


Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 А.Е. Митяев
подпись
« 18 » 06 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА


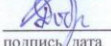
15.03.03 Прикладная механика

**Расчет на прочность элементов конструкции соосного
цилиндрического двухступенчатого редуктора**

Пояснительная записка

Руководитель

Выпускник


подпись, дата

подпись, дата

доцент, к.т.н.
должность, ученая степень

А.В. Колотов

Д.А. Добривечер

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ А.Е. Митяев
подпись
« ____ » _____ 2017г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.03 Прикладная механика

**Расчет на прочность элементов конструкции соосного
цилиндрического двухступенчатого редуктора**

Пояснительная записка

Руководитель

подпись, дата

доцент, к.т.н.
должность, ученая степень

А.В. Колотов

Выпускник

подпись, дата

Д.А. Добривечер

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Прикладная механика»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
_____ А.Е. Митяев

(подпись)

« ____ » _____ 2017 г

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы**

Студенту Добривечер Дмитрию Александровичу

Группа МТ 13-05Б Направление (специальность) 15.03.03

«Прикладная механика»

Тема выпускной квалификационной работы: Расчет на прочность элементов соосного цилиндрического двухступенчатого редуктора

Утверждена приказом по университету № 17812/с от 30 декабря 2016

Руководитель ВКР А.В. Колотов доцент, к.т.н.

Исходные данные для ВКР

Сведения о геометрии рассчитываемой конструкции, характеристики ее материала, а также значения прилагаемых к ней сил и нагрузок

Перечень разделов ВКР

- 1) Конструкторский раздел*
- 2) Расчет в ANSYS методом конечных элементов*

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов, слайдов:

- 1) Сетка конечных элементов*
- 2) Граничные условия и способ нагружения*
- 3) Определение напряжений и деформаций соосной цилиндрической двухступенчатой передачи*
- 5) Выводы*

Руководитель ВКР

(подпись)

А.В. Колотов

Задание принял к исполнению

(подпись)

Д.А. Добривечер

« ____ » _____ 2017 г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК
выполнения этапов ВКР

Наименование и содержание этапа	Срок выполнения	Примечание
1 Прохождение преддипломной практики	24.04.2017 – 04.06.2017	
2 Анализ собранных материалов	05.06.2017 – 09.06.2017	
3 Работа над теоретической частью проекта	10.06.2017 – 13.06.2017	
4 Работа над практической частью работы	14.06.2017 – 18.06.2017	
5 Оформление графической части работы	19.06.2017 – 21.06.2017	
6 Оформление пояснительной записки	22.06.2017	

Руководитель выпускной
квалификационной работы
« ___ » _____ 2017 г.

_____ А.В. Колотов

Студент МТ 13-05Б
« ___ » _____ 2017 г.

_____ Д.А. Добривечер

СОДЕРЖАНИЕ

Реферат	4
Введение.....	5
1 Конструкторский раздел.....	6
1.1 Кинематический расчёт привода.....	6
1.2 Проектирование и расчёт быстроходной цилиндрической передачи.....	9
1.2.1 Проектный расчёт	9
1.2.2 Проверочный расчёт.....	16
1.3 Проектирование и расчёт тихоходной цилиндрической передачи	17
1.3.1 Проектный расчёт	17
1.3.2 Проверочный расчёт.....	23
1.4 Проектирование и расчёт открытой цепной передачи	25
1.4.1 Проектный расчёт	25
1.4.2 Проверочный расчёт.....	28
1.5 Предварительный расчёт валов и выбор подшипников	29
1.5.1 Быстроходный вал	29
1.5.2 Промежуточный вал	31
1.5.3 Тихоходный вал	32
1.6 Схема нагружения валов.....	34
1.7 Проектирование и расчёт валов редуктора на опорах качения	36
1.7.1.1 Расчёт реакций в опорах	36
1.7.1.2 Расчёт моментов	36
1.7.1.3 Построение эпюр моментов.....	38
1.7.1.4 Проверка грузоподъёмности подшипников.....	39
1.7.2 Промежуточный вал	40
1.7.2.1 Расчёт реакций в опорах	40
1.7.2.2 Расчёт моментов	42
1.7.2.3 Построение эпюр моментов.....	44
1.7.2.4 Проверка грузоподъёмности подшипников.....	45
1.7.3 Тихоходный вал	47
1.7.3.1 Расчёт реакций в опорах	47
1.7.3.2 Расчёт моментов	48
1.7.3.3 Построение эпюр моментов.....	50
1.7.3.4 Проверка грузоподъёмности подшипников.....	51

					БР - 15.03.03 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	Расчет на прочность элементов конструкции соосного цилиндрического	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>	<i>Добригечер</i>	<i>Колотов</i>				2	6а	
<i>Пров.</i>					СФУ ПИ МТ13-			
<i>Н.контр.</i>	<i>Колотов</i>							
<i>Утв.</i>	<i>Митяев А.Е.</i>							

1.8	Проверка прочности шпоночных и шлицевого соединений.....	52
1.8.1	Колесо быстроходной цилиндрической передачи	52
1.8.2	Колесо тихоходной цилиндрической передачи.....	53
1.8.3	Ведущая звёздочка открытой цепной передачи	54
1.9	Проектирование корпуса редуктора	54
1.10	Выбор сорта масла	55
1.11	Выбор муфты.....	56
2	Расчёт в ANSYS методом конечных элементов	58
2.1	Описание программного комплекса ANSYS	58
2.2	Расчет МКЭ в ANSYS	59
2.3	Граничные условия 3Dмодели в ANSYS	60
2.4	Сетка конечных элементов 3D модели соосной цилиндрической двухступенчатой передачи.....	61
2.5	Определение деформаций соосной цилиндрической двухступенчатой передачи.....	61
2.6	Определение напряжений соосной цилиндрической двухступенчатой передачи.....	62
	Заключение	65
	Список использованных источников	66

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Расчет на прочность элементов конструкции соосного цилиндрического двухступенчатого редуктора» содержит 66 страниц текстового документа, 14 иллюстраций, 1 таблицу, 113 формул, 14 использованных источников.

СООСНЫЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ РЕДУКТОР, ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, НАПРЯЖЕНИЕ, ДЕФОРМАЦИЯ, 3D – МОДЕЛЬ, ANSYS.

Объект исследования – зубчатые колеса ЦЗП.

Цель исследования:

Расчет на прочность элементов конструкции соосного цилиндрического двухступенчатого редуктора при помощи программного комплекса универсальной программной системы конечно-элементного (МКЭ) анализа ANSYS.

Задачи исследования:

- Построить объемную 3D – модель соосного цилиндрического двухступенчатого редуктора в SOLIDWORKS;
- При помощи ANSYS выполнить статический расчет деформаций колес ЦЗП;
- При помощи ANSYS выполнить статический расчет напряжений колес ЦЗП;

В результате проведения исследования были определены значения напряжений и деформаций зубчатых колес, места концентрации напряжений, а также деформации зубчатых колес и валов.

В итоге по заданным характеристикам был спроектирован соосный цилиндрический двухступенчатый редуктор, а также средствами пакета SOLIDWORKS создана 3D – модель. Рассчитаны величины напряжений и деформаций.

					<i>БР - 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		4

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение – важная отрасль народного хозяйства, определяющая тем самым состояние всего производства в целом.

В СССР существовала мощная машиностроительная индустрия. В настоящее время машиностроение находится в глубоком кризисе, в связи с проводимой политикой в нашем государстве. Так как раньше осуществлялось централизованное планирование производства и распределение товаров, то у предприятий не возникало вопросов о том, что производить, в каких количествах и куда поставлять. В настоящее время, в условиях постоянно меняющейся рыночной ситуации, предприятиям приходится ориентироваться на спрос и предложения. В основном предприятия были ориентированы на массовое и крупносерийное производство, при которых были большие объемы производства, но при создающихся рыночных условиях, когда платежеспособность населения упала, и появилась конкурентоспособная продукция других стран производителей, они не могут соответствовать реальным условиям.

Морально и физически устаревшее оборудование, и отсутствие притока молодых и свежих кадров должно заставить пересмотреть действия, проводимые в отношении всего машиностроения в целом.

В настоящей работе на основе исходных данных и кинематической схемы привода ленточного транспортера рассматриваются такие вопросы как

- Конструирование двухступенчатого цилиндрического соосного зубчатого редуктора и привода ленточного транспортера на его основе;
- Создание технологического процесса сборки редуктора и привода;
- Создание технологического процесса механической обработки корпуса редуктора;
- Формирование маршрутных и операционных технологических процессов механической обработки корпуса двухступенчатого цилиндрического соосного зубчатого редуктора.

После выполнения расчета редуктора были поставлены следующие задачи:

- 1) Построить 3D – модель цилиндрической зубчатой передачи в SOLIDWORKS;
- 2) При помощи ANSYS выполнить статический расчет деформаций колес ЦЗП;
- 3) При помощи ANSYS выполнить статический расчет напряжений колес ЦЗП;

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		5

1 Конструкторский раздел

Требуется спроектировать привод ленточного транспортера (рис.1.1): привод состоит из электродвигателя, двухступенчатого цилиндрического соосного зубчатого редуктора и цепной передачи.

Исходные данные на проектирование привода:

- мощность на выходном валу $P_{\text{вых.}}=2,8\text{кВт}$;
- угловая скорость $\omega=2,5\text{с}^{-1}$;
- срок службы $L_n=3,5\text{тыс. часов}$.

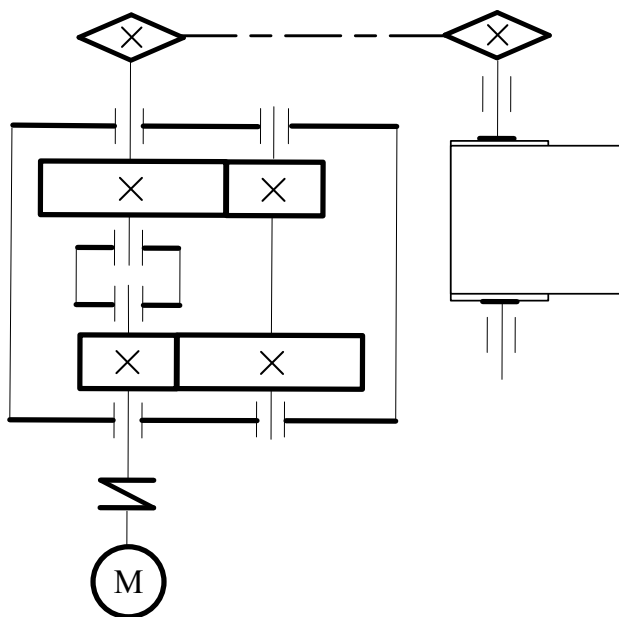


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода

1.1 Кинематический расчёт привода

Определим требуемую мощность двигателя

$$P_{\text{треб.}} = \frac{P_{\text{вых.}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.1)$$

где $\eta_{\text{общ.}}$ – общий коэффициент полезного действия (далее КПД) привода, определяемый по формуле (1.2)

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{подш.}}^4 \cdot \eta_{\text{муфты}}, \quad (1.2)$$

где η_1 – КПД быстроходной цилиндрической передачи;

η_2 – КПД тихоходной цилиндрической передачи;

η_3 – КПД открытой цепной передачи;

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						6
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

$\eta_{\text{подш}}$ – КПД одной пары подшипников;

$\eta_{\text{муфты}}$ – КПД муфты.

По табл. 1.1 [1] примем следующие значения КПД:

– для быстроходной цилиндрической передачи, $\eta_1 = 0,975$;

– для тихоходной цилиндрической передачи, $\eta_2 = 0,975$;

– для открытой цепной передачи: $\eta_3 = 0,925$;

– для одной пары подшипников $\eta_{\text{подш.}} = 0,99$;

– для муфты: $\eta_{\text{муфты}} = 0,98$.

Вычисляем общий КПД привода по формуле 1.2

$$\eta_{\text{общ}} = 0,975 \cdot 0,975 \cdot 0,925 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98 = 0,828.$$

Подставляем полученные данные в формулу 1.1

$$P_{\text{треб.}} = \frac{2,8}{0,828} = 3,382 \text{ кВт.}$$

По величине требуемой мощности из таблицы 24.7 [1] выбираем электродвигатель АИР100L4 (исполнение ИМ1081), с синхронной частотой вращения 1500 об/мин. Номинальная мощность двигателя – $P_{\text{двиг.}} = 4$ кВт. Номинальная частота вращения двигателя с учётом скольжения $n_{\text{двиг.}} = 1410$ об/мин.

Угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{\text{двиг.}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{двиг.}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1410}{30} = 147,655 \text{ рад/с.} \quad (1.3)$$

Общее передаточное отношение привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{\omega_{\text{двиг.}}}{\omega_{\text{вых.}}} = \frac{147,655}{2,5} = 59,062 \quad (1.4)$$

Примем для цепной передачи, не входящей в состав редуктора, значение передаточного числа из рекомендуемого диапазона [1, табл. 1.2]

$$u_3 = 3$$

Тогда суммарное передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред.}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_3} = \frac{59,062}{3} = 19,687 \quad (1.5)$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						7
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

По формулам из таблицы 1.3 [1] для двухступенчатого соосного редуктора для тихоходной передачи получаем передаточное число

$$u_2 = 0,9 \cdot \sqrt{u_{\text{ред.}}} = 0,9 \cdot \sqrt{19,687} = 4,03, \text{ принимаем } u_2 = 4,03 \quad (1.6)$$

Тогда передаточное число для быстроходной цилиндрической передачи

$$u_1 = \frac{u_{\text{ред.}}}{u_2} = \frac{19,687}{4,03} = 4,885, \text{ принимаем } u_1 = 4,47. \quad (1.7)$$

Уточним передаточное число цепной передачи u_3

$$u_3 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1 \cdot u_2} = \frac{59,062}{4,47 \cdot 4,03} = 3,279, \text{ принимаем } u_{\text{цеп}} = 3,28. \quad (1.8)$$

Таким образом фактическое передаточное отношение привода

$$u_{\text{ф}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 = 4,47 \cdot 4,03 \cdot 3,28 = 59,086. \quad (1.9)$$

Отклонение расчётного общего передаточного отношения $u_{\text{общ}}$ от фактического $u_{\text{ф}}$

$$\Delta u = \frac{|u_{\text{общ}} - u_{\text{ф}}|}{u_{\text{ф}}} \cdot 100\% = \frac{|59,062 - 59,086|}{59,086} \cdot 100\% = 0,406\% < 3\%, \quad (1.10)$$

Расчитанные частоты и угловые скорости вращения валов сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Кинематические параметры привода

Вал	Частота вращения, об./мин	Угловая скорость, рад/с.
Быстроходный вал	$n_1 = n_{\text{двиг.}} = 1410$	$\omega_1 = \omega_{\text{двиг.}} = 147,655$
Промежуточный вал	$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1410}{4,47} = 315,436$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{147,655}{4,47} = 33,032$
Тихоходный вал	$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{315,436}{4,03} = 78,272$	$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{33,032}{4,03} = 8,197$
4-ый вал	$n_4 = \frac{n_3}{u_3} = \frac{78,272}{3,28} = 23,863$	$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_3} = \frac{8,197}{3,28} = 2,499$

Определим мощности на валах привода

$$P_1 = P_{\text{треб.}} \cdot \eta_{\text{подш.}} \cdot \eta_{\text{муфты}} = 3,382 \cdot 10^3 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 3,281 \text{ кВт}; \quad (1.11)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{подш.}} = 3281,216 \cdot 0,975 \cdot 0,99 = 3167,194 \text{ Вт} = 3,167 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{подш.}} = 3167,194 \cdot 0,975 \cdot 0,99 = 3057,134 \text{ Вт} = 3,057 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_{\text{подш.}} = 3057,134 \cdot 0,925 \cdot 0,99 = 2856,705 \text{ Вт} = 2,857 \text{ кВт};$$

Вращающие моменты на валах

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3281,216 \cdot 10^3}{147,655} = 22222,18 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 22,222 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.12)$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3167,194 \cdot 10^3}{33,032} = 95882,599 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 95,883 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{3057,134 \cdot 10^3}{8,197} = 372957,667 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 372,958 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{2856,705 \cdot 10^3}{2,499} = 1143139,256 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 1143,139 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1.2 Проектирование и расчёт быстроходной цилиндрической передачи

1.2.1 Проектный расчёт

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками (см. табл. 2.1–2.3 [1]):

– для шестерни: сталь 40ХН; термическая обработка: улучшение; твердостьНВ 300;

– для колеса: сталь 40ХН; термическая обработка: улучшение; твердостьНВ 260;

Допустимые контактные напряжения [1, стр. 13]

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H}, \quad (1.13)$$

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
						9
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

где $\sigma_{H \text{ lim}}$ – величина допускаемых контактных напряжений при базовом числе циклов нагружения;

$S_H = 1,2$ – коэффициент безопасности;

$Z_N = 1$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

$Z_R = 0,9$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряжённых поверхностей зубьев;

$Z_v = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости.

Для сталей с твердостью поверхностей зубьев менее HB 350 согласно таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2 [1] имеем

$$\sigma_{H \text{ lim } b} = 2 \cdot HB + 70. \quad (1.14)$$

$$\sigma_{H \text{ lim(шестерня)}} = 2 \cdot 300 + 70 = 670 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim(колесо)}} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа};$$

Допустимые контактные напряжения

$$\text{для шестерни } [\sigma]_{H1} = \frac{670 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,2} = 502,5 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma]_{H2} = \frac{590 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,2} = 442,5 \text{ МПа};$$

Для косозубых колес расчетное допустимое контактное напряжение находим по формуле [1, стр. 14]

$$[\sigma]_H = \sqrt{0,5 \cdot ([\sigma]_{H1}^2 + [\sigma]_{H2}^2)} \quad (1.15)$$

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = \sqrt{0,5 \cdot (502,5^2 + 442,5^2)} = 473,451 \text{ МПа}.$$

Требуемое условие выполнено

$$[\sigma]_H = 473,451 \text{ МПа} < 1,25 \cdot [\sigma]_{H2} = 1,25 \cdot 442,5 = 553,125 \text{ МПа}.$$

Допустимые напряжения изгиба [1, стр. 15]

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}, \quad (1.16)$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						10
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

где $\sigma_{F \text{ lim}}$ – величина допускаемых напряжений изгиба при базовом числе циклов нагружения;

$S_F = 1,7$ – коэффициент безопасности;

$Y_N = 1$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

$Y_R = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, переходной поверхности между зубьями;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При нереверсивной нагрузке для материалов шестерни и колеса [1, стр. 16] принимают $Y_A = 1$

По таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2 [1] имеем

$$\sigma_{F \text{ lim(шестерня)}} = 540 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim(колесо)}} = 468 \text{ МПа};$$

Допустимые напряжения изгиба

$$\text{для шестерни } [\sigma]_{F1} = \frac{540 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 317,647 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma]_{F2} = \frac{468 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 275,294 \text{ МПа};$$

Межосевое расстояния (стр. 18 [1])

$$a_w = K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\Psi_{ba} \cdot u_1^2 \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (1.17)$$

где $K_a = 43$ – для косозубой передачи, для несимметрично расположенной цилиндрической передачи выбираем $\Psi_{ba} = 0,315$;

K_H – коэффициент нагрузки в расчётах на контактную прочность

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (1.18)$$

здесь $K_{Hv} = 1,05$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения (выбирается по табл. 2.6 [1]);

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, обусловливаемую погрешностями

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						11
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

изготовления (погрешностями направления зуба) и упругими деформациями валов, подшипников. Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^{\circ} - 1) \cdot K_{H\omega} \quad (1.19)$$

Зубья зубчатых колёс могут прирабатываться, в результате повышенного местного изнашивания распределение нагрузки становится более равномерным. Для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы $K_{H\beta}^{\circ}$ предварительно вычисляем ориентировочное значение коэффициента Ψ_{bd}

$$\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u_1 + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (4,47 + 1) = 0,862 \quad (1.20)$$

По таблице 2.7 [1] $K_{H\beta}^{\circ} = 1,129$. $K_{H\omega} = 0,275$ – коэффициент, учитывающий приработку зубьев (табл. 2.8 [1]). Тогда

$$K_{H\beta} = 1 + (1,129 - 1) \cdot 0,275 = 1,035$$

Коэффициент $K_{H\alpha}$ определяют по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^{\circ} - 1) \cdot K_{H\omega}, \quad (1.21)$$

где $K_{H\alpha}^{\circ}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями. В связи с погрешностями изготовления (погрешность шага зацепления и направления зуба) определяют в зависимости от степени точности по нормам плавности для косозубой передачи и для данного типа сталей колёс

$$K_{H\alpha}^{\circ} = 1 + 0,25 \cdot (n_{ст} - 5) = 1 + 0,25 \cdot (9 - 5) = 2,$$

Так как значение получилось больше чем 1,6, то принимаем $K_{H\alpha}^{\circ} = 1,6$,

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,6 - 1) \cdot 0,275 = 1,165.$$

В итоге получаем

$$K_H = 1,05 \cdot 1,035 \cdot 1,165 = 1,266.$$

Тогда

$$a_{\omega} = 43 \cdot (4,47 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,266 \cdot 95882,599}{0,315 \cdot 4,47^2 \cdot 473,451^2}} = 103,838 \text{ мм.}$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						12
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

Принимаем ближайшее значение a_{ω} по стандартному ряду $a_{\omega} = 100$ мм.

Предварительные основные размеры колеса:

– делительный диаметр

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot u_1}{u_1 + 1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 4,47}{4,47 + 1} = 163,437 \text{ мм.} \quad (1.22)$$

– ширина

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_{\omega} = 0,315 \cdot 100 = 31,5 \text{ мм.} \quad (1.23)$$

Ширину колеса после вычисления округляем в ближайшую сторону до стандартного числа (см. табл. 24.1 [1]) $b_2 = 32$ мм.

Максимально допустимый модуль m_{\max} , мм, определяют из условия неподрезания зубьев у основания

$$m_{\max} \approx \frac{2 \cdot a_{\omega}}{17 \cdot (u_1 + 1)} = \frac{2 \cdot 100}{17 \cdot (4,47 + 1)} = 2,151 \text{ мм.} \quad (1.24)$$

Минимально допустимый модуль m_{\min} , мм, определяют из условия прочности

$$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_1 \cdot (u_1 + 1)}{a_{\omega} \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F}, \quad (1.25)$$

где $K_m = 2,8 \cdot 10^3$ – для косозубых передач;

$[\sigma]_F$ – наименьшее из значений $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

Коэффициент нагрузки при расчёте по напряжениям изгиба

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (1.26)$$

здесь $K_{Fv} = 1,101$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, связанную прежде всего с ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Находится по табл. 2.9 [1] в зависимости от степени точности по нормам плавности, окружной скорости и твёрдости рабочих поверхностей.

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца, оценивают по формуле

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,129 = 1,106 \quad (1.27)$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						13
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,6$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями.

Тогда

$$K_F = 1,101 \cdot 1,106 \cdot 1,6 = 1,948.$$

$$m_{\min} = \frac{2,8 \cdot 10^3 \cdot 1,948 \cdot 22,222 \cdot (4,47 + 1)}{100 \cdot 32 \cdot 275,294} = 0,753 \text{ мм.}$$

Из полученного диапазона ($m_{\min} \dots m_{\max}$) модулей принимаем значение m , согласуя его со стандартным значением модуля $m = 2$.

Для косозубой передачи предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 14^\circ$.

Суммарное число зубьев

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos(\beta)}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos(14^\circ)}{2} = 97,03. \quad (1.28)$$

Полученное значение Z_Σ округляем в меньшую сторону до целого числа $Z_\Sigma = 97$. После этого определяется действительное значение угла β° наклона зубьев

$$\beta = \arccos\left(\frac{Z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{97 \cdot 2}{2 \cdot 100}\right) = 14,07^\circ. \quad (1.29)$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u_1 + 1} \geq z_{1\min} = 17 \cdot \cos^3(\beta) = 15,515 \approx 16. \quad (1.30)$$

$$z_1 = \frac{97}{4,47 + 1} = 17,733, \text{ принимаем } z_1 = 18$$

Коэффициент смещения $x_1 = 0$ при $z_1 \geq 17$.

Для колеса внешнего зацепления $x_2 = -x_1 = 0$.

Число зубьев колеса внешнего зацепления

$$z_2 = Z_\Sigma - z_1 = 97 - 18 = 79. \quad (1.31)$$

Фактическое передаточное число цилиндрической зубчатой передачи на быстроходной ступени определится как

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						14
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

$$u_{1\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{18} = 4,389. \quad (1.32)$$

Фактическое значение передаточного числа отличается на 1,8%, что не более, чем допустимые 3%.

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{0,5 \cdot m \cdot (z_2 + z_1)}{\cos\beta} = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot (79 + 18)}{\cos 14,07} = 100 \text{ мм.} \quad (1.33)$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{-(a_{\omega} - a)}{m} = \frac{-(100 - 100)}{2} = 0. \quad (1.34)$$

Диаметры колёс

– делительные диаметры

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos(\beta)} = \frac{18 \cdot 2}{\cos(14,07^\circ)} = 37,113 \text{ мм.} \quad (1.35)$$

$$d_2 = 2 \cdot a_{\omega} - d_1 = 2 \cdot 100 - 37,113 = 162,887 \text{ мм.} \quad (1.36)$$

– диаметры d_a и d_f окружностей вершин и впадин зубьев колёс внешнего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 37,113 + 2 \cdot 2 = 41,113 \text{ мм.} \quad (1.37)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 37,113 - 2,5 \cdot 2 = 32,113 \text{ мм.} \quad (1.38)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 162,887 + 2 \cdot 2 = 166,887 \text{ мм.} \quad (1.39)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 162,887 - 2,5 \cdot 2 = 157,887 \text{ мм.} \quad (1.40)$$

Окружная скорость

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_{\omega} \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cdot (u_1 + 1)} = \frac{2 \cdot 3,142 \cdot 100 \cdot 1410}{6 \cdot 10^4 \cdot (4,47 + 1)} = 2,7 \text{ м/с.} \quad (1.41)$$

По таблице 2.5 [1] выбираем 9^{-ю} степень точности.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		15

1.2.2 Проверочный расчёт

Расчётное значение контактного напряжения

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_\omega} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u_{1\phi} + 1)^3}{b_2 \cdot u_{1\phi}}} \leq [\sigma]_H \quad (1.42)$$

где $Z_\sigma = 8400$ – для косозубой передачи. Тогда

$$\sigma_H = \frac{8400}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,266 \cdot 22,222 \cdot (4,389 + 1)^3}{32 \cdot 4,389}} = 470,3 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 473,4 \text{ МПа.} \quad (1.43)$$

Фактическая недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{470,319 - 473,451}{473,451} \cdot 100\% = -0,662\%, \quad (1.44)$$

что меньше допустимых 13%.

