

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Факультет «Робототехника и комплексная автоматизация»

Кафедра «Основы конструирования машин»

Пояснительная записка

к курсовому проекту на тему:

«Привод индивидуальный»

Студент

Масный Д.И. РК9-64Б

Консультант проекта

Любченко М.А.

2020 г.

Утверждаю

Консультант

Подпись консультанта

Любченко М.А.

ФИО консультанта

Оглавление

Техническое задание	3
Введение	4
1. Кинематический расчет	5
1.1 Выбор электродвигателя	5
1.2 Уточнение передаточных чисел редуктора	5
1.3 Расчет передачи на ЭВМ	6
2. Эскизное проектирование	8
2.1 Определение диаметров валов	8
2.2 Определение расстояния между деталями передач	9
2.3 Выбор типа подшипников	9
2.4 Схемы установки подшипников	10
2.5 Составление компоновочной схемы	10
3. Расчет соединений	11
3.1 Соединение с натягом	11
3.2 Коническое соединение	13
3.3 Резьбовое соединение	14
3.4 Шлицевые соединения	15
3.4.1. Промежуточный вал	15
3.4.2 Тихоходный вал	16
4. Подбор подшипников качения на заданный ресурс	18
4.1 Подбор подшипников тихоходного вала	18
4.2 Подбор подшипников промежуточного вала	22
4.3 Подбор подшипников быстроходного вала	26
5. Расчет валов на статическую прочность и сопротивление усталости	28
5.1 Расчет тихоходного вала	28
5.2 Расчет промежуточного вала	35
5.3 Расчет быстроходного вала	41
6. Выбор смазочных материалов и систем смазывания	42

					ДМ МА104-1093.00.00 ПЗ		
Изм	Лист	№ Докум	Подп.	Дата			
Разраб.		Масный Д.			Привод индивидуальный. Пояснительная записка.	Лист	Лист
Пров.		Любченко М.				9	1
							49
Утв.						МГТУ им. Н.Э.Баумана кафедра РКЗ группа РК9-64	

6.1 Смазывание передач	42
6.2 Смазывание подшипников	42
6.3 Смазочные устройства.....	42
6.4 Уплотнительные устройства.....	43
7. Расчет муфт	44
7.1 Подбор упругой муфты	44
7.2 Расчет и конструирование комбинированной муфты.....	44
8. Проектирование рамы	47
Заключение	48
Список использованных источников.....	49
Приложения	

					<i>ДМ МА/04-1093.00.00</i>	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		2

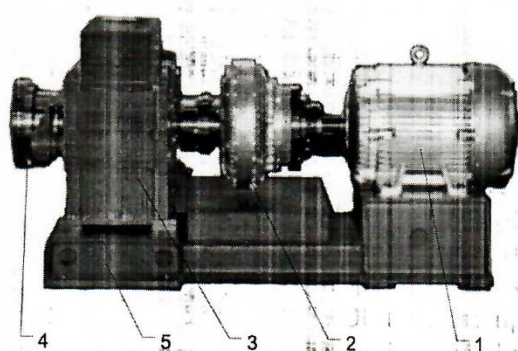
Техническое задание

МГТУ им. Н.Э. Баумана	Кафедра РК-3
Студент <u>Маслов Д.И.</u> Группа <u>РК-45</u>	Консультант Любченко М.А. Дата <u>10.02.2020</u>
ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТ №МАЛ04 - 1093	

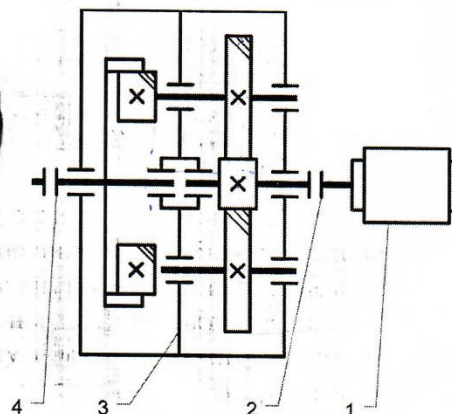
СПРОЕКТИРОВАТЬ: привод индивидуальный с двухступенчатым двухпоточным соосным косозубым редуктором (вторая ступень с внутренним зацеплением)

РАЗРАБОТАТЬ: 1. Общий вид привода. 2. Редуктор. 3 Чертежи деталей. 4. Муфту комбинированную. 5. Раму

РАССЧИТАТЬ: Прочность валов, подшипники, соединения (по указанию консультанта)



- 1 - Электродвигатель
- 2 - Муфта
- 3 - Редуктор
- 4 - Муфта комбинированная
- 5 - Рама



Технические требования

1. Типовой режим нагружения
2. Расчетный ресурс, ч
3. Объем выпуска, шт./год

II (средний равновероятностный)
10000
300 (среднесерийный)

Исходные данные

Мощность электродвигателя P_z , кВт

4,0

Число оборотов выходного вала n , мин⁻¹

50

Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

ДМ МАЛ04-1093.00.00

Лист

3

Введение

Цель курсового проекта – спроектировать привод индивидуальный.

Проектируемый индивидуальный привод состоит из асинхронного электродвигателя, цилиндрического двухступенчатого двухпоточного соосного косозубого редуктора, компенсирующей упругой муфты, комбинированной муфты.

Устройство привода следующее: вращающий момент передается с вала электродвигателя с помощью компенсирующей упругой муфты на входной вал редуктора; с выходного вала редуктора через комбинированную муфту передается **потребителю механической энергии.**

Требуется выполнить необходимые расчеты, выбрать наилучшие параметры схемы и разработать конструкторскую документацию, необходимую для изготовления привода:

- чертеж общего вида редуктора (на стадии эскизного проекта);
- сборочный чертеж редуктора (на стадии технического проекта);
- рабочие чертежи деталей редуктора;
- сборочный чертеж комбинированной муфты;
- сборочный чертеж сварной рамы;
- чертеж общего вида привода;
- расчетно-пояснительную записку и спецификации.

					<i>ДМ МА104-1093.00.00</i>	<i>Лист</i>
						4
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

1. Кинематический расчет

1.1 Выбор электродвигателя

Определение предварительного передаточного отношения редуктора:

$$U'_{ред} = \frac{12,5 + 31,5}{2} = 22$$

Определение $n_{э.тр}$:

$$n_{э.тр.} = n_T * U'_{ред} = 50 * 22 = 1100 \text{ мин}^{-1}$$

По значениям $n_{э.тр}$ и $P_э$ выбирается ближайшую асинхронную частоту $n_э$ и подбирается электродвигатель [1, с.249].

Выбран электродвигатель 112М6/950.

1.2 Уточнение передаточных чисел редуктора

Определение $U_{общ}$:

$$U_{общ} = \frac{n_э}{n_{вых}} = \frac{950}{50} = 19$$

В схеме привода нет ременных и цепных передач, значит $U_{общ} = U_{ред}$

Определение U_B и U_T [1, с.9]:

$$U_B = 2 * \sqrt[3]{U_{общ}} = 2 * \sqrt[3]{19} = 5,3$$

$$U_T = \frac{U_{общ}}{U_B} = \frac{19}{5,3} = 4,6$$

Определение вращающих моментов T на валах привода:

$$n_{2T} = 50 \text{ мин}^{-1}; n_{1B} = n_э = 950 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_э = 9550 * \frac{P_э}{n_э} = 9550 * \frac{4}{950} = 40,2 \text{ Н*М}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		5

$$T_B = T_{\text{э}} * \eta_m = 40,2 * 0,98 = 39,4 \text{ Н*М}$$

$$T_T = T_B * U_{\text{ред}} * \eta_{3T} * \eta_{3Б} = 39,4 * 19 * 0,97 * 0,97 = 704,5 \text{ Н*М.}$$

Полученные величины используются для расчета передачи на ЭВМ.

1.3 Расчет передачи на ЭВМ

Исходные данные для расчета цилиндрического двухступенчатого двухпочного соосного косозубого редуктора:

Таблица 1.1 Исходные данные для расчета на ЭВМ

Вращающий момент на тихоходном валу, Н*М	704,5
Частота вращения тихоходного вала, об/мин	50
Ресурс, ч	10000
Режим нагружения	II
Передаточное отношение редуктора	19

Программа расчета деталей машин кафедры РК-3 предложила на выбор 9 вариантов параметров цилиндрических передач. Результаты расчета представлены в **приложении А**.

При выборе оптимального варианта необходимо стремиться к уменьшению массы механизма и снижению твердости колес, потому что, чем выше твердость колес, тем дороже их изготавливать. Так же должны выполняться условия:

$d_{f1} \geq 1,25 * d$ и $d \geq k * \sqrt[3]{T_B}$. В качестве наиболее оптимального варианта был выбран вариант №4 (**приложение Б**). Проверка выполнения условий:

$$d \geq k * \sqrt[3]{T_B} \rightarrow d \geq 7 * \sqrt[3]{39,4} \rightarrow d \geq 23,82 \text{ мм. Принимается } d=24 \text{ мм}$$

$$d_{f1} \geq 1,25 * d \rightarrow 36,17 \geq 1,25 * 25 \rightarrow 36,17 > 30 \text{ Условия выполнены.}$$

					ДМ МА/104-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		6

Таблица 1.2 Результаты расчета передачи на ЭВМ

Межосевое расстояние, мм	95
Отношение передаточных чисел ступеней	0,7
Диаметр вершин Т-ступени, мм	233,55
Диаметр вершин Б-ступени, мм	153,08
Масса колес, кг	9,6
Масса механизма, кг	50,0

					<i>ДМ МА/104-1093.00.00</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

2. Эскизное проектирование

При эскизном проектировании определяется расположение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные размеры валов, выбирается тип подшипников и схемы их установки.

2.1 Определение диаметров валов

Быстроходный вал:

$d \geq (7...8) * \sqrt[3]{T_B} = (7...8) * \sqrt[3]{37,6} = 23,5...26,8$ мм, где T_B – вращающий момент на быстроходном валу. Принимается $d=25$ мм.

$d_{\Pi} \geq d + 2 * t_{\text{кон}} \rightarrow d_{\Pi} \geq 25 + 2 * 1,8 \rightarrow d_{\Pi} \geq 28,6$ мм, где d_{Π} – диаметр вала под подшипник. Принимается $d_{\Pi} = 30$ мм.

$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3 * r \rightarrow d_{\text{БП}} \geq 30 + 2 * 3 \rightarrow d_{\text{БП}} \geq 36$ мм, где $d_{\text{БП}}$ – диаметр бурта под подшипник. Принимается $d_{\text{БП}} = 36$ мм.

Промежуточный вал:

Сначала определяется момент на промежуточном валу $T_{\text{ПР}}$. Учитывается, что нагрузка между потоками распределяется неравномерно: один поток передает 60% нагрузки, другой 40%

$T_{\text{ПР}} = T_B * U_B * \eta_{36} * 0,6 = 37,6 * 3,8 * 0,97 * 0,6 = 83,2$ Н*М, где U_B – передаточное отношение быстроходной ступени, η_{36} – КПД зубчатой передачи.

$d_K \geq (6...7) * \sqrt[3]{T_{\text{ПР}}} = (6...7) * \sqrt[3]{83,2} = 26,2...30,6$ мм, где $T_{\text{ПР}}$ – вращающий момент на промежуточном валу, d_K – диаметр вала под колесо. Принимается $d_K = 30$ мм.

