в корпусе редуктора предусмотрено специальное отверстие, закрываемое пробкой.

Для контроля уровня масла предусмотрен жезловой маслоуказатель.

14 ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ РЕДУКТОРА

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов.

На валы закладывают шпонки и напрессовывают элементы передач редуктора. Маслоудерживающие кольца и подшипники следует насаживать, предварительно нагрев в масле до 80-100 градусов по Цельсию, последовательно с элементами передач. Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого в подшипниковые камеры закладывают смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок, регулируют тепловой зазор. Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышку винтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло, закрепляют крышку болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф. ,Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование, М.: Издательство Машиностроение, 2002-535с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.:Высшая школа, 2002
3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980
4. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989
5. Проектирование механических передач. - М.: Машиностроение, 1984
6. Чернавский С.А.,Боков К.Н.,Чернин И.М., Ицкович Г.М., Козинцов В.П.