Силы в зацеплении

$$\text{окружная } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 22222,18}{37,113} = 1197,542 \text{ Н;} \quad (1.45)$$

$$\text{радиальная } F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \text{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} = \frac{1197,542 \cdot \text{tg}(20^\circ)}{\cos(14,07^\circ)} = 449,35 \text{ Н;} \quad (1.46)$$

$$\text{осевая } F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \text{tg}(\beta) = 1197,542 \cdot \text{tg}(14,07^\circ) = 300,135 \text{ Н.} \quad (1.47)$$

Расчётное напряжение изгиба

$$\text{в зубьях колеса } \sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_{t2} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma]_{F2} \quad (1.48)$$

$$\text{в зубьях шестерни } \sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma]_{F1} \quad (1.49)$$

Значения коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от приведённого числа зубьев z_v и коэффициента смещения (2.10 [1]). Приведённые числа зубьев

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						16
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{18}{\cos^3(14,07^\circ)} = 19,722. \quad (1.50)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{79}{\cos^3(14,07^\circ)} = 86,559. \quad (1.51)$$

По табл. 2.10 [1] $Y_{FS1} = 4,1$; $Y_{FS2} = 3,597$.

Значение коэффициента Y_β , учитывающего угол наклона зуба, вычисляются по формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} = 1 - \frac{14,07}{100} = 0,859. \quad (1.52)$$

Для косозубой передачи значение коэффициента, учитывающего перекрытие зубьев $Y_e = 0,65$. Тогда

$$\sigma_{F2} = \frac{1,948 \cdot 1197,542 \cdot 3,597 \cdot 0,859 \cdot 0,65}{32 \cdot 2} = 73,206 \text{ МПа} \leq$$

$\leq [\sigma]_{F2} = 275,294 \text{ МПа}.$

$$\sigma_{F1} = \frac{73,206 \cdot 4,1}{3,597} = 83,443 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F1} = 317,647 \text{ МПа}.$$

1.3 Проектирование и расчёт тихоходной цилиндрической передачи

1.3.1 Проектный расчёт

Выбираем материалы со следующими механическими характеристиками (см. табл. 2.1–2.3 [1]):

– для шестерни: сталь 20ХН; термическая обработка: нитроцементация; твердость HRC 60;

– для колеса: сталь 20ХН; термическая обработка: поверхностная закалка с нагревом ТВЧ; твердость HRC 50.

Допустимые контактные напряжения определяем по формуле 1.13

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v}{S_H},$$

где S_H – коэффициент безопасности $S_H = 1,2$;

$Z_N = 1$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		17

$Z_R = 0,9$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряжённых поверхностей зубьев;

$Z_v = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости.

По таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2 [1] имеем:

– для материала шестерни с твердостью поверхностей зубьев более НВ 350 и термической обработкой – нитроцементация

$$\sigma_{H \text{ lim(шест.)}} = 23 \cdot \text{HRC}_1 = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}; \quad (1.53)$$

– для стали колеса с твердостью поверхностей зубьев более НВ 350 и термической обработкой – поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

$$\sigma_{H \text{ lim(кол.)}} = 17 \cdot \text{HRC}_2 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}, \quad (1.54)$$

Допустимые контактные напряжения:

$$\text{для шестерни } [\sigma]_{H1} = \frac{1380 \cdot 1,23 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,2} = 1273,05 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma]_{H2} = \frac{1050 \cdot 1,461 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,2} = 1150,538 \text{ МПа};$$

Для косозубых колес расчетное допустимое контактное напряжение находим по формуле на стр. 14 [1]

$$[\sigma]_H = \sqrt{0,5 \cdot ([\sigma]_{H1}^2 + [\sigma]_{H2}^2)}$$

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = \sqrt{0,5 \cdot (1273,05^2 + 1150,538^2)} = 1213,341 \text{ МПа}.$$

Требуемое условие выполнено

$$[\sigma]_H = 1213,341 \text{ МПа} < 1,25 \cdot [\sigma]_{H2} = 1,25 \cdot 1150,538 = 1438,172 \text{ МПа}.$$

Допустимые напряжения изгиба (стр. 15 [1])

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F},$$

По таблицам 2.1 и 2.2 гл. 2 [1] имеем

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						18
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

$$\sigma_{F \text{ lim(шестерня)}} = 950 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F \text{ lim(колесо)}} = 700 \text{ МПа},$$

где S_F – коэффициент безопасности $S_{F(\text{шестерни})} = 1,55$; $S_{F(\text{колеса})} = 1,7$;

$Y_N = 1$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

$Y_R = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, переходной поверхности между зубьями;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). При неререверсивной нагрузке для материалов шестерни и колеса (стр. 16 [1]) $Y_A = 1$.

Допустимые напряжения изгиба:

$$\text{для шестерни } [\sigma]_{F1} = \frac{950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,55} = 612,903 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma]_{F2} = \frac{700 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 411,765 \text{ МПа};$$

Межосевое расстояние (стр. 18 [1])

$$a_{\omega} = K_a \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_3}{\Psi_{ba} \cdot u_2^2 \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где $K_a = 43$ – для косозубой передачи, для несимметрично расположенной цилиндрической передачи выбираем $\Psi_{ba} = 0,315$;

K_H – коэффициент нагрузки в расчётах на контактную прочность

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha},$$

где $K_{Hv} = 1,01$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения (выбирается по табл. 2.6 [1]);

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, обусловливаемую погрешностями изготовления (погрешностями направления зуба) и упругими деформациями валов, подшипников. Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{H\omega}$$

Зубья зубчатых колёс могут прирабатываться в результате повышенного местного изнашивания распределение нагрузки становится

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		19

более равномерным. Для определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы $K_{H\beta}^{\circ}$ предварительно вычисляем ориентировочное значение коэффициента Ψ_{bd}

$$\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u_{цмл2} + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (4,03 + 1) = 0,792.$$

По таблице 2.7 [1] $K_{H\beta}^{\circ} = 1,277$. $K_{H\omega} = 0,71$ – коэффициент, учитывающий приработку зубьев (табл. 2.8 [1]). Тогда

$$K_{H\beta} = 1 + (1,277 - 1) \cdot 0,71 = 1,197.$$

Коэффициент $K_{H\alpha}$ определяют по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^{\circ} - 1) \cdot K_{H\omega}$$

$K_{H\alpha}^{\circ}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления (погрешность шага зацепления и направления зуба) определяют в зависимости от степени точности по нормам плавности для косозубой передачи и для данного типа сталей колёс

$$K_{H\alpha}^{\circ} = 1 + 0,15 \cdot (n_{ст} - 5) = 1 + 0,15 \cdot (9 - 5) = 1,6,$$

Так как значение получилось большим 1,6, то принимаем $K_{H\alpha}^{\circ} = 1,6$.

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,6 - 1) \cdot 0,71 = 1,426.$$

В итоге

$$K_H = 1,01 \cdot 1,197 \cdot 1,426 = 1,724.$$

Тогда

$$a_{\omega} = 43 \cdot (4,03 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,724 \cdot 372957,667}{0,315 \cdot 4,03^2 \cdot 1213,341^2}} = 95,237 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее значение a_{ω} по стандартному ряду $a_{\omega} = 100$ мм.

Предварительные основные размеры колеса:

– делительный диаметр

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						20
Изм.	Лис	№ докum.	Подпис	Дат		

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot u_2}{u_2 + 1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 4,03}{4,03 + 1} = 160,239 \text{ мм.}$$

– ширина

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_{\omega} = 0,315 \cdot 100 = 31,5 \text{ мм.}$$

Ширину колеса после вычисления округляем в ближайшую сторону до стандартного числа (см. табл. 24.1 [1]) $b_2 = 32 \text{ мм.}$

Максимально допустимый модуль m_{\max} , мм, определяют из условия неподрезания зубьев у основания

$$m_{\max} \approx \frac{2 \cdot a_{\omega}}{17 \cdot (u_2 + 1)} = \frac{2 \cdot 100}{17 \cdot (4,03 + 1)} = 2,339 \text{ мм.}$$

Минимально допустимый модуль m_{\min} , мм, определяют из условия прочности

$$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_2 \cdot (u_2 + 1)}{a_{\omega} \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F},$$

где $K_m = 2,8 \cdot 10^3$ – для косозубых передач;

$[\sigma]_F$ – наименьшее из значений $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

Коэффициент нагрузки при расчёте по напряжениям изгиба

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

здесь K_{FV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, связанную прежде всего с ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Находится по табл. 2.9 [1] в зависимости от степени точности по нормам плавности, окружной скорости и твёрдости рабочих поверхностей, $K_{FV} = 1,01$.

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца, оценивают по формуле

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,277 = 1,227$$

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,6$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями.

Тогда

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						21
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

$$K_F = 1,01 \cdot 1,227 \cdot 1,6 = 1,983.$$

$$m_{\min} = \frac{2,8 \cdot 10^3 \cdot 1,983 \cdot 95,883 \cdot (4,03 + 1)}{100 \cdot 32 \cdot 411,765} = 2,032 \text{ мм.}$$

Из полученного диапазона ($m_{\min} \dots m_{\max}$) модулей принимаем значение m , согласуя его со стандартным $m = 2,25$.

Для косозубой передачи предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 16^\circ$.

Суммарное число зубьев

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos(\beta)}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos(16^\circ)}{2,25} = 85,445.$$

Полученное значение Z_Σ округляем в меньшую сторону до целого числа $Z_\Sigma = 85$. После этого определяется действительное значение угла β° наклона зубьев

$$\beta = \arccos\left(\frac{Z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{85 \cdot 2,25}{2 \cdot 100}\right) = 17,011^\circ$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u_2 + 1} \geq z_{1\min} = 17 \cdot \cos^3(\beta) = 14,865 \approx 15.$$

$$z_1 = \frac{85}{4,03 + 1} = 16,899, \text{ принимаем } z_1 = 17$$

Коэффициент смещения $x_1 = 0$ при $z_1 \geq 17$.

Для колеса внешнего зацепления $x_2 = -x_1 = 0$.

Число зубьев колеса внешнего зацепления

$$z_2 = Z_\Sigma - z_1 = 85 - 17 = 68.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{2\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{68}{17} = 4.$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						22
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

Фактическое значение передаточного числа отличается на 0,7%, что не более, чем допустимые 3%.

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{0,5 \cdot m \cdot (z_2 + z_1)}{\cos\beta} = \frac{0,5 \cdot 2,25 \cdot (68 + 17)}{\cos 17,011} = 100 \text{ мм.}$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{-(a_w - a)}{m} = \frac{-(100 - 100)}{2,25} = 0.$$

Диаметры колёс:

– делительные диаметры

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos(\beta)} = \frac{17 \cdot 2,25}{\cos(17,011^\circ)} = 40 \text{ мм.}$$

$$d_2 = 2 \cdot a_w - d_1 = 2 \cdot 100 - 40 = 160 \text{ мм.}$$

– диаметры d_a и d_f окружностей вершин и впадин зубьев колёс внешнего зацепления

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 2,25 = 44,5 \text{ мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 40 - 2,5 \cdot 2,25 = 34,375 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 160 + 2 \cdot 2,25 = 164,5 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 160 - 2,5 \cdot 2,25 = 154,375 \text{ мм.}$$

Окружная скорость

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_w \cdot n_2}{6 \cdot 10^4 \cdot (u_2 + 1)} = \frac{2 \cdot 3,142 \cdot 100 \cdot 315,436}{6 \cdot 10^4 \cdot (4,03 + 1)} = 0,657 \text{ м/с.}$$

По таблице 2.5 [1] выбираем 8^{-ую} степень точности.

1.3.2 Проверочный расчёт

Расчётное значение контактного напряжения

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		23

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_\omega} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot (u_{2\phi} + 1)^3}{b_2 \cdot u_{2\phi}}} \leq [\sigma]_H$$

где $Z_\sigma = 8400$ – для косозубой передачи. Тогда

$$\sigma_H = \frac{8400}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,724 \cdot 95,883 \cdot (4 + 1)^3}{32 \cdot 4}} = 1067,256 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 1213,341 \text{ МПа.}$$

Фактическая недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{1067,256 - 1213,341}{1213,341} \cdot 100\% = -12,04\%,$$

что меньше допустимых 15%.