$d_{\text{БК}} \geq d_K + 3 * f \rightarrow d_{\text{БК}} \geq 30 + 3 * 1 \rightarrow d_{\text{БК}} \geq 33$ мм, где $d_{\text{БК}}$ – диаметр борта колеса. Принимаем $d_{\text{БК}} = 35$ мм.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						8
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

$d_{\Pi} \leq d_K$. Принимается $d_{\Pi} = 25$ мм.

$d_{БП} \geq d_{\Pi} + 3 \cdot r \rightarrow d_{БП} \geq 25 + 3 \cdot 1 \rightarrow d_{БП} \geq 28$ мм. Принимается $d_{БП} = 30$ мм.

Тихоходный вал:

$d \geq (5...6) \cdot \sqrt[3]{T_T} = (5...6) \cdot \sqrt[3]{704,5} = 44,5...53,4$ мм, где T_T – вращающий момент на тихоходном валу. Принимается $d = 48$ мм.

$d_{\Pi} \geq d + 2 \cdot t_{цил} \rightarrow d_{\Pi} \geq 48 + 2 \cdot 4 \rightarrow d_{\Pi} \geq 56$ мм. Принимается $d_{\Pi} = 60$ мм.

$d_{БП} \geq d_{\Pi} + 3 \cdot r \rightarrow d_{БП} \geq 60 + 3 \cdot 3,5 \rightarrow d_{БП} \geq 70,5$ мм. Принимается $d_{БП} = 72$ мм.

2.2 Определение расстояния между деталями передач

Зазор между вращающимися колесами и внутренними стенками корпуса:

$L = d_{w1} + d_{w2} + d_{a2} = 39,916 + 150,084 + 153,084 = 343,084$ мм.

$a \approx \sqrt[3]{L} + 3 = \sqrt[3]{343,084} + 3 \approx 10$ мм.

Расстояние между дном корпуса и колесом тихоходной передачи:

$b_0 \geq 3 \cdot a = 3 \cdot 10 \approx 30$ мм.

2.3 Выбор типа подшипников

Тихоходный вал: возникают значительные радиальные и ограниченные осевые нагрузки, поэтому используются шариковые радиальные однорядные подшипники.

Промежуточный вал: возникают значительные осевые нагрузки и ограниченные радиальные, поэтому используются конические роликовые подшипники.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						9
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

Быстроходный вал: применяются шариковые радиальные однорядные подшипники, как наиболее распространенные и дешевые в производстве.

2.4 Схемы установки подшипников

Поскольку валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений, все опоры в редукторе выполняются фиксирующими. Подшипники устанавливаются по схеме – «враспор».

2.5 Составление компоновочной схемы

Длины тихоходного, промежуточного, быстроходного валов определяются графически и приводятся в соответствии с ГОСТ 6636-69. При вычерчивании эскизной компоновки уточняются размеры, полученные в ходе эскизного проектирования, опираясь на условие «собираемости» конструкции.

					<i>ДМ МА/04-1093.00.00</i>	<i>Лист</i>
						<i>10</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

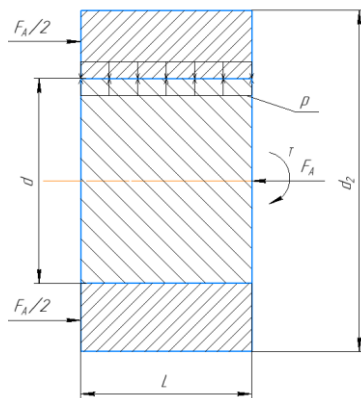
3. Расчет соединений

3.1 Соединение с натягом

Тихоходный вал:

Фиксация колеса на тихоходном валу осуществляется с помощью посадки с натягом.

Исходные данные:



$T=704,5 \text{ Н*М}$; $L=60 \text{ мм}$; $d=72 \text{ мм}$; $d_1=0 \text{ мм}$;

$d_2= 120 \text{ мм}$; $Ra_1=0,8 \text{ мкм}$;

$Ra_2=1,6 \text{ мкм}$; $F_a=1600,2 \text{ Н}$;

Материал колеса – сталь 40ХН;

Материал вала – сталь 40Х.

Рис. 3.1 Расчетная схема для соединения с натягом

Расчет:

1) Требуемое нормально давление:

$$P = K * \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2*T}{d}\right)^2}}{\pi * d * L * f} = 3 * \frac{\sqrt{1600,2^2 + \left(\frac{2*704,5}{72*10^{-3}}\right)^2}}{\pi * 72*10^{-3} * 60*10^{-3} * 0,08} = 54,3 \text{ МПа}, \text{ где } K=3 - \text{коэффициент}$$

запаса сцепления, для колеса тихоходного вала редуктора [1 с. 88]; f – коэффициент сцепления (трения), для материала пары сталь-сталь и сборки запрессовкой $f=0,08$ [1, с. 88].

2) Определение деформации деталей:

$$\delta = p * d * \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) * 10^3$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		11

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{72^2}{72^2} - 0,3 = 0,7$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{120^2 + 72^2}{120^2 - 72^2} + 0,3 = 2,4$$

где C_1, C_2 - коэффициенты жесткости; E - модуль упругости, для стали $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; μ - коэффициент Пуассона, для стали $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

$$\delta = p * d * \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) * 10^3 = 54,3 * 72 * 10^3 * \left(\frac{0,7}{2,1 * 10^5} + \frac{2,4}{2,1 * 10^5} \right) = 58,3 \text{ мкм.}$$

3) Поправка на обмятие микронеровностей:

$$U_R = 5,5 * (Ra_1 + Ra_2) = 5,5 * (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм,}$$

где R_{a1}, R_{a2} - средние арифметические отклонения профиля поверхностей. Поскольку редуктор цилиндрический, то он не нагревается до высоких температур, поэтому поправка на температурную деформацию принимается равной 0.

4) Минимальный натяг, необходимый для передачи вращающего момента:

$$[N]_{\min} = \delta + U_R = 58,3 + 13,2 = 71,5 \text{ мкм.}$$

5) Максимальный натяг, допускаемый прочностью деталей:

$$[N]_{\max} = [\delta]_{\max} + U_R \quad [\delta]_{\max} = \frac{[P]_{\max} * \delta}{P}$$

$$[P]_{\max 1} = 0,5 * \sigma_{T1} * \left(1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right) \quad [P]_{\max 2} = 0,5 * \sigma_{T2} * \left(1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right)$$

$[\delta]_{\max}$ - максимальная деформация, допускаемая прочностью деталей соединения, $[P]_{\max}$ - максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей или охватываемой детали, меньшее из двух; σ_{T1} - предел текучести материала охватываемой детали. Материал сталь 40Х, следовательно $\sigma_{T1} = 640$ МПа; σ_{T2} - предел текучести материала охватывающей детали. Материал сталь 40ХН, следовательно $\sigma_{T2} = 400$ МПа.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		12

$$[P]_{\max 1} = 0,5 * \sigma_{T1} * (1 - (\frac{d_1}{d})^2) = 0,5 * 640 * (1 - 0) = 320 \text{ МПа};$$

$$[P]_{\max 2} = 0,5 * \sigma_{T2} * (1 - (\frac{d}{d_2})^2) = 0,5 * 400 * (1 - (\frac{72}{120})^2) = 128 \text{ МПа};$$

$$[P]_{\max} = \min([P]_{\max 1}; [P]_{\max 2}) = [P]_{\max 2} = 128 \text{ МПа};$$

$$[\delta]_{\max} = \frac{[P]_{\max} * \delta}{P} = \frac{128 * 58,3}{54,3} = 137,4 \text{ мкм}; \quad [N]_{\max} = [\delta]_{\max} + U_R = 137,4 + 13,2 = 150,6 \text{ мкм};$$

6) Выбор посадки:

По значениям $[N]_{\max}$ и $[N]_{\min}$ выбирается посадка [1, с.88]. Выбрана посадка $\frac{H7}{u7}$.

7) Определение силы запрессовки:

$$F_{\Pi} = \pi * d * L * P_{\max} * f$$

$$P_{\max} = \frac{(N_{\max} - U_R) * P}{\delta} = \frac{(123 - 13,2) * 54,3}{58,3} = 102,3 \text{ МПа};$$

$F_{\Pi} = \pi * d * L * P_{\max} * f_{\Pi} = \pi * 72 * 60 * 102,3 * 0,2 = 27,8 \text{ кН}$, где f_{Π} - коэффициент трения при прессовании, для пары сталь-сталь $f_{\Pi} = 0,2$.

Для промежуточного вала получено: $N_{\max} = 70,4 \text{ мкм}$; $N_{\min} = 89 \text{ мкм}$. По полученным параметрам невозможно подобрать посадку с натягом, необходим другой способ фиксации колеса на валу.

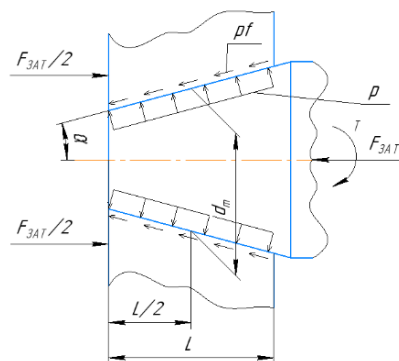
3.2 Коническое соединение

Для фиксации упругой компенсирующей муфты на быстроходном валу используется коническое соединение.

Исходные данные:

$T = 37,6 \text{ Н*М}$; $L = 24 \text{ мм}$;

$K = 1:10 = 2 \text{tg}(\alpha)$; $d_m = 22,9 \text{ мм}$;



					ДМ МА/04-1093.00.00		Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата			13

$$f=0,1.$$

Рис. 3.2 Расчетная схема для конического соединения

Расчет:

$$T * S = \frac{P * \pi * d_m * L * f * d_m}{2} \rightarrow p = \frac{2 * T * S}{\pi * L * f * d_m^2}, \text{ где } S = 1,4 - \text{коэффициент запаса по сцеплению, } d_m - \text{средний диаметр.}$$

$$p = \frac{2 * T * S}{\pi * L * f * d_m^2} = \frac{2 * 37,6 * 1,4 * 10^3}{\pi * 24 * 0,1 * 22,9^2} = 26,6 \text{ МПа, } P < [\sigma]_{CM} = 80 \text{ МПа.}$$

$$F_{ЗАТ} = \frac{2 * T * S * (\sin(\alpha) + f * \cos(\alpha))}{f * d_m} = \frac{2 * 37,6 * 10^3 * 1,4 * (\sin(2,86) + 0,1 * \cos(2,86))}{0,1 * 22,9} = 6885,6 \text{ Н}$$

Для передачи крутящего момента Т с компенсирующей муфты на быстроходный вал должно быть обеспечено давление Р=26,6 МПа. Это давление обеспечивается силой затяжки винта F_{ЗАТ}=6885,6 Н.

3.3 Резьбовое соединение

Для осевой фиксации компенсирующей муфты на быстроходном валу редуктора используется шайба, для создания необходимой силы затяжки конусного соединения используется винт М8.

Исходные данные:

Винт М8; d₃=6,466 мм.

Класс прочности 5.8

Расчет:

$$\sigma_{ЭКВ} = \frac{1,3 * F_{ЗАТ} * 4}{\pi * d_3^2} = \frac{1,3 * 4 * 6885,6}{\pi * (6,466)^2} = 272,6 \text{ МПа.}$$

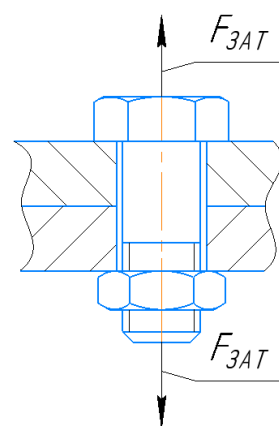


Рис. 3.3 Расчетная схема резьбового соединения

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		14

$[\sigma]_T = 5 \cdot 8 \cdot 10 = 400 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{эKB}} < [\sigma]$, данный болт пригоден для резьбового соединения.

Определение максимальной силы затяжки:

$$F_{\text{затMAX}} = \frac{[\sigma]_T \cdot \pi \cdot d_3^2}{1,3 \cdot 4} = \frac{400 \cdot \pi \cdot 6,466^2}{1,3 \cdot 4} = 10103,6 \text{ Н.}$$

Определение момента завинчивания:

$$T_{\text{зAB}} = T_T + T_P$$

$$T_T = f \cdot F_3 \cdot r_{\text{CP}}; r_{\text{CP}} = \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{4}$$

$$T_P = 0,5 \cdot F_{\text{зAT}} \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi_1)$$

$$T_{\text{зAB}} = F_{\text{зAT}} \cdot \left(0,5 \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi_1) + f \cdot \left(\frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{4} \right) \right) =$$

$$= 6885,6 \cdot \left(0,5 \cdot 7,188 \cdot \text{tg}(2,5 + 11) + 0,1 \cdot \frac{13 + 8}{4} \right) \cdot 10^{-3} = 9,6 \text{ Н} \cdot \text{М}$$

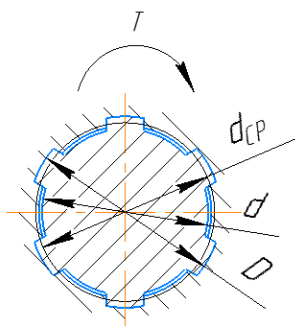
Аналогично был определен максимальный момент завинчивания $T_{\text{зABMAX}} = 14 \text{ Н} \cdot \text{М}$.

3.4 Шлицевые соединения

3.4.1. Промежуточный вал

Фиксация колеса на промежуточном валу осуществляется с помощью шлицевого соединения. Для диаметра $D = 30 \text{ мм}$ выбирается шлиц легкой серии с размерами $6 \times 26 \times 30$ согласно ГОСТ1139-80.

Исходные данные:



Материал вала – сталь 40Х.

$D = 30 \text{ мм}$; $z = 6$; $f = 0,3 \text{ мм}$; $d = 26 \text{ мм}$; $T = 84 \text{ Н} \cdot \text{М}$

Рис. 3.4 Расчетная схема для шлицевого соединения

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		15

Расчет:

$$d_{CP} = \frac{d + D}{2} = \frac{26 + 30}{2} = 28 \text{ мм};$$

$$h = 0,5 * (D - d) - 2 * f = 0,5 * (30 - 26) - 2 * 0,3 = 1,4 \text{ мм};$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 * 10^3 * T * K_{PH}}{d_{CP} * z * h * L_p} \leq [\sigma_{CM}] , \text{ где}$$

$K_{PH} = 1,3$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;
 d_{CP} – средний диаметр; h – высота зуба шлица, z – число зубьев шлица; L_p – рабочая
 длина шлицевого соединения; $[\sigma_{CM}] = 80 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение смятия.

$$L_p \geq \frac{2 * 10^3 * T * K_{PH}}{d_{CP} * z * h * [\sigma_{CM}]} \rightarrow L_p \geq \frac{2 * 10^3 * 84 * 1,3}{28 * 6 * 1,4 * 80} \rightarrow L_p \geq 11,6 \text{ мм. Принимается } L_p = b_2 = 19 \text{ мм, где}$$

b_2 – длина ступицы колеса быстроходной ступени.

Шлицевое соединение центрируется по внешнему диаметру, соединение неподвижное, передача реверсивная. Для фиксации колеса на промежуточном валу применяется шлиц D-6×26×30H7/n6×6F8/js7.

3.4.2 Тихоходный вал

Для фиксации компенсирующей муфты на тихоходном валу применяется шлицевое соединение. Для диаметра $D=48 \text{ мм}$ выбирается шлиц средней серии с размерами $8 \times 42 \times 48$ согласно ГОСТ1139-80.

Исходные данные:

Материал вала – сталь 40Х.

$D=48 \text{ мм}; z=8; f=0,4 \text{ мм}; d=42 \text{ мм}; T=704,5 \text{ Н*М}$

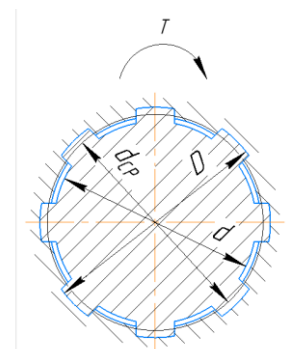


Рис. 3.4 Расчетная схема для

шлицевого соединения

ДМ МА/104-1093.00.00

ист

16

Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата

$$d_{CP} = \frac{d + D}{2} = \frac{42 + 48}{2} = 45 \text{ мм};$$

$$h = 0,5 * (D - d) - 2 * f = 0,5 * (48 - 42) - 2 * 0,4 = 2,2 \text{ мм};$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 * 10^3 * T * K_{PH}}{d_{CP} * z * h * L_p} \leq [\sigma_{CM}], [\sigma_{CM}] = 80 \text{ МПа}, K_{PH} = 1,3,$$

$$L_p \geq \frac{2 * 10^3 * T * K_{PH}}{d_{CP} * z * h * [\sigma_{CM}]} \rightarrow L_p \geq \frac{2 * 10^3 * 704,5 * 1,3}{45 * 8 * 2,2 * 80} \rightarrow L_p \geq 28,9 \text{ мм. Принимается } L_p = 90 \text{ мм, по-}$$

скольку длина шлица должна быть больше или равна длине крепежной части компенсирующей муфты, которая стандартизована L=82 мм.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						17
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

4. Подбор подшипников качения на заданный ресурс

4.1 Подбор подшипников тихоходного вала

Исходные данные:

$$T_T = 704 \text{ Н*м}, n_T = 50 \text{ об/мин}, d_w = 235,934 \text{ мм}, \alpha_t = 21,876^\circ, \beta = 15^\circ$$

$$L_1 = 114 \text{ мм}; L_2 = 58 \text{ мм}; L_3 = 52 \text{ мм}; h = 118 \text{ мм}$$

Расчет:

Определение сил в зацеплении:

$$F_t = \frac{2 * T_T * 10^3}{d_w} = \frac{2 * 704,5 * 10^3}{235,934} = 5972 \text{ Н} - \text{окружная сила}$$

$$F_a = F_t * \operatorname{tg}(\beta) = 5972 * \operatorname{tg}(15^\circ) = 1600,2 \text{ Н} - \text{осевая сила}$$

$$F_r = F_t * \operatorname{tg}(\alpha_t) = 5972 * \operatorname{tg}(21,876^\circ) = 2397,8 \text{ Н} - \text{радиальная сила}$$

Рассматриваем случай, когда один поток передает 60% нагрузки, а другой 40%.

Тогда расчетная схема имеет вид:

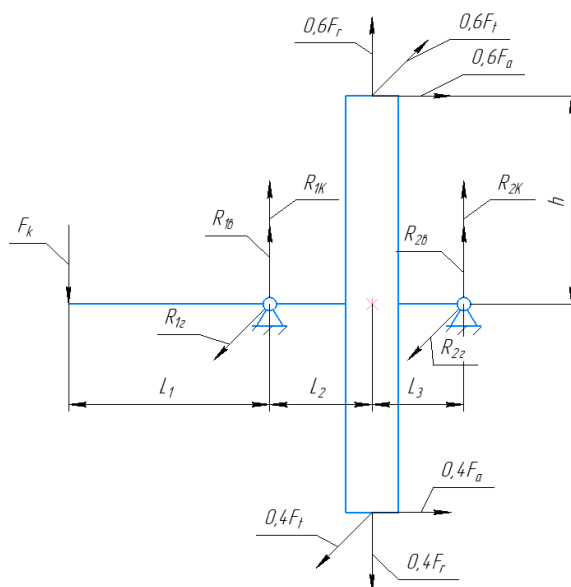


Рис. 4.1 Расчетная схема для подбора подшипников тихоходного вала

					ДМ МА/04-1093.00.00		Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата			18

$$F_k = 250 * \sqrt{T_r} = 250 * \sqrt{704,5} = 6635,6 \text{ Н [1, с 108]}; F_r = 2397,8 \text{ Н}; F_a = 1600,2 \text{ Н}; F_t = 5972 \text{ Н}$$

$$L_1 = 114 \text{ мм}; L_2 = 58 \text{ мм}; L_3 = 52 \text{ мм}; h = 118 \text{ мм}$$

Определение реакций опор:

$$\sum M_{1r} = 0$$

$$R_{2B} = \frac{0,2 * F_a * h - 0,2 * F_r * L_2}{L_2 + L_3} = \frac{0,2 * 1600,2 * 118 - 0,2 * 2397,8 * 58}{58 + 52} = 90,5$$

$$\sum M_{1B} = 0$$

$$R_{2r} = \frac{0,2 * F_t * L_2}{L_2 + L_3} = \frac{0,2 * 5972 * 58}{58 + 52} = 629,8 \text{ Н}$$

$$\sum M_{2r} = 0$$

$$R_{1B} = \frac{-0,2 * F_a * h - 0,2 * F_r * L_3}{L_2 + L_3} = \frac{-0,2 * 1600,2 * 118 - 0,2 * 2397,8 * 52}{58 + 52} = -570 \text{ Н}$$

$$\sum M_{2B} = 0$$

$$R_{1r} = \frac{0,2 * F_t * L_3}{L_2 + L_3} = \frac{0,2 * 5972 * 52}{58 + 52} = 564,6 \text{ Н}$$

$$\sum M_{1K} = 0$$

$$R_{2K} = \frac{-F_k * L_1}{L_2 + L_3} = \frac{-6635,6 * 114}{58 + 52} = -6876,9 \text{ Н}$$

$$\sum M_{2K} = 0$$

$$R_{1K} = \frac{F_k * (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = \frac{6635,6 * (114 + 58 + 52)}{58 + 52} = 13512,5 \text{ Н}$$

					ДМ МА/104-1093.00.00	Лист
						19
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

Определение суммарных реакций:

$$R_{1общ} = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1Г}^2} = \sqrt{(-570)^2 + (564,6)^2} = 802,3 \text{ Н}$$

$$R_{2общ} = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2Г}^2} = \sqrt{(90,5)^2 + (629,8)^2} = 636,3 \text{ Н}$$

Реакции опор для расчета подшипников:

$$F_{r1max} = R_{1общ} + |R_{1K}| = 802,3 + 13512,5 = 14314,8 \text{ Н}$$

$$F_{r2max} = R_{2общ} + |R_{2K}| = 636,3 + 6876,9 = 7513,2 \text{ Н}$$

$$F_{amax} = 1600,2 \text{ Н}$$

Для типового режима нагружения (II) коэффициент эквивалентности $K_E=0,63$:

$$F_{r1} = F_{r1max} * K_E = 14314,8 * 0,63 = 9018,3 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = F_{r2max} * K_E = 7513,2 * 0,63 = 4733,3 \text{ Н}$$

$$F_a = F_{amax} * K_E = 1600,2 * 0,63 = 1008,1 \text{ Н}$$

Предварительно назначаются шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2:212, схема установки подшипников – «враспор».