Силы в зацеплении:

$$\text{– окружная } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 95882,599}{40} = 4794,13 \text{ Н;}$$

$$\text{– радиальная } F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} = \frac{4794,13 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(17,011^\circ)} = 1824,756 \text{ Н;}$$

$$\text{– осевая } F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 4794,13 \cdot \operatorname{tg}(17,011^\circ) = 1466,719 \text{ Н.}$$

Расчётное напряжение изгиба

$$\text{в зубьях колеса } \sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_{t2} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$\text{в зубьях шестерни } \sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma]_{F1}$$

Значения коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, определяется в зависимости от приведённого числа зубьев z_{v1} и коэффициента смещения (2.10 [1]). Приведённые числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{17}{\cos^3(17,011^\circ)} = 19,442.$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		24

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{68}{\cos^3(17,011^\circ)} = 77,767.$$

По табл. 2.10 [1] $Y_{FS1} = 4,121$; $Y_{FS2} = 3,602$.

Значение коэффициента Y_β , учитывающего угол наклона зуба, вычисляются по формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} = 1 - \frac{17,011}{100} = 0,83.$$

Для косозубой передачи значение коэффициента, учитывающего перекрытие зубьев $Y_e = 0,65$.

Тогда

$$\sigma_{F2} = \frac{1,983 \cdot 4794,13 \cdot 3,602 \cdot 0,83 \cdot 0,65}{32 \cdot 2,25} = 256,587 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F2} = 411,765 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{256,587 \cdot 4,121}{3,602} = 293,558 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F1} = 612,903 \text{ МПа}.$$

1.4 Проектирование и расчёт открытой цепной передачи

1.4.1 Проектный расчёт

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь (см. гл. VII [2], табл. 7.15).

Передаточное число $u_3 = 3,28$.

Число зубьев ведущей звездочки (см. с.148 [2])

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u_3 = 31 - 2 \cdot 3,28 = 24,44, \text{ принимаем } z_1 = 25. \quad (1.55)$$

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u_3 = 25 \cdot 3,28 = 82, \text{ принимаем } z_2 = 82. \quad (1.56)$$

Тогда фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = 3,28.$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						25
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

Отклонение

$$\Delta u_3 = \frac{u_3 - u_{\phi}}{u_3} \cdot 100\% = \frac{3,28 - 3,28}{3,28} \cdot 100\% = 0\%,$$

что допустимо (отклонение не должно превышать 3%).

Расчетный коэффициент нагрузки (см. гл. VII [2], формулу 7.38 [2] и пояснения к ней)

$$K_9 = k_d \cdot k_a \cdot k_n \cdot k_p \cdot k_{см} \cdot k_{п}, \quad (1.57)$$

где $k_d = 1$ – динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

$k_a = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния, при $a_{\omega} = (25 \dots 50) \cdot t$;

k_n – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона линии центров к горизонту, при наклоне до 60° $k_n = 1$;

$k_p = 1,25$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи, в нашем случае при периодическом регулировании;

$k_{см} = 1,4$ – коэффициент, учитывающий способ смазки;

$k_{п} = 1$ – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи.

Тогда

$$K_9 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1,75.$$

Для определения шага цепи по формуле 7.38 гл.VII [2] надо знать допустимое давление $[p]$ в шарнирах цепи. В таблице 7.18 [2] допустимое давление $[p]$ задано в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки и шага t . Поэтому для расчета по формуле 7.38 [2] величиной $[p]$ следует задаваться ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения $n_3 = 78,276$ об/мин. Среднее значение допустимого давления примем $[p] = 28,536$ МПа.

Тогда шаг цепи

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_9}{z_1 \cdot [p]}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{372957,667 \cdot 1,75}{25 \cdot 28,536}} = 27,182 \text{ мм}. \quad (1.58)$$

Подбираем по табл. 7.15 [2] цепь ПР–31,75–88,5 по ГОСТ 13568–97, имеющую $t = 31,75$ мм; разрушающую нагрузку $Q = 88,5$ кН; массу $q = 3,8$ кг/м; $A_{оп} = 262 \text{ мм}^2$.

Скорость цепи

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 78,276}{60 \cdot 10^3} = 1036 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}. \quad (1.59)$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						26
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

Окружная сила

$$F_{\text{тц}} = \frac{T_3 \cdot \omega_3}{V} = \frac{372957,667 \cdot 8,197}{1036} = 2950,902 \text{ Н.} \quad (1.60)$$

Давление в шарнире проверяем по формуле 7.39 [2]

$$p = \frac{F_{\text{тц}} \cdot K_3}{A_{\text{оп}}} = \frac{2950,902 \cdot 1,75}{262} = 19,71 \text{ МПа.} \quad (1.61)$$

Уточняем по табл. 7.18 [2] допускаемое давление

$$[p] = [p'] \cdot [1 + 0,01 \cdot (z_1 - 17)] = 28,536 \cdot [1 + 0,01 \cdot (25 - 17)] = 30,819 \text{ МПа.} \quad (1.62)$$

В этой формуле $[p'] = 28,536$ МПа – табличное значение допускаемого давления по табл. 7.18 [2] при $n_3 = 78,276$ об/мин и $t = 31,75$ мм. Условие $p < [p]$ выполнено.

Определяем число звеньев цепи по формуле 7.36 [2]

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot z_\varepsilon + \frac{\Delta^2}{a_t}, \text{ где} \quad (1.63)$$

$$a_t = \frac{a_\omega}{t} = 40 \text{ (см. с. 148[1]);} \quad (1.64)$$

$$z_\varepsilon = z_1 + z_2 = 25 + 82 = 107; \quad (1.65)$$

$$\Delta = \frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \pi} = \frac{(82 - 25)}{2 \cdot 3,142} = 9,072. \quad (1.66)$$

Тогда

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 107 + \frac{9,072^2}{40} = 135,558.$$

Округляем до четного числа $L_t = 136$.

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи по формуле 7.37 [2]

$$a_\omega = 0,25 \cdot t \cdot (L_t - 0,5 \cdot z_\varepsilon + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot z_\varepsilon)^2 - 8 \cdot \Delta^2}) = \\ = 0,25 \cdot 31,75 \cdot (136 - 0,5 \cdot 107 + \sqrt{(136 - 0,5 \cdot 107)^2 - 8 \cdot 9,072^2}) = 1277,209 \text{ мм}$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		27

Принимаем $a_{\omega} = 1277$ мм.

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, то есть примерно на $1277 \cdot 0,004 = 5$ мм.

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек (см. формулу 7.34 [2])

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right)} = 253,325 \text{ мм}; \quad (1.67)$$

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{82}\right)} = 828,923 \text{ мм}; \quad (1.68)$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек (см. формулу 7.35 [2])

$$D_{e1} = t \cdot \left(\operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) + 0,7 \right) - 0,31 \cdot d_1 = 31,75 \cdot \left(\operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{25}\right) + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 19,05 = 267,647 \text{ мм}; \quad (1.69)$$

$$D_{e2} = t \cdot \left(\operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) + 0,7 \right) - 0,31 \cdot d_1 = 31,75 \cdot \left(\operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{82}\right) + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 19,05 = 844,634 \text{ мм}; \quad (1.70)$$

где $d_1 = 19,05$ мм – диаметр ролика цепи.

1.4.2 Проверочный расчёт

Силы действующие на цепь:

– окружная

$F_{\text{ц}} = 2950,902$ Н – определена выше;

– от центробежных сил

$$F_v = q \cdot V^2 = 3,8 \cdot 1,036^2 = 4,079 \text{ Н}, \quad (1.71)$$

где масса одного метра цепи $q=3,8$ кг/м по табл. 7.15 [2];

– от провисания

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						28
Изм.	Лис	№ докum.	Подпис	Дат		

$$F_f = 9.81 \cdot k_f \cdot q \cdot a_{\omega} = 9.81 \cdot 6 \cdot 3,8 \cdot 1,277 = 285,624 \text{ Н}, \quad (1.72)$$

где $k_f=6$ – коэффициент влияния наклона оси центров цепи(см. с. 151 [2]).

Расчетная нагрузка на валы

$$F_B = F_{\text{тц}} + 2 \cdot F_f = 2950,902 + 2 \cdot 285,624 = 3522,15 \text{ Н}. \quad (1.73)$$

Проверяем коэффициент запаса прочности цепи по формуле 7.40 [2]

$$s = \frac{Q}{F_{\text{тц}} \cdot K_d + F_v + F_f} = \frac{88,5 \cdot 10^3}{2950,902 \cdot 1 + 4,079 + 285,624} = 27,31. \quad (1.74)$$

Это больше, чем нормативный коэффициент запаса $[s]=7,712$ (см. табл. 7.19 [2]); следовательно, условие прочности $s>[s]$ выполнено.

Толщина диска звёздочки

$0,93 \cdot B_{\text{вн}} = 0,93 \cdot 19,05 = 17,716 = 18 \text{ мм}$, где $B_{\text{вн}}$ – расстояние между пластинками внутреннего звена (см. табл. 7.15 [2]).

1.5 Предварительный расчёт валов и выбор подшипников

Для валов проектируемых редукторов рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х.

Проектный расчёт выполняем по напряжениям кручения (как при чистом кручении), не учитывая напряжения изгиба, концентрацию напряжений, переменность напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближённости подсчёта допускаемые напряжения на кручения принимают заниженными $[\tau_K] = 10 - 15 \text{ Н/мм}^2$ – для быстроходных валов и $[\tau_K] = 15 - 20 \text{ Н/мм}^2$ – для тихоходных.

1.5.1 Быстроходный вал

Диаметр свободного (присоединительного) конца вала под муфту равен

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{22222,18}{0,2 \cdot 10}} = 22,314 \text{ мм} \quad (1.75)$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						29
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

Принимаем $d_1=30$ мм

Длина ступени

$$l_1 = (1,2 \div 1,5) \cdot d_1 = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм} \quad (1.76)$$

В соответствии с длиной полумуфты выбранной муфты упругой втулочно-пальцевой муфты $l=80$ мм (см. табл. [11.5]), принимаем $l_1 = 80$ мм

Под манжету и 1-й подшипник диаметр вала равен

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм} \quad (1.77)$$

Принимаем $d_2=35$ мм

Длина ступени

$$l_2 = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 25 = 37,5 \text{ мм} \quad (1.78)$$

Исходя из конструктивных соображений для обеспечения зазора между муфтой и корпусом редуктора, а также для обеспечения установки привёртной крышки подшипника с болтами расстояние l_2 необходимо увеличить до 42 мм, поэтому принимаем $l_2=42$ мм.

Под 2-й подшипник диаметр вала равен

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм} \quad (1.79)$$

Длина ступени

$$l_4 = B - \text{для шариковых подшипников.} \quad (1.80)$$

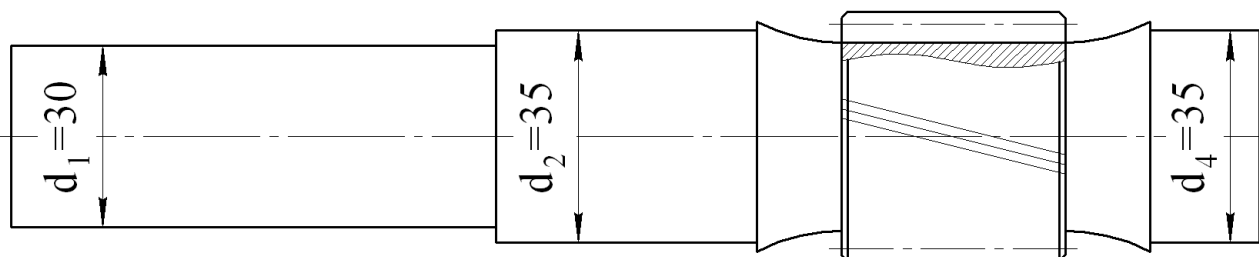


Рисунок 1.2 – Быстроходный вал

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докum.	Подпис	Дат		30

Предварительно выбираем шарикоподшипник радиально-упорный однорядный по ГОСТ 831–75 № 36207 лёгкой серии со следующими параметрами

$d = 35$ мм – внутренний посадочный диаметр подшипника;

$D = 72$ мм – внешний диаметр подшипника;

$C_r = 30,8$ кН – динамическая грузоподъёмность;

$C_{or} = 17,8$ кН – статическая грузоподъёмность.

1.5.2 Промежуточный вал

Под 1-й подшипник диаметр вала равен

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{95882,599}{0,2 \cdot 15}} = 31,735 \text{ мм}$$

Принимаем $d_2 = 35$ мм

Длина ступени

$$l_2 = B \text{ – для шариковых подшипников.} \quad (1.81)$$

Под колесо быстроходной цилиндрической передачи диаметр вала равен

$$d_3 \geq d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм} \quad (1.82)$$

Принимаем $d_3 = 40$ мм

В соответствии с длиной ступицы колеса быстроходной цилиндрической передачи $L_{\text{ступ}} = 36$ мм, принимаем $l_3 = 35$ мм

Под 2-й подшипник диаметр вала равен

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм} \quad (1.83)$$

Длина ступени

$$l_4 = B \text{ – для шариковых подшипников.} \quad (1.84)$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						31
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

Диаметр вала в месте расположения шестерни тихоходной цилиндрической передачи равен

$$d_5 \geq d_4 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм} \quad (1.85)$$

Принимаем $d_5 = 41 \text{ мм}$

Длина ступени

l_5 определить графически на эскизной компоновке редуктора

Под упорный буртик для колеса тихоходной цилиндрической передачи диаметр вала равен

$$d_6 \geq d_5 + 3,2 \cdot r = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм} \quad (1.86)$$

Принимаем $d_6 = 48 \text{ мм}$

Длина ступени

l_6 определить графически на эскизной компоновке редуктора

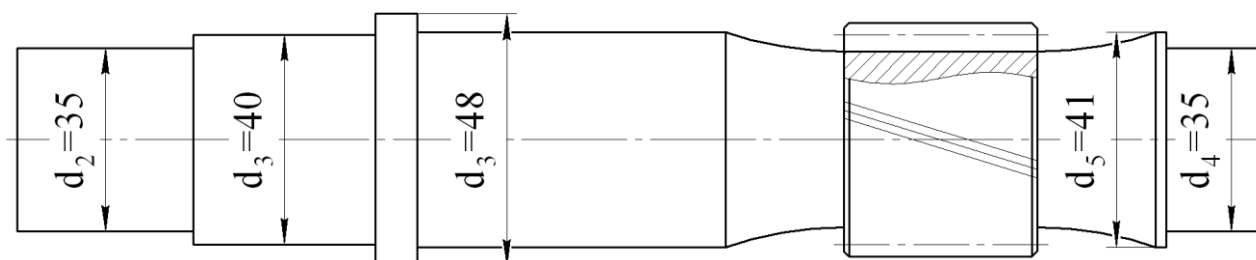


Рисунок 1.3 – Промежуточный вал

Предварительно выбираем шарикоподшипник радиально–упорный однорядный по ГОСТ 831–75 № 36207 лёгкой серии со следующими параметрами

$d = 35 \text{ мм}$ – внутренний посадочный диаметр подшипника;

$D = 72 \text{ мм}$ – внешний диаметр подшипника;

$C_r = 30,8 \text{ кН}$ – динамическая грузоподъёмность;

$C_{ог} = 17,8 \text{ кН}$ – статическая грузоподъёмность.

1.5.3 Тихоходный вал

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		32

Диаметр свободного (присоединительного) конца вала под ведущую звёздочку открытой цепной передачи равен

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{372957,667}{0,2 \cdot 20}} = 45,345 \text{ мм}$$

Принимаем $d_1 = 45 \text{ мм}$

Длина ступени

$$l_1 = (0,8 \div 1,5) \cdot d_1 = 1,0 \cdot 45 = 45 \text{ мм} \quad (1.87)$$

В соответствии с длиной ступицы ведущей звёздочки открытой цепной передачи $L_{\text{ступ}} = 49 \text{ мм}$, принимаем $l_1 = 48 \text{ мм}$

Под манжету и 1-й подшипник диаметр вала равен

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 45 + 2 \cdot 2,8 = 50,6 \text{ мм} \quad (1.88)$$

Принимаем $d_2 = 50 \text{ мм}$

Длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 50 = 62,5 \text{ мм}, \quad (1.89)$$

Исходя из конструктивных соображений для обеспечения зазора между ведущей звёздочкой открытой цепной передачи и корпусом редуктора, а также для установки привёртной крышки подшипников с болтами, расстояние l_2 необходимо увеличить до $80,5 \text{ мм}$, поэтому, принимаем $l_2 = 80,5 \text{ мм}$.

Под колесо тихоходной цилиндрической передачи диаметр вала равен

$$d_3 \geq d_2 + 3,2 \cdot r = 50 + 3,2 \cdot 3 = 59,6 \text{ мм} \quad (1.90)$$

Принимаем $d_3 = 55 \text{ мм}$

Длина ступени

В соответствии с длиной ступицы ведомого колеса тихоходной цилиндрической передачи $L_{\text{ступ}} = 55 \text{ мм}$, принимаем $l_3 = 53 \text{ мм}$

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
						33
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

Под 2-й подшипник диаметр вала равен

$$d_4 = d_2 = 50 \text{ мм}$$

Длина ступени

$l_4 = B$ – для шариковых подшипников.

Под упорный буртик для колеса тихоходной цилиндрической передачи диаметр вала равен

$$d_5 \geq d_3 + 3,2 \cdot r = 55 + 3,2 \cdot 3 = 64,6 \text{ мм}$$

Принимаем $d_5 = 65 \text{ мм}$

Длина ступени

l_5 определить графически на эскизной компоновке редуктора.

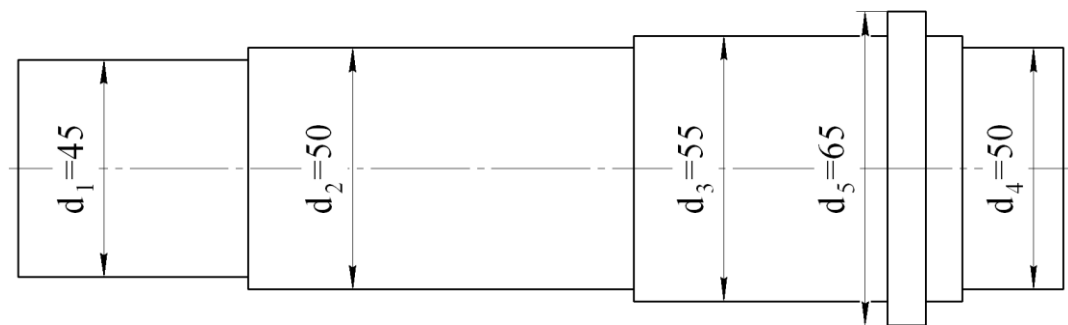


Рисунок 1.4 – Тихоходный вал

Предварительно выбираем шарикоподшипник радиально–упорный однорядный по ГОСТ 831–75 № 36210 лёгкой серии со следующими параметрами

$d = 50 \text{ мм}$ – внутренний посадочный диаметр подшипника;

$D = 90 \text{ мм}$ – внешний диаметр подшипника;

$C_r = 43,2 \text{ кН}$ – динамическая грузоподъёмность;

$C_{ор} = 27 \text{ кН}$ – статическая грузоподъёмность.

1.6 Схема нагружения валов

Цель составления силовой схемы нагружения привода – определение направления сил в зацеплении закрытых передач и консольных сил

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						34
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

со стороны открытых передач и муфты, реакций в подшипниках, а также вращающих моментов и угловых скоростей валов.

Схема нагружения проектируемого редуктора представлена на рисунке 1.5.

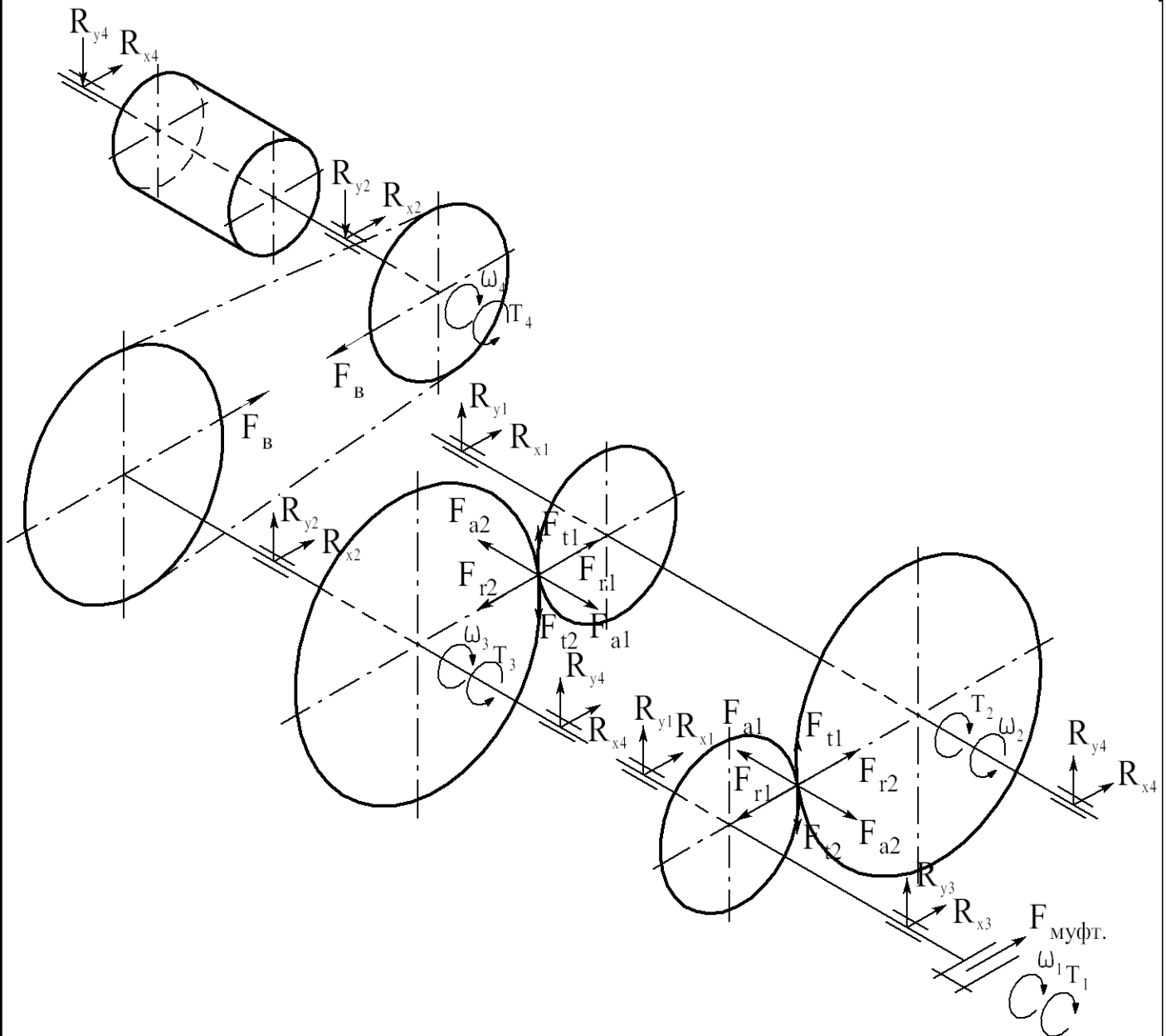


Рисунок 1.5 – Схема нагружения валов

Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дат

БР - 15.03.03 ПЗ

Лист
35

1.7 Проектирование и расчёт валов редуктора на опорах качения

1.7.1 Быстроходный вал

1.7.1.1 Расчёт реакций в опорах

Силы, действующие на вал $F_{r1} = 449,35 \text{ Н}$; $F_{t1} = 1197,542 \text{ Н}$;
 $F_{a1} = 300,135 \text{ Н}$.

Из условия равенства суммы моментов сил относительно 2-й опоры (сечение вала 3 по схеме)

$$\sum M_x = 0; R_{x1} \cdot (L_1 + L_2) - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot L_2 = 0, \text{ отсюда}$$

$$R_{x1} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{300,135 \cdot \frac{37,113}{2} + 449,35 \cdot 36}{36 + 36} = 302,02 \text{ Н.} \quad (1.92)$$

$$\sum M_y = 0; R_{y1} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t1} \cdot L_2 = 0, \text{ отсюда}$$

$$R_{y1} = \frac{-F_{t1} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{-1197,542 \cdot 36}{36 + 36} = -598,771 \text{ Н.}$$

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y

$$\sum M_x = 0; R_{x3} + R_{x1} - F_{r1} = 0, \text{ отсюда}$$

$$R_{x3} = -R_{x1} + F_{r1} = -302,029 + 449,35 = 147,321 \text{ Н.}$$

$$\sum M_y = 0; R_{y3} + R_{y1} + F_{t1} = 0, \text{ отсюда}$$

$$R_{y3} = -R_{y1} - F_{t1} = -(-598,771) - 1197,542 = -598,771 \text{ Н.}$$

1.7.1.2 Расчёт моментов

Определяем изгибающие моменты по нагруженным участкам вала в вертикальной плоскости

$$M_{x1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x2} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = -598,771 \cdot 36 = -21555,756 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

					<i>БР - 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
						36
<i>Изм.</i>	<i>Лис</i>	<i>№ доквм.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		

$$M_{x3} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рисунок 1.6).

Определяем изгибающие моменты по нагруженным участкам вала в горизонтальной плоскости

$$M_{y1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y2-1} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = 302,029 \cdot 36 = 10873,028 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y2-2} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} =$$

$$= 302,029 \cdot 36 - 300,135 \cdot \frac{37,113}{2} = 5303,572 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рисунок 1.5).

Определяем величины суммарных изгибающих моментов в сечениях вала (точки 1, 2, 3, 4)

$$M_{1\Sigma} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.} \quad (1.91)$$

$$M_{2-1\Sigma} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2-1}^2} = \sqrt{-21555,756^2 + 10873,028^2} = 24142,77 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{2-2\Sigma} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2-2}^2} = \sqrt{-21555,756^2 + 5303,572^2} = 22198,615 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{3\Sigma} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{4\Sigma} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

По полученным значениям строим эпюру суммарных изгибающих моментов (рисунок 1.6).

Строим эпюру крутящих моментов T_1 , определяя по схеме привода нагруженные участки вала (рисунок 1.6).