Для принятых подшипников: $C_r=52000 \text{ Н}$, $C_{0r}=31000 \text{ Н}$, $d=60 \text{ мм}$, $D=110 \text{ мм}$, $D_W=15,875 \text{ мм}$, $\alpha=0^\circ$.

Для радиальных подшипников из условия равновесия вала следует:

$$F_{a1}=0 \text{ Н}, F_{a2}=F_a=1008,1 \text{ Н}.$$

$$D_{PW} = 0,5 * (D + d) = 0,5 * (60 + 110) = 85 \text{ мм}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						20
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

$$\text{Отношение } \frac{D_w * \cos(\alpha)}{D_{PW}} = \frac{15,875 * 1}{85} = 0,19, \text{ тогда } f_0 = 14,2.$$

$$e_1 = 0,28 * \left(\frac{f_0 * F_{a1}}{C_{0r}} \right)^{0,23} = 0, \text{ потому что } F_{a1} = 0 \text{ Н}$$

$$e_2 = 0,28 * \left(\frac{f_0 * F_{a2}}{C_{0r}} \right)^{0,23} = 0,28 * \left(\frac{14,2 * 1008,1}{31000} \right)^{0,23} = 0,234$$

При $V=1$:

$$\left(\frac{F_{a1}}{V * F_{r1}} \right) = 0, \text{ принимаются } X_1=1, Y_1=0 [1, \text{ с.104}]$$

$$\left(\frac{F_{a2}}{V * F_{r2}} \right) = \left(\frac{1008,1}{1 * 4733,3} \right) = 0,213 < e_2 = 0,234, \text{ принимаются } X_2=1, Y_2=0$$

Определение эквивалентной динамической нагрузки:

Принимаются $K_B=1,4$ и $K_T=1,4$:

$$P_{r1} = (V * X_1 * F_{r1} + Y_1 * F_{a1}) * K_B * K_T = (1 * 1 * 9018,3 + 0) * 1,4 * 1 = 12625,6 \text{ Н}$$

$$P_{r2} = (V * X_2 * F_{r2} + Y_2 * F_{a2}) * K_B * K_T = (1 * 1 * 4733,3 + 0) * 1,4 * 1 = 6626,6 \text{ Н}$$

Дальнейший расчет ведется для наиболее нагруженного подшипника – подшипника 1:

Определение расчетного скорректированного ресурса при $a_1=1$, $a_{23}=0,7$, $k=3$ [1, с.117]:

$$L_{10ah} = a_1 * a_{23} * \left(\frac{C_r}{P_{r1}} \right)^k * \frac{10^6}{60 * n} = 1 * 0,7 * \left(\frac{52000}{12625,6} \right)^3 * \frac{10^6}{60 * 50} = 16301,6 \text{ ч}$$

Расчетный ресурс больше требуемого $L_{10ah} > L'_{10ah}$ ($16301,6 > 10000$).

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						21
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

Проверка условия: $P_{r1max} \leq 0,5 * C_r$:

$$e_1 = 0,28 * \left(\frac{f_0 * F_{a1max}}{C_{0r}} \right)^{0,23} = 0, \text{ принимаются } X=1, Y=0$$

$$P_{r1max} = (V * X * F_{r1max} + Y * F_{a1max}) * K_B * K_T = (1 * 1 * 14314,8 + 0) * 1,4 * 1 = 20040,7 \text{ Н}$$

$$P_{r1max} < 0,5 * C_r \quad (20040,7 < 26000)$$

Так как расчетный ресурс больше требуемого и выполнено условие $P_{r1max} \leq 0,5 * C_r$, то предварительно назначенные подшипники пригодны. При требуемом ресурсе надежность выше 90%.

4.2 Подбор подшипников промежуточного вала

Исходные данные:

$$n_{пр} = 257 \text{ об/мин}; F_{r1} = 1438,7 \text{ Н}; F_{a1} = 960,1 \text{ Н}; F_{t1} = 3583,2 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 437,9 \text{ Н}; F_{a2} = 412,3 \text{ Н}; F_{t2} = 1130,4 \text{ Н}$$

$$L_1 = 57 \text{ мм}; L_2 = 58 \text{ мм}; L_3 = 26 \text{ мм}; h_1 = 23 \text{ мм}; h_2 = 75 \text{ мм}$$

Расчет:

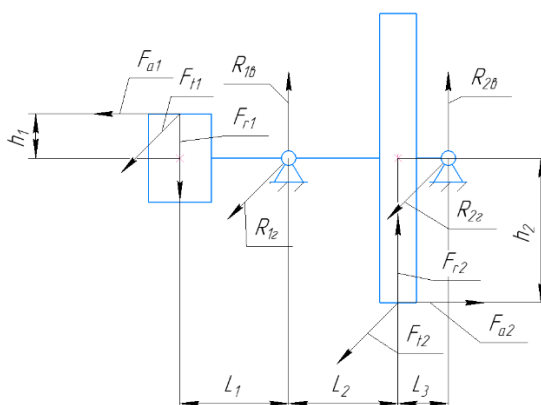


Рис. 4.2 Расчетная схема для подбора подшипников промежуточного вала

					ДМ МА/04-1093.00.00		Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата			22

Определение реакций опор:

$$\sum M_{1\Gamma} = 0$$

$$R_{2B} = \frac{-F_{a2} * h_2 - F_{r2} * L_2 - F_{a1} * h_1 - F_{r1} * L_1}{L_2 + L_3} = \frac{-412,3 * 75 - 437,9 * 58 - 960,1 * 23 - 1438,7 * 57}{58 + 26} = -1909,6H$$

$$\sum M_{1B} = 0$$

$$R_{2\Gamma} = \frac{F_{r1} * L_1 - F_{r2} * L_2}{L_2 + L_3} = \frac{3583,2 * 57 - 1130,4 * 58}{58 + 26} = 1650,9 \text{ Н}$$

$$\sum M_{2\Gamma} = 0$$

$$R_{1B} = \frac{F_{a1} * h_1 + F_{r1} * (L_1 + L_2 + L_3) - F_{r2} * L_3 + F_{a2} * h_2}{L_2 + L_3} = \frac{960,1 * 23 + 1438,7 * (57 + 58 + 26) - 437,9 * 26 + 412,3 * 75}{58 + 26} = 2910,4H$$

$$\sum M_{2B} = 0$$

$$R_{1\Gamma} = \frac{-F_{r1} * (L_1 + L_2 + L_3) - F_{r2} * L_3}{L_2 + L_3} = \frac{-3583,2 * (57 + 58 + 26) - 1130,4 * 26}{58 + 26} = -6364,5 \text{ Н}$$

Определение суммарных реакций:

$$R_{1общ} = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1\Gamma}^2} = \sqrt{(2910,4)^2 + (-6364,5)^2} = 6998,4 \text{ Н}$$

$$R_{2общ} = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2\Gamma}^2} = \sqrt{(-1909,6)^2 + (1650,9)^2} = 2524,3 \text{ Н}$$

Реакции опор для расчета подшипников:

$$F_{r1\max} = R_{1общ} = 6998,4 \text{ Н}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						23
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

$$F_{r2\max} = R_{2\text{обш}} = 2524,3 \text{ Н}$$

$$F_{a\max} = F_{a1} - F_{a2} = 960,1 - 412,3 = 547,8 \text{ Н (Направлена влево)}$$

Для типового режима нагружения (II) коэффициент эквивалентности $K_E=0,63$:

$$F_{r1} = F_{r1\max} * K_E = 6998,4 * 0,63 = 4409 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = F_{r2\max} * K_E = 2524,3 * 0,63 = 1590,3 \text{ Н}$$

$$F_a = F_{a\max} * K_E = 547,8 * 0,63 = 345,1 \text{ Н}$$

Предварительно назначаем конические роликовые подшипники серии диаметров 2: для опоры 1 – 7207 А: $C_r=48400 \text{ Н}$, $C_{0r}=32500 \text{ Н}$, $d=35 \text{ мм}$, $D=72 \text{ мм}$, $e=0,37$, $Y=1,6$; для опоры 2 – 7205 А: $C_r=29200 \text{ Н}$, $C_{0r}=21000 \text{ Н}$, $d=25 \text{ мм}$, $D=52 \text{ мм}$, $e=0,37$, $Y=1,6$. Схема установки – «враспор».

Определение параметров осевого нагружения:

$$e_1' = 0,83 * e_1 = 0,83 * 0,37 = 0,307$$

$$e_2' = 0,83 * e_2 = 0,83 * 0,37 = 0,307$$

Определение минимальных необходимых осевых сил:

$$F_{a1\min} = e_1' * F_{r1} = 0,307 * 4409 = 1353,6 \text{ Н}$$

$$F_{a2\min} = e_2' * F_{r2} = 0,307 * 1590,3 = 488,2 \text{ Н}$$

Определение осевых сил:

$$F_{a1} = F_{a1\min} = 1353,6 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = F_{a1} - F_a = 1353,6 - 345,1 = 1008,5 \text{ Н} > F_{a2\min}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						24
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

При $V=1$:

$$\left(\frac{F_{a1}}{V * F_{r1}}\right) = \left(\frac{1353,6}{1 * 4409}\right) = 0,307 < e_1 = 0,37, \text{ принимаются } X_1=1, Y_1=0$$

$$\left(\frac{F_{a2}}{V * F_{r2}}\right) = \left(\frac{1008,5}{1 * 1590,3}\right) = 0,634 > e_2 = 0,37, \text{ принимаются } X_2=0,4, Y_2=1,6$$

Определение эквивалентной динамической нагрузки:

Принимаются $K_B=1,4$ и $K_T=1,4$:

$$P_{r1} = (V * X_1 * F_{r1} + Y_1 * F_{a1}) * K_B * K_T = (1 * 1 * 4409 + 0) * 1,4 * 1 = 6172,6 \text{ Н}$$

$$P_{r2} = (V * X_2 * F_{r2} + Y_2 * F_{a2}) * K_B * K_T = (1 * 0,4 * 1590,3 + 1,6 * 1008,5) * 1,4 * 1 = 3149,6 \text{ Н}$$

Дальнейший расчет ведется для обоих подшипников, поскольку выбраны подшипники разных диаметров.

Определение расчетного скорректированного ресурса при $a_1=1$, $a_{23}=0,6$, $k=10/3$:

$$1) L_{10ah} = a_1 * a_{23} * \left(\frac{C_{r1}}{P_{r1}}\right)^k * \frac{10^6}{60 * n} = 1 * 0,6 * \left(\frac{48400}{6172}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 257} = 37279,1 \text{ ч}$$

$$2) L_{10ah} = a_1 * a_{23} * \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}}\right)^k * \frac{10^6}{60 * n} = 1 * 0,6 * \left(\frac{29200}{3149,6}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 257} = 65136,6 \text{ ч}$$

Расчетный ресурс больше требуемого 1) $L_{10ah} > L'_{10ah}$ ($37279,1 > 10000$); 2) $L_{10ah} > L'_{10ah}$ ($65136,6 > 10000$).