Находим опасное сечение по величине M_Σ и $T_{кр} = T_1$, на эпюрах. Из эпюр моментов быстроходного вала видно, что опасное сечение расположено под правым подшипником.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		37

Эквивалентный момент в этом сечении равен

$$M_3 = \sqrt{M_\Sigma^2 + T_{кр}^2} = \sqrt{70710,624^2 + 22222,18^2} = 74120,292 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.92)$$

Уточняем диаметр вала в опасном сечении, принимая допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{74120,292}{0,1 \cdot 50}} = 24,565 \text{ мм} \quad (1.93)$$

Расчёт показал, что диаметр вала, выбранный ранее, удовлетворяет условию прочности.

1.7.1.3 Построение эпюр моментов

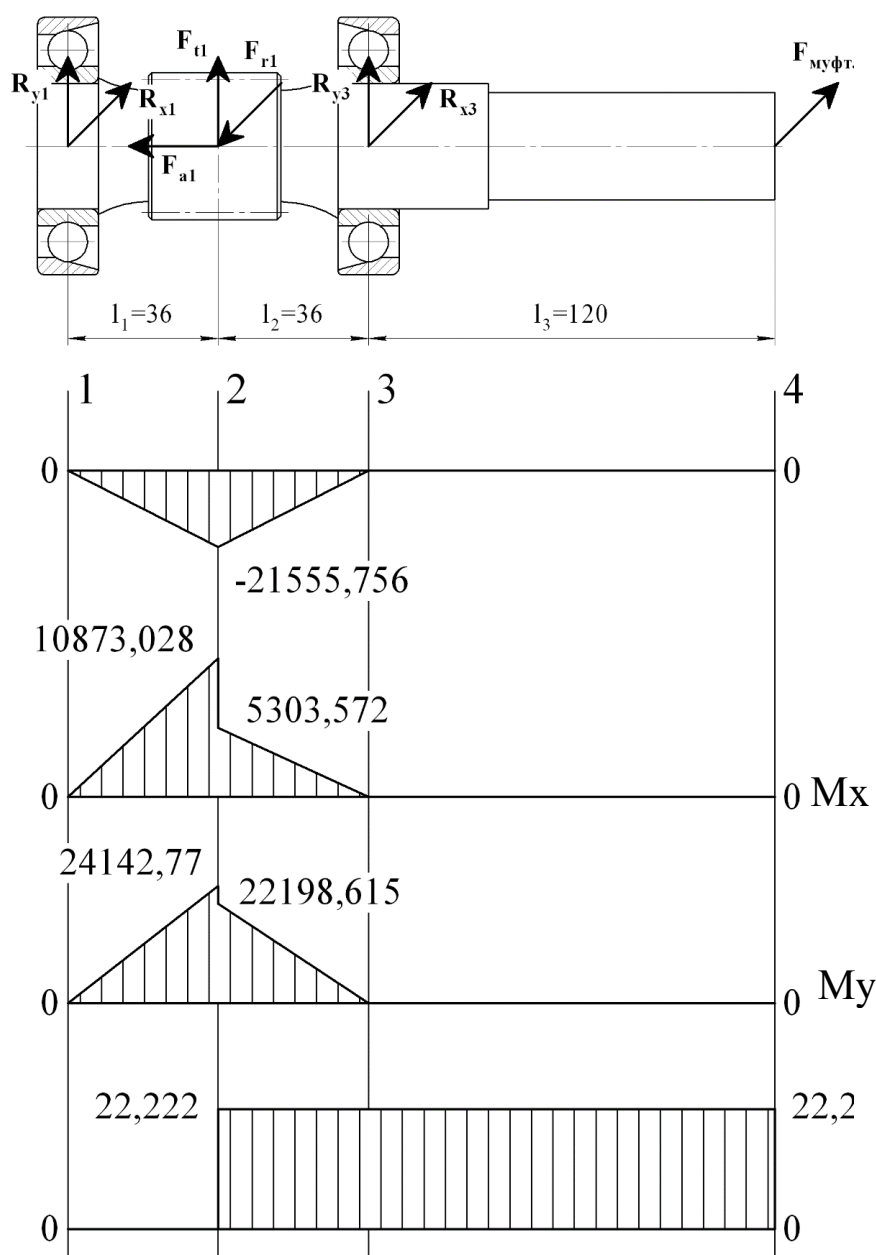


Рисунок 1.6 – Эпюры моментов быстроходного вала

1.7.1.4 Проверка грузоподъёмности подшипников

Требуемая динамическая грузоподъёмность подшипника

$$C_{гр} = P_э \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}} \leq C_r \quad (1.94)$$

где $P_э$ – эквивалентная динамическая нагрузка;

$p = 3$ – показатель степени для шарикоподшипников;

$n_1 = 1410$ об/мин. – частота вращения вала;

L_h – требуемая долговечность.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_э = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot F_{ап}) \cdot K_\sigma \cdot K_T \quad (1.95)$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

$V = 1$ – коэффициент, учитывающий вращение внутреннего кольца подшипника;

R – радиальная нагрузка на подшипник;

$K_\sigma = 1$ – коэффициент безопасности;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент при рабочей температуре не превышающей 100°C .

Радиальные нагрузки на подшипники

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{302,029^2 + (-598,771)^2} = 670,633 \text{ Н.} \quad (1.96)$$

$$R_3 = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{147,321^2 + (-598,771)^2} = 616,628 \text{ Н.}$$

Отношение $\frac{F_{a1}}{C_{ор}} = \frac{300,135}{17800} = 0,017$; этой величине соответствует $e = 0,3$.

В радиально-упорных шарикоподшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие R_S

$$R_{S1} = e \cdot R_1 = 0,3 \cdot 670,633 = 201,19 \text{ Н.} \quad (1.97)$$

$$R_{S3} = e \cdot R_3 = 0,3 \cdot 616,628 = 184,99 \text{ Н.}$$

При соблюдении условий $R_{S1} > R_{S3}$ и $F_{a1} > 0$ осевые нагрузки в опорах равны

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		39

$$F_{ан1} = R_{S1} = 201,19\text{Н.} \quad (1.98)$$

$$F_{ан3} = R_{S1} + F_{a1} = 201,19 + 300,135 = 501,325\text{Н.} \quad (1.99)$$

Опора 1

$$\text{Отношение } \frac{F_{ан1}}{R_1 \cdot V} = \frac{201,19}{670,633 \cdot 1} = 0,3=e; \text{ тогда } X = 1; Y = 0.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры 1

$$P_{э1} = (1 \cdot 1 \cdot 670,633 + 0 \cdot 201,19) \cdot 1 \cdot 1 = 670,633\text{Н.}$$

Опора 3

$$\text{Отношение } \frac{F_{ан3}}{R_3 \cdot V} = \frac{501,325}{616,628 \cdot 1} = 0,813>e; \text{ тогда } X = 0,45; Y = 1.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры 3

$$P_{э3} = (0,45 \cdot 1 \cdot 616,628 + 1 \cdot 501,325) \cdot 1 \cdot 1 = 778,808\text{Н.}$$

Дальнейший расчёт ведём для наиболее нагруженной опоры 3

Требуемая динамическую грузоподъёмность

$$C_{тр} = 778,808 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1410 \cdot 3500}{10^6}} = 5190,907 \text{ Н} < C_r = 30800 \text{ Н.}$$

Условие выполняется, следовательно принимаем шарикоподшипник радиально–упорный однорядный по ГОСТ 831–75 № 36207 с динамической грузоподъёмностью $C_r = 30800 \text{ Н}$.

1.7.2 Промежуточный вал

1.7.2.1 Расчёт реакций в опорах

Силы, действующие на вал

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
						40
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

$$F_{r2} = 449,35 \text{ Н}; \quad F_{r1} = 1824,756 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 1197,542 \text{ Н}; \quad F_{t1} = 4794,13 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = 300,135 \text{ Н}; \quad F_{a1} = 1466,719 \text{ Н}.$$

Из условия равенства суммы моментов сил относительно 2-й опоры (сечение вала 4 по схеме)

$$\sum M_x = 0; R_{x1} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r1} \cdot (L_2 + L_3) + F_{r2} \cdot L_3 = 0,$$

отсюда

$$\begin{aligned} R_{x1} &= \frac{-F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r1} \cdot (L_2 + L_3) - F_{r2} \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3} = \\ &= \frac{-1466,719 \cdot \frac{40}{2} - 300,135 \cdot \frac{162,887}{2} - 1824,756 \cdot (126 + 36) - 449,35 \cdot 36}{47 + 126 + 36} = \\ &= 1234,491 \text{ Н}. \end{aligned}$$

$$\sum M_y = 0; R_{y1} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{t1} \cdot (L_2 + L_3) - F_{t2} \cdot L_3 = 0,$$

отсюда

$$\begin{aligned} R_{y1} &= \frac{-F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{t1} \cdot (L_2 + L_3) + F_{t2} \cdot L_3}{L_1 + L_2 + L_3} = \\ &= \frac{-1466,719 \cdot \frac{40}{2} - 300,135 \cdot \frac{162,887}{2} - 4794,13 \cdot (126 + 36) + 1197,542 \cdot 36}{47 + 126 + 36} = \\ &= -3509,749 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y

$$\sum M_x = 0; R_{x4} + R_{x1} + F_{r1} + F_{r2} = 0,$$

отсюда

$$R_{x4} = -R_{x1} - F_{r1} - F_{r2} = -(-1234,491) - 1824,756 - 449,35 = -1039,615 \text{ Н}.$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		41

$$\sum M_y = 0; R_{y4} + R_{y1} + F_{t1} - F_{t2} = 0,$$

отсюда

$$R_{y4} = -R_{y1} - F_{t1} + F_{t2} = -(-3509,749) - 4794,13 + 1197,542 = -86,839 \text{ Н.}$$

1.7.2.2 Расчёт моментов

Определяем изгибающие моменты по нагруженным участкам вала в вертикальной плоскости

$$M_{x1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x2} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = -3509,749 \cdot 47 = -164958,205 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x3-1} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = -3509,749 \cdot (47 + 126) + 1466,719 \cdot \frac{40}{2} + 4794,13 \cdot 126 = -3126,203 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x3-2} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = -3509,749 \cdot (47 + 126) + 1466,719 \cdot \frac{40}{2} + 4794,13 \cdot 126 + 300,135 \cdot \frac{162,887}{2} = -3126,203 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рисунок 1.6).

Определяем изгибающие моменты по нагруженным участкам вала в горизонтальной плоскости

$$M_{y1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y2-1} = R_{x1} \cdot L_1 = -1234,491 \cdot 47 = -58021,083 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y2-2} = R_{x1} \cdot L_1 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = -1234,491 \cdot 47 + 1466,719 \cdot \frac{40}{2} = -87355,46 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y3-1} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = -1234,491 \cdot (47 + 126) + 1466,719 \cdot \frac{40}{2} + 1824,756 \cdot 126 = -12982,09 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y3-2} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} =$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						42
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

$$-1234,491 \cdot (47 + 126) + 1466,719 \cdot \frac{40}{2} + 1824,756 \cdot 126 + 300,135 \cdot \frac{162,887}{2} =$$

$$= -37426,135 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рисунок 1.7).

Определяем величины суммарных изгибающих моментов в сечениях вала (точки 1, 2, 3, 4)

$$M_{1\Sigma} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{2-1\Sigma} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2-1}^2} = \sqrt{-164958,205^2 + (-58021,083)^2} = 174864,677 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{2-2\Sigma} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2-2}^2} = \sqrt{-164958,205^2 + (-87355,463)^2} = 186660,618 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{3-1\Sigma} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3-1}^2} = \sqrt{-3126,203^2 + (-12982,09)^2} = 13353,195 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{3-2\Sigma} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3-2}^2} = \sqrt{-3126,203^2 + (-37426,135)^2} = 37556,474 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{4\Sigma} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

По полученным значениям строим эпюру суммарных изгибающих моментов (рисунок 1.7).

Строим эпюру крутящих моментов T_2 , определяя по схеме привода нагруженные участки вала (рисунок 1.7).

Находим опасное сечение по величине M_Σ и $T_{кр} = T_2$, на эпюрах. Из эпюр моментов промежуточного вала видно, что опасное сечение расположено под шестерней тихоходной цилиндрической передачи.

Эквивалентный момент в этом сечении равен

$$M_3 = \sqrt{M_\Sigma^2 + T_{кр}^2} = \sqrt{186660,618^2 + 95882,599^2} = 209846,752 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Уточняем диаметр вала в опасном сечении, принимая допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{209846,752}{0,1 \cdot 50}} = 34,752 \text{ мм}.$$

Расчёт показал, что диаметр вала, выбранный ранее, удовлетворяет условию прочности.

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
						43
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

1.7.2.3 Построение эпюр моментов

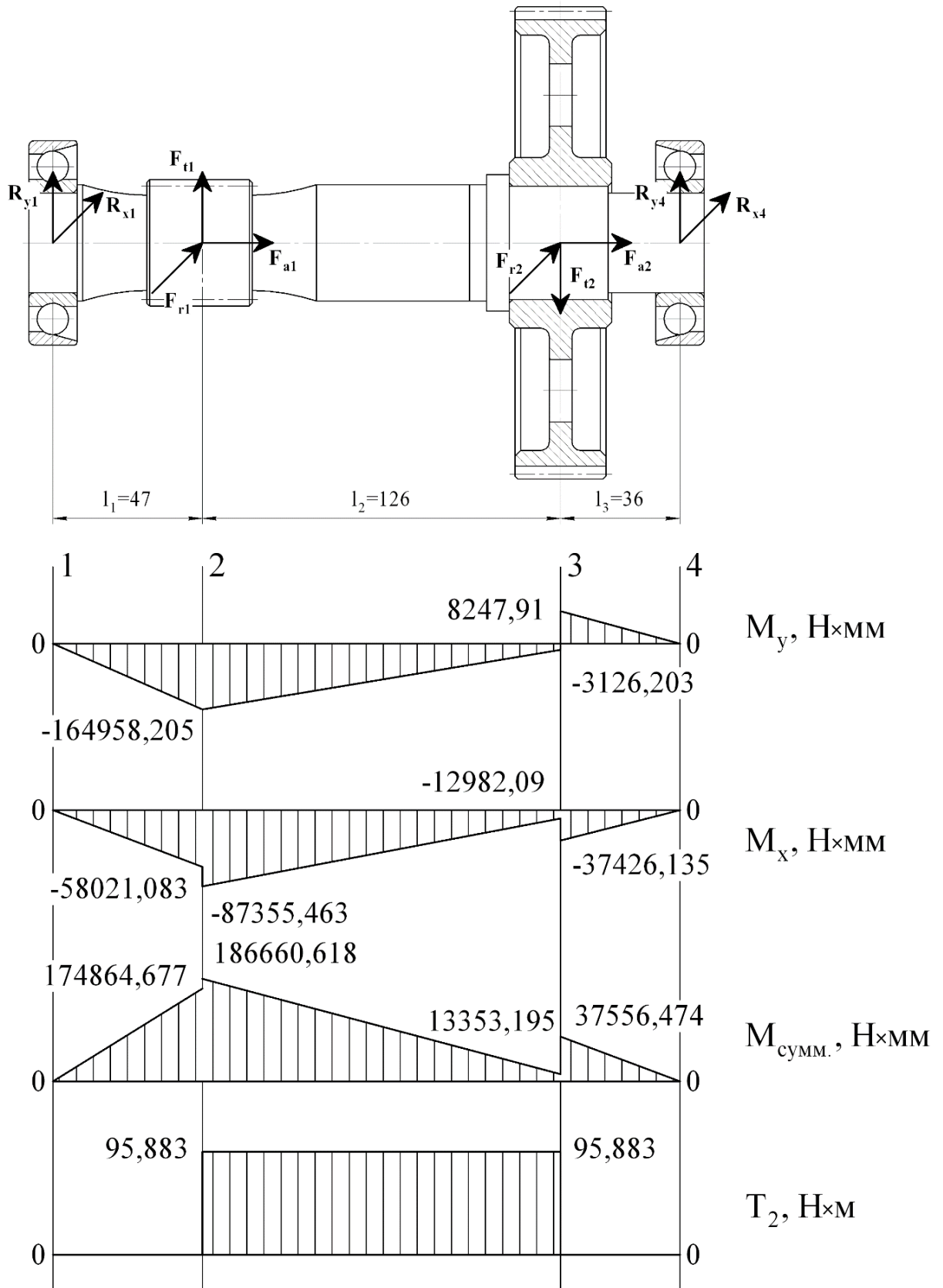


Рисунок 1.6 – Эпюры моментов промежуточного вала

1.7.2.4 Проверка грузоподъёмности подшипников

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		44

Требуемая динамическая грузоподъёмность подшипника

$$C_{гр} = P_э \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}} \leq C_r$$

где $P_э$ – эквивалентная динамическая нагрузка;

$p = 3$ – показатель степени для шарикоподшипников;

$n_2 = 315,436$ об/мин. – частота вращения вала;

L_h – требуемая долговечность.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_э = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot F_{ап}) \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

$V = 1$ – коэффициент, учитывающий вращение внутреннего кольца подшипника;

R – радиальная нагрузка на подшипник;

$K_\sigma = 1$ – коэффициент безопасности;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент при рабочей температуре не превышающей 100°C .

Радиальные нагрузки на подшипники

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{-1234,491^2 + (-3509,749)^2} = 3720,525 \text{ Н.}$$

$$R_4 = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{-1039,615^2 + (-86,839)^2} = 1043,235 \text{ Н.}$$

$$\text{Отношение } \frac{F_{a1} + F_{a2}}{C_{ор}} = \frac{1466,719 + 300,135}{17800} = 0,099; \text{ этой величине}$$

соответствует $e = 0,43$.

В радиально–упорных шарикоподшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие R_s

$$R_{s1} = e \cdot R_1 = 0,43 \cdot 3720,525 = 1599,826 \text{ Н.}$$

$$R_{s4} = e \cdot R_4 = 0,43 \cdot 1043,235 = 448,591 \text{ Н.}$$

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		45

При соблюдении условий $R_{S1} > R_{S4}$ и $F_{a1} + F_{a2} > 0$ осевые нагрузки в опорах равны

$$F_{ап1} = R_{S1} = 1599,826 \text{ Н.}$$

$$F_{ап4} = R_{S1} + (F_{a1} + F_{a2}) = 1599,826 + (1466,719 + 300,135) = 3366,68 \text{ Н.}$$

Опора 1

$$\text{Отношение } \frac{F_{ап1}}{R_1 \cdot V} = \frac{1599,826}{3720,525 \cdot 1} = 0,43 = e; \text{ тогда } X = 1; Y = 0.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры 1

$$P_{э1} = (1 \cdot 1 \cdot 3720,525 + 0 \cdot 1599,826) \cdot 1 \cdot 1 = 3720,525 \text{ Н.}$$

Опора 4

$$\text{Отношение } \frac{F_{ап4}}{R_4 \cdot V} = \frac{3366,68}{1043,235 \cdot 1} = 3,227 > e; \text{ тогда } X = 0,45; Y = 1.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры 4

$$P_{э4} = (0,45 \cdot 1 \cdot 1043,235 + 1 \cdot 3366,68) \cdot 1 \cdot 1 = 3836,136 \text{ Н.}$$

Дальнейший расчёт ведём для наиболее нагруженной опоры 4

Требуемая динамическую грузоподъёмность

$$C_{гр} = 3836,136 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 315,436 \cdot 3500}{10^6}} = 15521,637 \text{ Н} < C_r = 30800 \text{ Н.}$$

Условие выполняется, следовательно принимаем шарикоподшипник радиально–упорный однорядный по ГОСТ 831–75 № 36207 с динамической грузоподъёмностью $C_r = 30800 \text{ Н}$.

1.7.3 Тихоходный вал

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						46
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

1.7.3.1 Расчёт реакций в опорах

Силы, действующие на вал

$$F_{r2} = 1824,756 \text{ Н}; \quad F_B = 3522,15 \text{ Н.}$$

$$F_{t2} = 4794,13 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = 1466,719 \text{ Н};$$

Из условия равенства суммы моментов сил относительно 2-й опоры (сечение вала 4 по схеме)

$$\sum M_x = 0; R_{x2} \cdot (L_2 + L_3) - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_B \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - F_{r2} \cdot L_3 = 0,$$

отсюда

$$R_{x2} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_B \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{r2} \cdot L_3}{L_2 + L_3} =$$
$$= \frac{1466,719 \cdot \frac{160}{2} - 3522,15 \cdot (75 + 55 + 55) + 1824,756 \cdot 55}{55 + 55} = -3944,53 \text{ Н.}$$

$$\sum M_y = 0; R_{y2} \cdot (L_2 + L_3) - F_{t2} \cdot L_3 = 0,$$

отсюда

$$R_{y2} = \frac{F_{t2} \cdot L_3}{L_2 + L_3} = \frac{4794,13 \cdot 55}{55 + 55} = 2397,065 \text{ Н.}$$

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y

$$\sum M_x = 0; R_{x4} + F_B + R_{x2} - F_{r2} = 0,$$

отсюда

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						47
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

$$R_{x4} = -F_B - R_{x2} + F_{r2} = -3522,15 - (-3944,533) + 1824,756 = 2247,139 \text{ Н.}$$

$$\sum M_y = 0; R_{y4} + R_{y2} - F_{t2} = 0,$$

отсюда

$$R_{y4} = -R_{y2} + F_{t2} = -2397,065 + 4794,13 = 2397,065 \text{ Н.}$$

1.7.3.2 Расчёт моментов

Определяем изгибающие моменты по нагруженным участкам вала в вертикальной плоскости

$$M_{x1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x3} = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = 2397,065 \cdot 55 = 131838,575 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рисунок 1.8).

Определяем изгибающие моменты по нагруженным участкам вала в горизонтальной плоскости

$$M_{y1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y2} = = 3522,15 \cdot 75 = 264161,25 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y3-1} = = \\ = 3522,15 \cdot (75 + 55) - 3944,533 \cdot 55 = 240930,175 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y3-2} = = \\ = 3522,15 \cdot (75 + 55) - 3944,533 \cdot 55 - 1466,719 \cdot \frac{160}{2} = 123592,655 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						48
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рисунок 1.8).

Определяем величины суммарных изгибающих моментов в сечениях вала (точки А, В, С, D)

$$M_{1\Sigma} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{2\Sigma} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 264161,25^2} = 264161,25 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{3-1\Sigma} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{131838,575^2 + 240930,175^2} = 274642,967 \text{ Нмм.}$$

$$M_{3-2\Sigma} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{131838,575^2 + 123592,655^2} = 180711,245 \text{ Н мм.}$$

$$M_{4\Sigma} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

По полученным значениям строим эпюру суммарных изгибающих моментов (рисунок 1.8).

Строим эпюру крутящих моментов T_3 , определяя по схеме привода нагруженные участки вала (рисунок 1.8).

Находим опасное сечение по величине M_Σ и $T_{кр}=T_3$, на эпюрах. Из эпюр моментов тихоходного вала видно, что опасное сечение расположено под колесом тихоходной цилиндрической передачи.

Эквивалентный момент в этом сечении равен

$$M_3 = \sqrt{M_\Sigma^2 + T_{кр}^2} = \sqrt{274642,967^2 + 372957,667^2} = 463169,711 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Уточняем диаметр вала в опасном сечении, принимая допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{463169,711}{0,1 \cdot 50}} = 45,247 \text{ мм}$$

Расчёт показал, что диаметр вала, выбранный ранее, удовлетворяет условию прочности.

1.7.3.3 Построение эпюр моментов

					<i>БР - 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		49

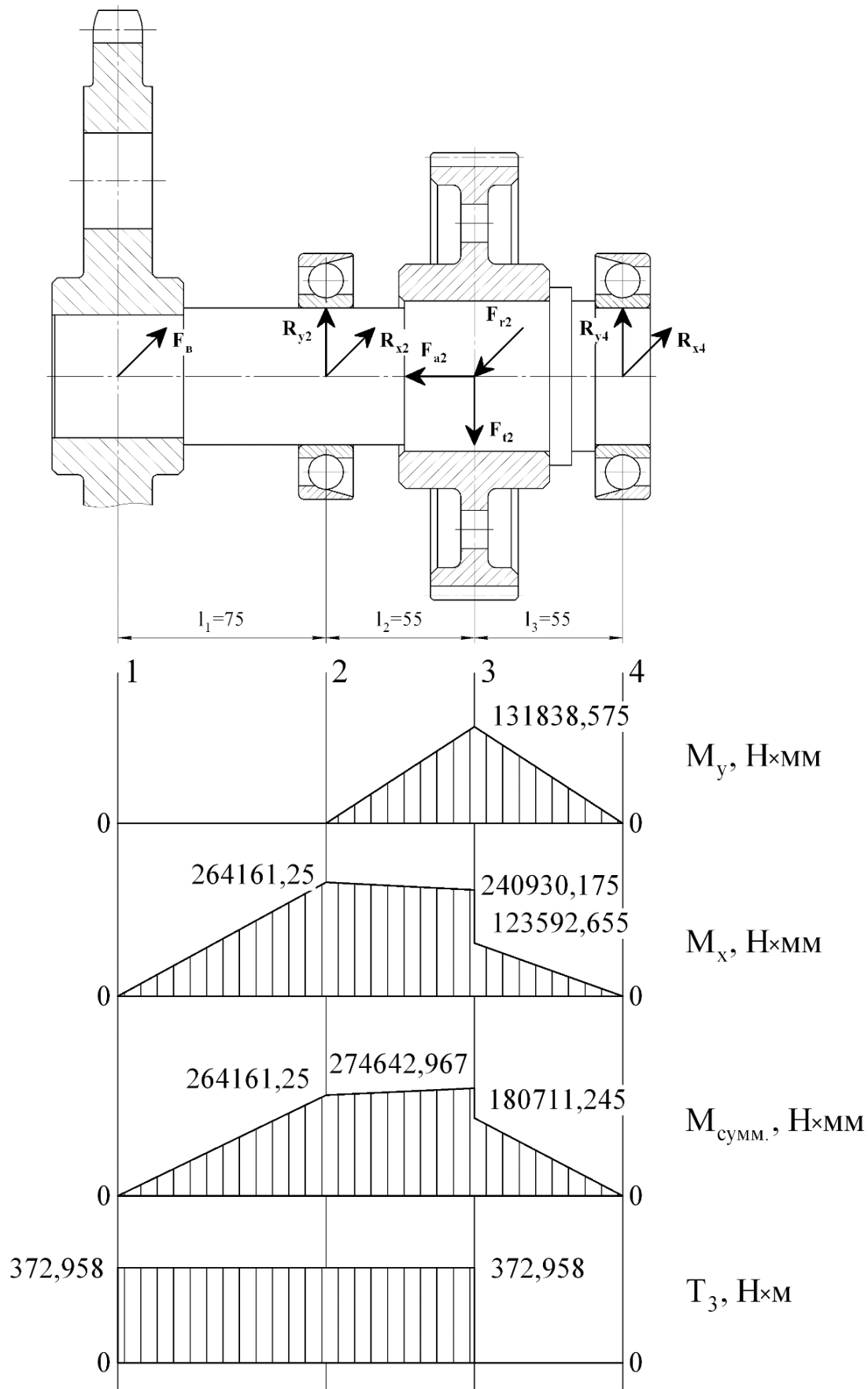


Рисунок 1.7 – Эпюры моментов тихоходного вала

1.7.3.4 Проверка грузоподъёмности подшипников

Требуемая динамическая грузоподъёмность подшипника

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докum.	Подпис	Дат		50

$$C_{гр} = P_э \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n_3 \cdot L_h}{10^6}} \leq C_r$$

где $P_э$ – эквивалентная динамическая нагрузка;

$p = 3$ – показатель степени для шарикоподшипников;

$n_3 = 78,272$ об/мин. – частота вращения вала;

L_h – требуемая долговечность.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_э = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot F_{ап}) \cdot K_σ \cdot K_T$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

$V = 1$ – коэффициент, учитывающий вращение внутреннего кольца подшипника;

R – радиальная нагрузка на подшипник;

$K_σ = 1$ – коэффициент безопасности;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент при рабочей температуре не превышающей 100°C .