Проверка условий: $P_{r1max} \leq 0,5 * C_{r1}$; $P_{r2max} \leq 0,5 * C_{r2}$:

Определение минимальных необходимых осевых сил:

$$F_{a1min} = e_1 * F_{r1max} = 0,307 * 6998,4 = 2148,5 \text{ Н}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						25
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

$$F_{a2min} = e_2 * F_{r2max} = 0,307 * 2524,3 = 775 \text{ Н}$$

Определение осевых сил:

$$F_{a1} = F_{a1min} = 2148,5 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = F_{a1} - F_a = 2148,5 - 547,8 = 1600,7 \text{ Н} > F_{a2min}$$

При $V=1$:

$$\left(\frac{F_{a1}}{V * F_{r1}}\right) = \left(\frac{2148,5}{1 * 6998,4}\right) = 0,307 < e_1 = 0,37, \text{ принимаются } X_1=1, Y_1=0$$

$$\left(\frac{F_{a2}}{V * F_{r2}}\right) = \left(\frac{1600,7}{1 * 2524,3}\right) = 0,634 > e_2 = 0,37, \text{ принимаются } X_2=0,4, Y_2=1,6$$

$$P_{r1max} = (V * X_1 * F_{r1max} + Y_1 * F_{a1max}) * K_B * K_T = (1 * 1 * 6998,4 + 0) * 1,4 * 1 = 9797,8 \text{ Н}$$

$$P_{r2max} = (V * X_2 * F_{r2max} + Y_2 * F_{a2max}) * K_B * K_T = (1 * 0,4 * 2524,3 + 1,6 * 1600,7) * 1,4 * 1 = 3570,8 \text{ Н}$$

$$P_{r1max} < 0,5 * C_{r1} \text{ (} 9797,8 < 24200 \text{)}; P_{r2max} < 0,5 * C_{r2} \text{ (} 3570,8 < 14600 \text{)};$$

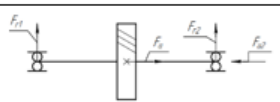
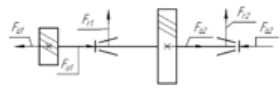

Так как расчетный ресурс больше требуемого и выполнено условие $P_{r1max} \leq 0,5 * C_{r1}$ и $P_{r2max} \leq 0,5 * C_{r2}$ то предварительно назначенные подшипники пригодны. При требуемом ресурсе надежность выше 90%.

4.3 Подбор подшипников быстроходного вала

Расчет подшипников быстроходного вала проведен аналогично расчету подшипников тихоходного вала. Полученные данные представлены в таблице 4.1.

					ДМ МА/104-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		26

Таблица 4.1 Результаты подбора подшипников

Вал	Подшипники	Расчетный ресурс, ч	Максимальная экв. динамическая нагрузка, Н	Схема установки подшипников
Тихоходный	212	16301,6	20040,7	
Промежуточный	7207A	37279,1	9797,8	
	7205A	65136,6	3570,8	
Быстроходный	206	60010,7	1359,4	

5. Расчет валов на статическую прочность и сопротивление усталости

5.1 Расчет тихоходного вала

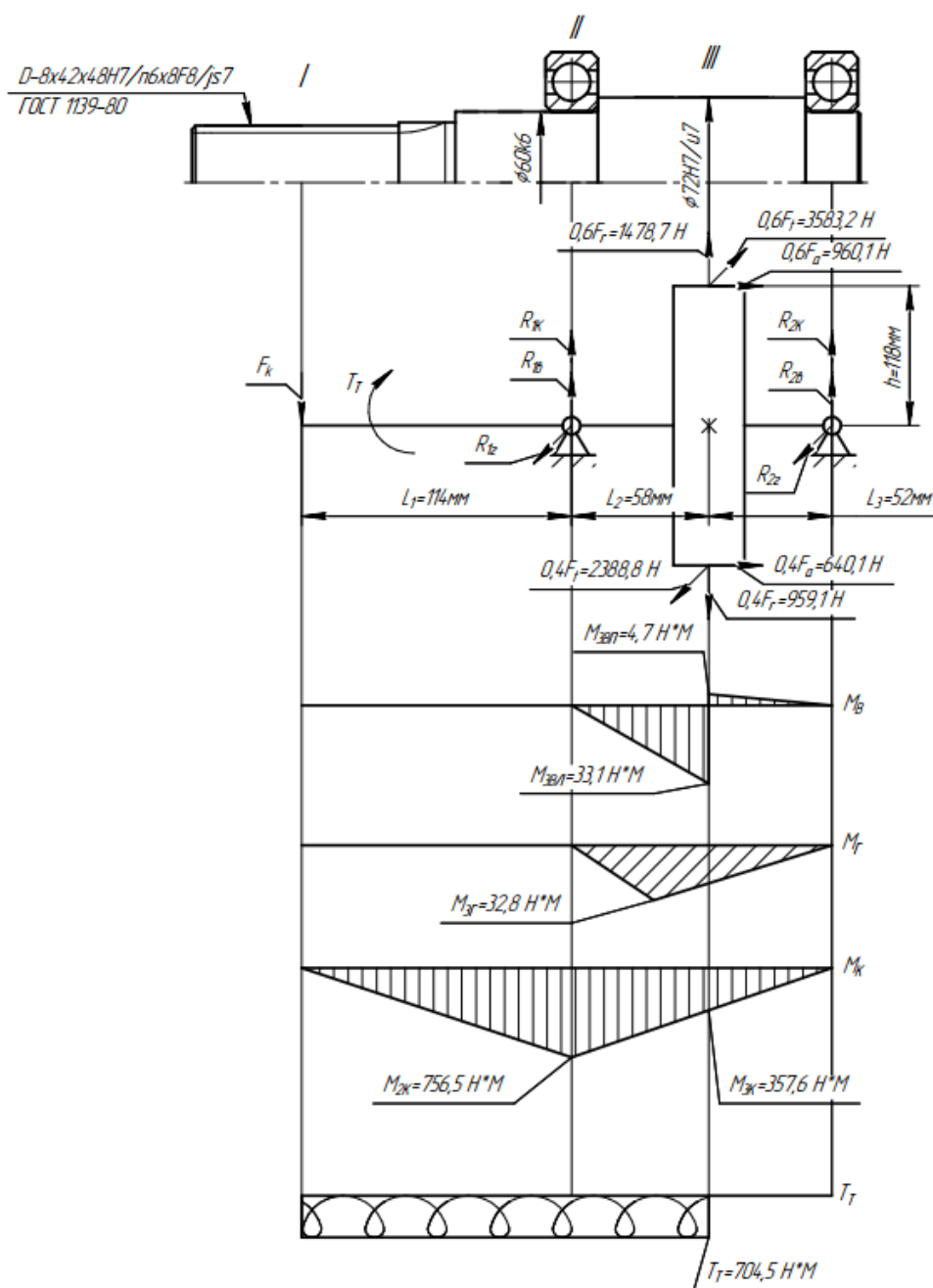


Рис. 5.1 Расчетная схема для тихоходного вала

Внутренние силовые факторы определены разделе 4 при подборе подшипников.

Потенциально опасными являются сечения 1-1, 2-2, 3-3.

ДМ МА/04-1093.00.00					Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата	28

Расчет на статическую прочность

Коэффициент перегрузки $K_P=2,2$. Материал вала – сталь 40Х.

Сечение 1-1: место установки полумуфты на вал. Сечение нагружено крутящим моментом, концентратор напряжений – прямобоочные шлицы по ГОСТ1139-80 на концевом участке вала (внутренний диаметр $d=42$ мм, внешний диаметр $D=48$ мм, ширина $b=8$ мм, число зубьев $z=8$)

Крутящий момент: $T=T_T=704,5$ Н*М.

Геометрическая характеристика сечения [1, с.187]: $W_{1K}=2*W=2*8410=16820$ мм³

$$\text{Напряжение кручения: } \tau_1 = \frac{10^3 * K_P * T}{W_{1K}} = \frac{10^3 * 2,2 * 704,5}{16820} = 92,2 \text{ мПа}$$

$$\text{Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести: } S_{T1} = S_{\tau 1} = \frac{\tau_T}{\tau_1} = \frac{450}{92,2} = 4,9$$

Сечение 2-2: место установки левого по рисунку подшипника на вал. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом. Концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

Крутящий момент: $T=T_T=704,5$ Н*М.

Изгибающий момент: $M_{2K} = 10^{-3} * F_K * L_1 = 6635,6 * 114 * 10^{-3} = 756,5$ мПа.

Геометрическая характеристика сечения:

$$W_2 = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 60^3}{32} = 21205,8 \text{ мм}^3$$

$$W_{2K} = \frac{\pi * D^3}{16} = \frac{\pi * 60^3}{16} = 42411,5 \text{ мм}^3$$

$$\text{Напряжение кручения: } \tau_2 = \frac{10^3 * K_P * T}{W_{2K}} = \frac{10^3 * 2,2 * 704,5}{42411,5} = 36,6 \text{ мПа}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		29

$$\text{Напряжение изгиба: } \sigma_2 = \frac{K_{II} * M_{2K} * 10^3}{W_2} = \frac{2,2 * 756,5 * 10^3}{21205,8} = 78,5 \text{ МПа}$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma 2} = \frac{\sigma_T}{\sigma_2} = \frac{780}{78,5} = 9,9$$

$$S_{T\tau 2} = \frac{\tau_T}{\tau_2} = \frac{450}{36,6} = 12,3$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести [1, с.188]:

$$S_{T2} = \frac{S_{T\tau 2} * S_{T\sigma 2}}{\sqrt{S_{T\tau 2}^2 + S_{T\sigma 2}^2}} = \frac{12,3 * 9,9}{\sqrt{12,3^2 + 9,9^2}} = 7,7$$

Сечение 3-3: место установки зубчатого колеса на вал диаметром 72 мм. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений – посадка с натягом колеса на вал.

Крутящий момент: $T = T_T = 704,5 \text{ Н*М}$.

Изгибающий момент:

$$M_{3K} = 10^{-3} * R_{2K} * L_3 = -6876,9 * 52 * 10^{-3} = 357,6 \text{ МПа.}$$

$$M_{3BL} = 10^{-3} * R_{1B} * L_2 = -570 * 58 * 10^{-3} = 33,1 \text{ МПа}$$

$$M_{3BP} = 10^{-3} * R_{2B} * L_3 = 90,5 * 52 * 10^{-3} = 4,7 \text{ МПа}$$

$$M_{3Г} = 10^{-3} * R_{2Г} * L_3 = 629,8 * 52 * 10^{-3} = 32,8 \text{ МПа}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3BL}^2 + M_{3Г}^2} + M_{3K} = \sqrt{33,1^2 + 32,8^2} + 357,6 = 404,2 \text{ МПа}$$

Осевая сила: $F_a = 960,1 \text{ Н}$

Геометрическая характеристика сечения:

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						30
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

$$W_3 = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 72^3}{32} = 36643,6 \text{ мм}^3$$

$$W_{3K} = \frac{\pi * D^3}{16} = \frac{\pi * 72^3}{16} = 73287,1 \text{ мм}^3$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 72^2}{4} = 4071,5 \text{ мм}^2$$

Напряжение кручения: $\tau_3 = \frac{10^3 * K_{II} * T}{W_{3K}} = \frac{10^3 * 2,2 * 704,5}{73287,1} = 21,2 \text{ МПа}$

Напряжение изгиба: $\sigma_3 = \frac{K_{II} * M_3 * 10^3}{W_3} + \frac{K_{II} * F_a}{A} = \frac{2,2 * 404,2 * 10^3}{36643,6} + \frac{960,1 * 2,2}{4071,5} = 24,8 \text{ МПа}$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma 3} = \frac{\sigma_T}{\sigma_3} = \frac{780}{24,8} = 31,5$$

$$S_{T\tau 3} = \frac{\tau_T}{\tau_3} = \frac{450}{21,2} = 21,2$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{T3} = \frac{S_{T\tau 3} * S_{T\sigma 3}}{\sqrt{S_{T\tau 3}^2 + S_{T\sigma 3}^2}} = \frac{21,2 * 31,5}{\sqrt{21,2^2 + 31,5^2}} = 17,6$$

Статическая прочность вала обеспечена: во всех опасных сечениях $S > [S_T] = 2,0$.

Расчет на сопротивление усталости

Сечение 1-1:

$$\tau_{a1} = \frac{T_T * 10^3}{2 * W_{1K}} = \frac{704,5 * 10^3}{2 * 16820} = 20,9 \text{ МПа}$$

$$\tau_{m1} = \tau_{a1} = 20,9 \text{ МПа}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		31

Концентратор напряжений – прямобоочный шлиц, наружная поверхность которого имеет шероховатость $Ra=0,8$ мкм, поэтому принимаются:

$$K_{\tau} = 2,65; K_{d\tau} = 0,7; K_{F\tau} = 0,95; K_V = 1$$

Коэффициент снижения предела выносливости [1, с.190]:

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(\frac{2,65}{0,7} + \frac{1}{0,95} - 1 \right) / 1 = 3,84$$

Предел выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{240}{3,84} = 62,5 \text{ МПа}$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла [1,с.191]:

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}} = \frac{0,10}{3,84} = 0,026$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S_1 = S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a1} + \psi_{\tau D} \tau_{m1}} = \frac{62,5}{(20,9 + 0,026 * 20,9)} = 2,9$$

Сечение 2-2:

$$\tau_{a2} = \frac{T_T * 10^3}{2 * W_{2K}} = \frac{704,5 * 10^3}{2 * 42411,5} = 8,3 \text{ МПа}$$

$$\tau_{m2} = \tau_{a2} = 8,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a2} = \frac{M_{2K} * 10^3}{W_2} = \frac{756,5 * 10^3}{21205,8} = 35,7 \text{ МПа}$$

Концентратор напряжений – посадка с натягом, потому что внутреннее кольцо подшипника посажено с натягом, шероховатость посадочной поверхности $Ra=0,8$, поэтому принимаются:

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		32

$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} = 2,8; \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = 4,7; K_V = 1; K_{F\sigma} = 0,91; K_{F\tau} = 0,95$$

Коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(2,8 + \frac{1}{0,95} - 1 \right) / 1 = 2,85$$

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(4,7 + \frac{1}{0,91} - 1 \right) / 1 = 4,80$$

Предел выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{240}{2,85} = 84,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{4,80} = 85,4 \text{ МПа}$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}} = \frac{0,10}{2,85} = 0,035$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a2} + \psi_{\tau D} \tau_{m2}} = \frac{84,2}{(8,3 + 0,035 * 8,3)} = 9,8$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a2}} = \frac{85,4}{35,7} = 2,4$$

$$S_2 = \frac{S_{\tau} * S_{\sigma}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{9,8 * 2,4}{\sqrt{9,8^2 + 2,4^2}} = 2,3$$

Сечение 3-3:

$$\tau_{a3} = \frac{T_T * 10^3}{2 * W_{3K}} = \frac{704,5 * 10^3}{2 * 73287,1} = 4,8 \text{ МПа}$$

$$\tau_{m3} = \tau_{a3} = 4,8 \text{ МПа}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		33

$$\sigma_{a3} = \frac{M_3 * 10^3}{W_3} + \frac{F_a}{A} = \frac{404,2 * 10^3}{36643,6} + \frac{960,1}{4071,5} = 11,3 \text{ МПа}$$

Концентратор напряжений – посадка с натягом, шероховатость посадочной поверхности $Ra=0,8$, поэтому принимаются:

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 2,9; \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 4,86; K_V = 1; K_{F\sigma} = 0,91; K_{F\tau} = 0,95$$

Коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(2,9 + \frac{1}{0,95} - 1 \right) / 1 = 2,95$$

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(4,86 + \frac{1}{0,91} - 1 \right) / 1 = 4,96$$

Предел выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{240}{2,95} = 81,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{4,96} = 82,7 \text{ МПа}$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}} = \frac{0,10}{2,95} = 0,034$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a3} + \psi_{\tau D} \tau_{m3}} = \frac{81,4}{(4,8 + 0,034 * 4,8)} = 16,4 \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a2}} = \frac{82,7}{11,3} = 7,3$$

$$S_3 = \frac{S_\tau * S_\sigma}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}} = \frac{16,4 * 7,3}{\sqrt{16,4^2 + 7,3^2}} = 6,7$$

Сопротивление усталости вала обеспечено: во всех опасных сечениях $S > [S] = 2,0$.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		34

5.2 Расчет промежуточного вала

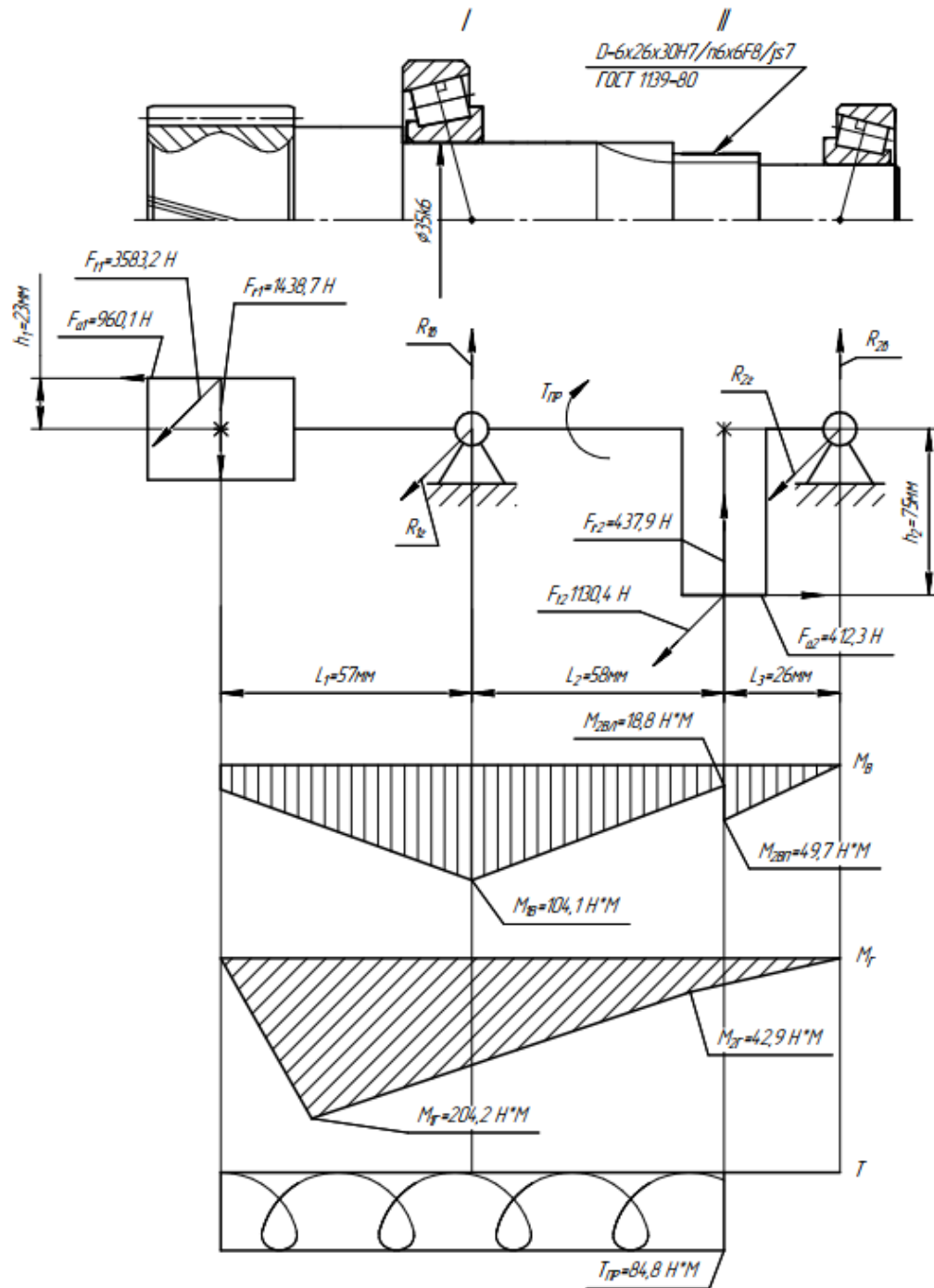


Рис 5.2 Расчет промежуточного вала

Внутренние силовые факторы определены в разделе 4 при подборе подшипников.

Потенциально опасными являются сечения 1-1, 2-2.

					Лист	
					35	
Изм.	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата	ДМ МА/04-1093.00.00	

Расчет на статическую прочность

Коэффициент перегрузки $K_{\Pi}=2,2$. Материал вала – сталь 40Х.

Сечение 1-1: место установки левого по рисунку подшипника на вал. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

Крутящий момент: $T=T_{\text{пр}}=84,8 \text{ Н*М}$.

Изгибающий момент:

$$M_{1B} = 10^{-3} * F_{t1} * L_1 = 3583,2 * 57 * 10^{-3} = 204,2 \text{ мПа}$$

$$M_{1Г} = 10^{-3} * (F_{r1} * L_1 + F_{a1} * h_1) = (1438,7 * 57 + 960,1 * 23) * 10^{-3} = 104,1 \text{ мПа}$$

$$M_1 = \sqrt{M_{1B}^2 + M_{1Г}^2} = \sqrt{204,2^2 + 104,1^2} = 229,2 \text{ мПа}$$

Осевая сила: $F_{a1}=2148,5 \text{ Н}$

Геометрическая характеристика сечения:

$$W_1 = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 35^3}{32} = 4209,2 \text{ мм}^3$$

$$W_{1K} = 2 * W_1 = 2 * 4209,2 = 8418,4 \text{ мм}^3$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 35^2}{4} = 962,1 \text{ мм}^2$$

$$\text{Напряжение кручения: } \tau_1 = \frac{10^3 * K_{\Pi} * T}{W_{1K}} = \frac{10^3 * 2,2 * 84,8}{8418,4} = 44,3 \text{ мПа}$$

$$\text{Напряжение изгиба: } \sigma_1 = \frac{K_{\Pi} * M_1 * 10^3}{W_1} + \frac{K_{\Pi} * F_a}{A} = \frac{2,2 * 229,2 * 10^3}{4209,2} + \frac{2148,5 * 2,2}{962,1} = 124,7 \text{ мПа}$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						36
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

$$S_{T\sigma 1} = \frac{\sigma_T}{\sigma_1} = \frac{780}{124,7} = 6,3$$

$$S_{T\tau 1} = \frac{\tau_T}{\tau_1} = \frac{450}{44,3} = 10,2$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{T1} = \frac{S_{T\tau 1} * S_{T\sigma 1}}{\sqrt{S_{T\tau 1}^2 + S_{T\sigma 1}^2}} = \frac{10,2 * 6,3}{\sqrt{10,2^2 + 6,3^2}} = 5,4$$

Сечение 2-2: место установки зубчатого колеса на вал диаметром 30 мм. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом, осевой силой. Концентратор напряжений – прямобочные шлицы по ГОСТ1139-80 (внутренний диаметр d=26 мм, внешний диаметр D=30 мм, ширина b=6 мм, число зубьев z=6).

Крутящий момент: $T = T_{пр} = 84,8 \text{ Н*М}$.

Изгибающий момент:

$$M_{2ВП} = 10^{-3} * R_{2В} * L_3 = -1909,6 * 26 * 10^{-3} = 49,7 \text{ мПа}$$

$$M_{2Г} = 10^{-3} * R_{2Г} * L_3 = 1650,9 * 26 * 10^{-3} = 42,9 \text{ мПа}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{2ВП}^2 + M_{2Г}^2} = \sqrt{49,7^2 + 42,9^2} = 65,7 \text{ мПа}$$

Осевая сила: $F_{a2} = 412,3 \text{ Н}$

Геометрическая характеристика сечения:

$$W_2 = 1966 \text{ мм}^3$$

$$W_{2К} = 2 * W_2 = 2 * 1966 = 3932 \text{ мм}^3$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} + \frac{b * z * (D - d)}{2} = \frac{\pi * 26^2}{4} + \frac{6 * 6 * (30 - 26)}{2} = 602,9 \text{ мм}^2$$

$$\text{Напряжение кручения: } \tau_2 = \frac{10^3 * K_{II} * T}{W_{2К}} = \frac{10^3 * 2,2 * 84,8}{3932} = 47,5 \text{ мПа}$$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						37
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

Напряжение изгиба:

$$\sigma_2 = \frac{K_{II} * M_2 * 10^3}{W_2} + \frac{K_{II} * F_a}{A} = \frac{2,2 * 65,7 * 10^3}{1966} + \frac{412,3 * 2,2}{602,9} = 75,0 \text{ МПа}$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma 2} = \frac{\sigma_T}{\sigma_2} = \frac{780}{75,0} = 10,4$$

$$S_{T\tau 2} = \frac{\tau_T}{\tau_2} = \frac{450}{47,5} = 9,5$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{T2} = \frac{S_{T\tau 2} * S_{T\sigma 2}}{\sqrt{S_{T\tau 2}^2 + S_{T\sigma 2}^2}} = \frac{9,5 * 10,4}{\sqrt{9,5^2 + 10,4^2}} = 7,0$$

Статическая прочность вала обеспечена: во всех опасных сечениях $S > [S_T] = 2,0$.

Расчет на сопротивление усталости

Сечение 1-1:

$$\tau_{a1} = \frac{10^3 * T}{W_{IK}} = \frac{10^3 * 84,8}{4209,2} = 20,1 \text{ МПа}$$

$$\tau_{m1} = \tau_{a1} = 20,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a1} = \frac{M_1 * 10^3}{W_1} + \frac{F_a}{A} = \frac{229,2 * 10^3}{4209,2} + \frac{2148,5}{962,1} = 56,7 \text{ МПа}$$

Концентратор напряжений – посадка с натягом, шероховатость посадочной поверхности $Ra=0,8$, поэтому принимаются:

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 2,4; \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 4,0; K_V = 1; K_{F\sigma} = 0,91; K_{F\tau} = 0,95$$

Коэффициенты снижения предела выносливости:

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						38
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(2,4 + \frac{1}{0,95} - 1 \right) / 1 = 2,45$$

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(4,0 + \frac{1}{0,91} - 1 \right) / 1 = 4,10$$

Предел выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{240}{2,45} = 98,0 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{4,10} = 100 \text{ МПа}$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}} = \frac{0,10}{2,45} = 0,041$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a1} + \psi_{\tau D} \tau_{m1}} = \frac{98,0}{(20,1 + 0,041 * 20,1)} = 4,7$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a1}} = \frac{100}{56,7} = 1,8$$

$$S_1 = \frac{S_{\tau} * S_{\sigma}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{4,7 * 1,8}{\sqrt{4,7^2 + 1,8^2}} = 1,7$$

Сечение 2-2:

$$\tau_{a2} = \frac{10^3 * T}{W_{2K}} = \frac{10^3 * 84,8}{3932} = 21,6 \text{ МПа}$$

$$\tau_{m2} = \tau_{a2} = 21,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a2} = \frac{M_2 * 10^3}{W_2} + \frac{F_a}{A} = \frac{265,7 * 10^3}{1966} + \frac{412,3}{602,9} = 34,1 \text{ МПа}$$

					ДМ МА/104-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		39

Концентратор напряжений – прямобоочный шлиц, наружная поверхность которого имеет шероховатость $Ra=0,8$ мкм, поэтому принимаются:

$$K_{\tau} = 2,65; K_{d\tau} = 0,77; K_{\sigma} = 1,7; K_{d\sigma} = 0,88; K_{F\tau} = 0,95; K_V = 1$$

Коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(\frac{2,65}{0,77} + \frac{1}{0,95} - 1 \right) / 1 = 3,49$$

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(\frac{1,7}{0,88} + \frac{1}{0,95} - 1 \right) / 1 = 1,98$$

Предел выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{240}{3,49} = 68,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{1,98} = 207,1 \text{ МПа}$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}} = \frac{0,10}{3,49} = 0,029$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a1} + \psi_{\tau D} \tau_{m2}} = \frac{68,8}{(21,6 + 0,028 * 21,6)} = 3,1$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a2}} = \frac{207,1}{34,1} = 6,1$$

$$S_2 = \frac{S_{\tau} * S_{\sigma}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{3,1 * 6,1}{\sqrt{3,1^2 + 6,1^2}} = 2,8$$

Сопротивление усталости вала обеспечено: во всех опасных сечениях $S \geq [S_T] = 1,7$.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		40

5.3 Расчет быстроходного вала

Расчет на статическую прочность проводился аналогично расчету тихоходного вала, расчет на сопротивление усталости не проводился. Результаты расчета представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 Результаты расчета

Вал	Минимальный S_T	Минимальный S	$[S_T]$	$[S]$
Тихоходный	4,9	2,3	2	2
Промежуточный	5,4	1,7	2	1,7
Быстроходный	11,7	Расчет не проводился	2	Расчет не проводился

6. Выбор смазочных материалов и систем смазывания

6.1 Смазывание передач

Для смазывания передачи применяется картерную систему, поскольку окружные скорости колес не превышают значения 12,5 м/с. В корпус масло заливается так, чтобы венцы зубчатых колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса.

Выбор масла:

$\sigma_H < 600$ МПа и $v = 4$ м/с, поэтому для смазывания передачи необходима смазка с вязкостью 28 мм²/с. Для смазки редуктора применяется масло И-Г-А-32 ГОСТ 20799-88 [1, с.198]. Перед испытанием в редуктор необходимо залить масло И-Г-А-32 в объеме 7 л. Замену смазочного материала производят примерно через 1000 ч работы.

6.2 Смазывание подшипников

Подшипники смазываются тем же маслом, что и детали передач. При картерном смазывании передач подшипники смазываются брызгами масла. Вследствие вращения колес брызгами масла покрыты все детали передачи и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипник и смазывает его.

6.3 Смазочные устройства

Для замены масла в корпусе предусматриваем сливное отверстие, закрываемое пробкой с конической резьбой К1/2. Коническая резьба создает герметичное соединение, и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют. Для наблюдения за уровнем масла устанавливается фонарный маслоуказатель с глазком из прозрачной пластмассы.

При длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса, что при интенсивном тепловыделении приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщаем с внешней средой путем установки отдушины в верхней части крышки

					<i>ДМ МА/04-1093.00.00</i>	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		42

корпуса редуктора. Также отдушина используется в качестве пробки, закрывающей отверстие для заливки масла.

6.4 Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги. Для этих целей применяются манжетные уплотнения. Манжета устанавливается открытой стороной внутрь корпуса, что способствует удержанию смазочного материала в подшипниковом узле.

Манжетные уплотнения выбираются в соответствии с диаметрами валов.

					<i>ДМ МА/04-1093.00.00</i>	<i>Лист</i>
						43
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

7. Расчет муфт

7.1 Подбор упругой муфты

Для передачи вращающего момента с вала электродвигателя на быстроходный вал редуктора используется муфта с упругой торообразной оболочкой, у которой упругий элемент выполнен в виде внутреннего тора. Данная муфта имеет хорошие компенсирующие свойства, малые габариты и пространство внутри, необходимое для осевого крепления полумуфт на концах валов.

Исходные данные:

$d=25$ мм – номинальный диаметр быстроходного конца вала; $d_1 = 32$ мм – диаметр вала электродвигателя; $T=37,6$ Н*М – вращающий момент на быстроходном валу.

По данным параметрам выбрана муфта 2ПС-250-32-1-25-2У2 ГОСТ Р 50896-96 [2, с.290]

7.2 Расчет и конструирование комбинированной муфты

Для передачи вращающего момента с тихоходного вала редуктора потребителю механической энергии используется комбинированная муфта. Комбинированная муфта состоит из трех полумуфт, одна из которых – полумуфта муфты упругой втулочно-пальцевой.

Исходные данные:

$d=48$ мм – диаметр конца тихоходного вала; $T_K=1,2*704,5=845$ Н*М – вращающий момент на тихоходном валу; $n = 50$ об/мин – частота вращения тихоходного вала.

Поскольку данная полумуфта стандартизована, то ее параметры выбираются из списка стандартных [2, с.293].

Выбрана полумуфта с параметрами:

					<i>ДМ МА/04-1093.00.00</i>	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		44

$T=1000 \text{ Н*М}$ – номинальный крутящий момент; $d=45$ – внутренний диаметр муфты;
 $D=220 \text{ мм}$ – диаметр муфты; $L=170 \text{ мм}$ – длина муфты; $l=82 \text{ мм}$ – длина шлица муф-
 ты; $n_{\max}=3000 \text{ об/мин}$.

Принимаются:

$d_0=35 \text{ мм}$; $d_{\Pi}=24 \text{ мм}$; $l_{BT}=36 \text{ мм}$

$D_0=D-(1,5 \dots 1,6)d_0=190-(1,5 \dots 1,6)*35=135,5 \dots 134 \text{ мм}$;

Принимается: $D_0=134 \text{ мм}$; $z=6$; $c=5 \text{ мм}$

Проверочный расчет упругой полумуфты

Расчет:

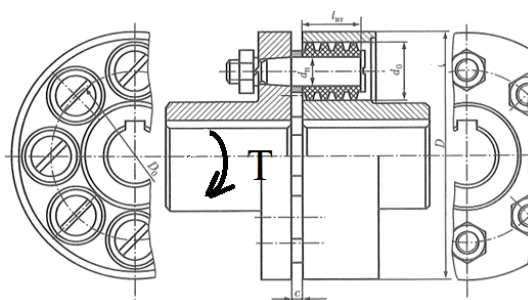


Рис. 7.1 Расчетная схема упругой полумуфты

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_K}{z \cdot D_0 \cdot d_{\Pi} \cdot l_{BT}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 845}{6 \cdot 134 \cdot 24 \cdot 36} = 1,95 \text{ МПа} < [\sigma]_{CM} = 2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{II} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot (0,5 \cdot l_{BT} + c)}{z \cdot D_0 \cdot 0,1 \cdot d_{\Pi}^3} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 845 \cdot (0,5 \cdot 36 + 5)}{6 \cdot 134 \cdot 0,1 \cdot 24^3} = 35,0 \text{ МПа} < [\sigma]_{II} = 200 \text{ МПа}$$

Для конструирования принимаются предварительно выбранные параметры упругой полумуфты.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		45

Расчет предохранительной полумуфты

Расчет момента срабатывания

Исходные данные:

$$P_{\text{эд}}=4 \text{ кВт}; n_{\text{эд}}=950 \text{ об/мин}; \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 2; \frac{T_{\text{мах}}}{T_{\text{ном}}} = 2,2$$

Расчет:

$$T_{\text{эд}} = 9550 * \frac{P_{\text{эд}}}{n_{\text{эд}}} = 9550 * \frac{4}{950} = 40,2 \text{ Н*М} \quad T_{\text{пуск.эд}} = T_{\text{эд}} * \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 40,2 * 2 = 80,4 \text{ Н*М}$$

$$T_{\text{в.м.п.п.эд.}} = T_{\text{пуск.эд}} * U * \eta = 80,4 * 19 * 0,97^2 * 0,98 = 1408,6 \text{ Н*М}$$

$$T_{\text{сраб.}} = T_{\text{эд}} * U * \eta * \frac{\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} + \frac{T_{\text{мах}}}{T_{\text{ном}}}}{2} = 40,2 * 19 * 0,98 * 0,97^2 = 1479 \text{ Н*М} <$$

$$< 1,2 * T_{\text{в.м.п.п.эд.}} = 1,2 * 1408,6 = 1690 \text{ Н*М}, \text{ поэтому принимается } T_{\text{сраб}} = 1690 \text{ Н*М.}$$

Расчет диаметра штифта

Исходные данные:

$$\sigma_{\text{бр}} = 900 \text{ МПа}; c=0,75$$

Расчет:

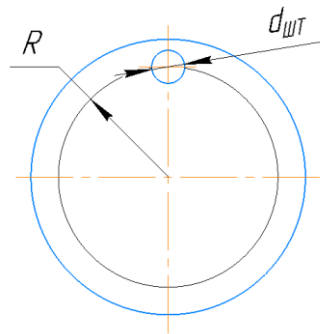


Рис. 7.2 Расчетная схема для диаметра штифта

$$\tau_{\text{бр.ср}} = c * \sigma_{\text{бр}} = 0,75 * 900 = 675 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{бр.ср}} * \frac{\pi * d_{\text{шт}}^2}{4} * R * \frac{z}{k} = T_{\text{сраб}} * 10^3 \rightarrow d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{10^3 * T_{\text{сраб}} * k * 4}{\pi * R * z * \tau_{\text{бр.ср}}}} = \sqrt{\frac{10^3 * 1690 * 1 * 4}{\pi * 675 * 1 * 70}} = 6,7 \text{ мм.}$$

Принимается $d_{\text{шт}}=6 \text{ мм.}$

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		46

$$R = \frac{T_{CPAB} * 10^3 * k * 4}{z * \pi * d_{III}^2 * \tau_{BP.CP}} = \frac{1690 * 10^3 * 1 * 4}{1 * \pi * 36 * 675} = 89 \text{ мм.}$$

По полученным данным конструируется предохранительная полумуфта.

8. Проектирование рамы

Для установки привода на пол цеха необходимо спроектировать сварную раму. Для этого сначала строятся опорные поверхности электродвигателя и редуктора, затем графически определяются габаритные размеры рамы, по которым выбирается номер швеллера из ряда стандартных по ГОСТ8240-89. После чего прорабатывается конструкция рамы, которая должна быть простой в сборке и иметь наименьшее количество сварных соединений.

Расчет:

$L=700$ мм, $H= (0,08...0,01)*L=(0,08...0,01)*700=56...70$ мм. Для того, чтобы можно было разместить опорные пластины на полке швеллера принимается швеллер №12 ГОСТ8240-89 [2, с.7].

					<i>ДМ МА/04-1093.00.00</i>	Лист
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		47

Заклучение

В ходе выполнения курсового проекта был разработан и спроектирован привод индивидуальный. Разработана конструкторская документация привода:

- чертеж общего вида редуктора (на стадии эскизного проекта);
- сборочный чертеж редуктора (на стадии технического проекта);
- рабочие чертежи деталей редуктора (тихоходный вал, цилиндрическое колесо);
- сборочный чертеж комбинированной муфты;
- сборочный чертеж сварной рамы;
- чертеж общего вида привода;
- расчетно-пояснительная записка и спецификации.

Основные параметры привода:

-двигатель трехфазный асинхронный АИР112М6 мощностью 4 кВт, асинхронная частота вращения 950 об/мин;

-передаточное число редуктора $U_{ред}=19,313$;

-вращающий момент с выходного вала редуктора на потребитель передается через комбинированную муфту, момент срабатывания которой $T_{срАБ}=1690 \text{ Н*М}$.

					ДМ МА/04-1093.00.00	Лист
						48
Изм	Лист	№ Докум.	Подп.	Дата		

Список использованных источников

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. - М.: Издательский центр «Академия», 2006.
2. Атлас конструкций и деталей машин: Учебное пособие /Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.К. Ганулич и др.; под ред. О.А. Ряховского. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.
3. Варламова Л.П., Методические указания по расчету и конструированию предохранительного устройства приводов в виде срезного штифта М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011.

					<i>ДМ МА/04–1093.00.00</i>	<i>Лист</i>
						49
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ РАСЧЕТ ПРОЕКТНЫЙ
 Зубчатые цилиндрические двухступенчатые
 По соосной схеме внутреннего зацепления косозубые двухпоточные

ПРОГРАММА N 50

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Вращающий момент на тихоходном валу, Н.м	704.5	
Частота вращения тихоходного вала, об/мин	50.0	
Ресурс, час	10000.	
Режим нагружения	2.	
Передаточное отношение редуктора	19.00	
Коэффициент ширины венца	.315	
Степень точности	8.	
Коэффициент запаса по изгибной прочности	2.20	
Твердость поверхности зубьев Шестерни, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Колеса, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Минимальное допустимое число зубьев Шестерни	12.	
Отношение передаточных чисел ступеней	.00	ВАРЬИРУЕТСЯ
Угол наклона зубьев, град	15.000	

ПРОГРАММА N 50 ИМЯ ФАЙЛА ДАННЫХ:rk9-64b

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ РАСЧЕТ ПРОЕКТНЫЙ
 Зубчатые цилиндрические двухступенчатые
 По соосной схеме внутреннего зацепления косозубые двухпоточные
 ПАРАМЕТРЫ ДЛЯ ВЫБОРА ВАРИАНТА

В а р	Твердости, HRCэ		Козф. ширин венца	Отнош перед чисел ступе	Межосе- вое рас стояние мм	Диаметр впадин Б-Шестер ни, мм	Диаметры вершин Колес, мм		Массы кг	
	Шест.	Колес					Т-ступень	Б-ступень	механ.	колес
1	28.5	24.8	.315	.70	120.00	47.68	295.96	191.57	70.	19.1
2	28.5	24.8	.315	1.00	110.00	37.50	283.72	181.75	67.	17.2
3	28.5	24.8	.315	1.30	130.00	37.62	350.27	221.38	89.	29.9
4	49.0	28.5	.315	.70	95.00	36.17	233.55	153.08	50.	9.6
5	49.0	28.5	.315	1.00	105.00	35.72	270.77	173.53	61.	14.2
6	49.0	28.5	.315	1.30	105.00	31.51	283.19	177.74	64.	13.8
7	59.0	59.0	.315	.70	85.00	33.68	205.32	135.57	42.	6.7
8	59.0	59.0	.315	1.00	85.00	28.41	218.19	140.84	44.	7.6
9	59.0	59.0	.315	1.30	85.00	24.58	229.06	144.67	46.	8.5

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ

РАСЧЕТ ПРОЕКТНЫЙ

Зубчатые цилиндрические двухступенчатые

По соосной схеме внутреннего зацепления косозубые двухпоточные

Вариант 4

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Характеристика механизма

Передаточное отношение механизма	19.313
Вращающий момент на Быстроходном валу, Н.м	37.6
Тихоходном валу, Н.м	704.5
Частота вращения Быстроходного вала, об/мин	965.6
Тихоходного вала, об/мин	50.0
Масса Механизма, кг	49.7
Колес, кг	9.56
Степень точности	8.

Ступень	Тихоходная	Быстроходная
Передаточное число	5.136	3.760
Коэффициент ширины венца315	.200
Межосевое расстояние, мм	95.000	95.000
Угол зацепления, град	21.876	21.177
Угол наклона зубьев, град	15.000	20.037
Модуль зацепления (нормальный), мм	2.000	1.500
Силы в зацеплении, Н:		
Окружная (суммарная для шеврона)	3284.6	1025.8
Радialная (суммарная для шеврона)	1318.8	397.4
Осевая	880.1	374.1
Вращающий момент на Шестерне, Н.м	77.0	37.6
Контактные напряжения, МПа:		
при номинальной нагрузке:		
расчетные	577.7	529.3
допускаемые	637.0	594.6
при максимальной нагрузке:		
расчетные	856.8	785.0
допускаемые	1960.0	1960.0

Ступень	Тихоходная		Быстроходная	
Параметры зубчатого Колеса	Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
Число зубьев	22.	113.	25.	94.
Коэффициент смещения исходного контура500	.906	.000	.000
Диаметры, мм:				
Делительный	45.552	233.972	39.916	150.084
Начальный	45.934	235.934	39.916	150.084
Вершин	51.507	233.552	42.916	153.084
Впадин	42.552	242.358	36.166	146.334
Ширина зубчатого венца, мм	33.0	30.0	21.0	19.0
Твердость поверхности зубьев, HRCэ	49.0	28.5	49.0	28.5
Напряжения изгиба, МПа:				
при номинальной нагрузке:				
расчетные	189.2	215.4	127.5	134.2
допускаемые	231.0	214.8	239.8	224.8
при максимальной нагрузке:				
расчетные	416.3	473.8	280.5	295.2
допускаемые	1343.2	998.9	1343.5	1007.7

ПРОГРАММА N 50

ИМЯ ФАЙЛА ДАННЫХ:rk9-64b