Радиальные нагрузки на подшипники

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{-3944,533^2 + 2397,065^2} = 4615,762 \text{ Н.}$$

$$R_4 = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{2247,139^2 + 2397,065^2} = 3285,659 \text{ Н.}$$

Отношение $\frac{F_{a2}}{C_{ор}} = \frac{1466,719}{27000} = 0,054$; этой величине соответствует $e = 0,37$.

В радиально–упорных шарикоподшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие R_S

$$R_{S2} = e \cdot R_2 = 0,37 \cdot 4615,762 = 1707,832 \text{ Н.}$$

$$R_{S4} = e \cdot R_4 = 0,37 \cdot 3285,659 = 1215,694 \text{ Н.}$$

При соблюдении условий $R_{S2} > R_{S4}$ и $F_{a2} > 0$ осевые нагрузки в опорах равны

$$F_{ап2} = R_{S2} = 1707,832 \text{ Н.}$$

$$F_{ап4} = R_{S2} + F_{a2} = 1707,832 + 1466,719 = 3174,551 \text{ Н.}$$

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		51

Опора2

$$\text{Отношение } \frac{F_{\text{ан}2}}{R_2 \cdot V} = \frac{1707,832}{4615,762 \cdot 1} = 0,37 = e; \text{ тогда } X = 1; Y = 0.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры 1

$$P_{\text{э}1} = (1 \cdot 1 \cdot 4615,762 + 0 \cdot 1707,832) \cdot 1 \cdot 1 = 4615,762 \text{ Н.}$$

Опора 4

$$\text{Отношение } \frac{F_{\text{ан}4}}{R_4 \cdot V} = \frac{3174,551}{3285,659 \cdot 1} = 0,966 > e; \text{ тогда } X = 0,45; Y = 1.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры 4

$$P_{\text{э}4} = (0,45 \cdot 1 \cdot 3285,659 + 1 \cdot 3174,551) \cdot 1 \cdot 1 = 4653,098 \text{ Н.}$$

Дальнейший расчёт ведём для наиболее нагруженной опоры 4

Требуемая динамическую грузоподъёмность

$$C_{\text{тр}} = 4653,098 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 78,272 \cdot 3500}{10^6}} = 11830,891 \text{ Н} < C_r = 43200 \text{ Н.}$$

Условие выполняется, следовательно, принимаем шарикоподшипник радиально–упорный однорядный по ГОСТ 831–75 № 36210 с динамической грузоподъёмностью $C_r = 43200 \text{ Н}$.

1.8 Проверка прочности шпоночных и шлицевого соединений

1.8.1 Колесо быстроходной цилиндрической передачи

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую со скруглёнными торцами 12x8. Размеры сечения шпонки, паза и длины шпонки по ГОСТ 23360–78 (см. табл. 8,9 [2]).

Материал шпонки – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле 8.22 [2].

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						52
Изм.	Лис	№ докum.	Подпис	Дат		

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3 \cdot (l - b) \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 95882,599}{40 \cdot (28 - 12) \cdot (8 - 5)} = 99,878 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (1.100)$$

где $T_2 = 95882,599 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – момент на валу;

$d_3 = 40 \text{ мм}$ – диаметр вала;

$h = 8 \text{ мм}$ – высота шпонки;

$b = 12 \text{ мм}$ – ширина шпонки;

$l = 28 \text{ мм}$ – длина шпонки;

$t_1 = 5 \text{ мм}$ – глубина паза вала.

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и при стальной ступице $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$.

Проверим шпонку на срез по формуле 8.24 [2].

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3 \cdot (l - b) \cdot b} = \frac{2 \cdot 95882,599}{40 \cdot (28 - 12) \cdot 12} = 24,969 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (1.101)$$

Допускаемые напряжения среза при стальной ступице $[\tau_{\text{ср}}] = 0,6 \cdot [\sigma_{\text{см}}] = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ МПа}$.

Все условия прочности выполнены.

1.8.2 Колесо тихоходной цилиндрической передачи

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую со скруглёнными торцами 16x10. Размеры сечения шпонки, паза и длины шпонки по ГОСТ 23360–78 (см. табл. 8,9 [2]).

Материал шпонки – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле 8.22 [2].

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_3}{d_3 \cdot (l - b) \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 372957,667}{55 \cdot (50 - 16) \cdot (10 - 6)} = 99,721 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

где $T_3 = 372957,667 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – момент на валу;

$d_3 = 55 \text{ мм}$ – диаметр вала;

$h = 10 \text{ мм}$ – высота шпонки;

$b = 16 \text{ мм}$ – ширина шпонки;

$l = 50 \text{ мм}$ – длина шпонки;

$t_1 = 6 \text{ мм}$ – глубина паза вала.

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и при стальной ступице $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$.

Проверим шпонку на срез по формуле 8.24 [2].

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		53

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T_3}{d_3 \cdot (l - b) \cdot b} = \frac{2 \cdot 372957,667}{55 \cdot (50 - 16) \cdot 16} = 24,93 \text{ МПа} \leq [\tau_{cp}]$$

Допускаемые напряжения среза при стальной ступице $[\tau_{cp}] = 0,6 \cdot [\sigma_{см}] = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ МПа}$.

Все условия прочности выполнены.

1.8.3 Ведущая звёздочка открытой цепной передачи

Для данного элемента подбираем шлицевое прямобочное соединение средней серии по ГОСТ 1139–80 (табл. 8.11 [2]). Для него число зубьев $z = 8$; диаметр вершин шлицов $D = 45 \text{ мм}$; диаметр окружности впадин шлицов $d = 39 \text{ мм}$.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле 8.25 [2]

$$\sigma_{см} = \frac{T_3}{0,75 \cdot z \cdot A_{см} \cdot R_{cp}} \quad (1.102)$$

где $T_3 = 372957,667 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – вращающий момент на тихоходном валу;

$z = 8$ – число шлицов;

$R_{cp} = 0,25 \cdot (D + d) = 0,25 \cdot (45 + 39) = 21 \text{ мм}$;

$A_{см}$ – расчётная поверхность смятия;

$$A_{см} = \left(\frac{D - d}{2} \cdot 2 \cdot f \right) \cdot l = \left(\frac{45 - 39}{2} \cdot 2 \cdot 0,4 \right) \cdot 48 = 115,2 \text{ мм}^2, \quad (1.103)$$

где $f = 0,4 \text{ мм}$ – фаска на шлице; $l = 48 \text{ мм}$ – длина шлицевого соединения.

Тогда

$$\sigma_{см} = \frac{372957,667}{0,75 \cdot 8 \cdot 115,2 \cdot 21} = 25,694 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и неподвижном соединении при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$.

Условие прочности выполнено.

1.9 Проектирование корпуса редуктора

Толщина стенки корпуса

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		54

$$\delta = 1,3 \cdot \sqrt[4]{T_3} = 1,3 \cdot \sqrt[4]{372,958} = 5,713 \text{ мм} \quad (1.104)$$

Так как должно быть $\delta \geq 8$ мм, принимаем $\delta = 8$ мм.

В местах расположения обработанных платиков, приливов, бобышек, во фланцах толщину стенки необходимо увеличить примерно в полтора раза

$$\delta_1 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.} \quad (1.105)$$

Плоскости стенок, встречающиеся под прямым углом, сопрягают радиусом

$$r = 0,5 \cdot \delta = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мм.} \quad (1.106)$$

Толщина стенки крышки корпуса

$$\delta_3 = 0,9 \cdot \delta = 0,9 \cdot 5,713 = 5,142 \text{ мм.} \quad (1.107)$$

Так как должно быть $\delta_3 \geq 6$ мм, принимаем $\delta_3 = 6$ мм.

Диаметр болтов крепления крышки корпуса

$$d = 1,25 \cdot \sqrt[3]{T_3} = 1,25 \cdot \sqrt[3]{372,958} = 8,998 \text{ мм} \quad (1.108)$$

Так как должно быть $d \geq 10$ мм, принимаем $d = 10$ мм.

Диаметр штифтов

$$d_{шт} = (0,7...0,8) \cdot d = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ мм. Принимаем } d_{шт} = 8 \text{ мм.} \quad (1.109)$$

Диаметр болтов крепления редуктора к раме

$$d_{\phi} = 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ мм. Принимаем } d_{\phi} = 16 \text{ мм.} \quad (1.110)$$

1.10 Выбор сорта масла

Для уменьшения потерь, мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

Для смазывания передачи применяем картерную систему. В корпус редуктора заливается масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. При их вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докum.	Подпис	Дат		55

в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Принцип назначения сорта масла следующий чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес.

Объём масляной ванны V определяется из расчёта 0,5 л масла на 1 кВт передаваемой мощности $V = 0,5 \cdot 3,382 \approx 1,7$ л.

По таблице 10.8 [2] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 1067,256$ МПа и скорости $V = 0,661$ м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна $40 \cdot 10^{-6}$ м/с². По таблице 10.10 [2] принимаем масло индустриальное И-40А (по ГОСТ 20799-75).

Выбираем для подшипников качения пластичную смазку Литол-24 по ГОСТ 21150-75 (см. табл. 9.14 [2]). Камеры подшипников заполняются данной смазкой и периодически пополняются ей.

Для слива масла используется сливное отверстие, закрываемое пробкой с конической резьбой, для замера уровня масла используем щуп и для вентиляции картера используем пробку-отдушину.

1.11 Выбор муфты

В виду того, что в данном соединении валов требуется невысокая компенсирующая способность муфт, то допустима установка муфты упругой втулочно-пальцевой. Достоинство данного типа муфт относительная простота конструкции и удобство замены упругих элементов. Выбор муфты упругой втулочно-пальцевой производится в зависимости от диаметров соединяемых валов, расчётного передаваемого крутящего момента и максимально допустимой частоты вращения вала. Диаметры соединяемых валов

Передаваемый крутящий момент через муфту $T_1 = 22,222$ Н·м
Расчётный передаваемый крутящий момент через муфту

$$T_p = k_p \cdot T_1 = 1,15 \cdot 22,222 = 25,555 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.111)$$

здесь $k_p = 1,15$ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации. Его значения приведены в таблице 11.3 [2].

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую 125-30-I.1-28-I.1-U3 ГОСТ 21424-93 (по табл. 11.5 [2]).

Упругие элементы муфты проверим на смятие в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		56

$$\sigma_{\text{см.}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p}{z_c \cdot D_o \cdot d_{\text{п}} \cdot l_{\text{вт}}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 25,555}{4 \cdot 84 \cdot 14 \cdot 28} = 0,388 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \text{ МПа}, \quad (1.112)$$

где $z_c=4$ – число пальцев;

$D_o=84$ мм – диаметр окружности расположения пальцев;

$d_{\text{п}}=14$ мм – диаметр пальца;

$l_{\text{вт}}=28$ мм – длина упругого элемента.

Рассчитаем на изгиб пальцы муфты, изготовленные из стали 45

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot (0,5 \cdot l_{\text{вт}} + c)}{z_c \cdot D_o \cdot 0,1 \cdot d_{\text{п}}^3} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 25,555 \cdot (0,5 \cdot 28 + 5)}{4 \cdot 84 \cdot 0,1 \cdot 14^3} =$$

$$= 10,533 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{и}}] = 80 \text{ МПа}. \quad (1.113)$$

здесь $c=5$ мм – зазор между полумуфтами.

Условие прочности выполняется.

					<i>БР - 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		57

2 Расчет в ANSYS методом конечных элементов

2.1 Описание программного комплекса ANSYS

ANSYS - это программный пакет конечно-элементного анализа, решающий задачи в различных областях инженерной деятельности (прочность конструкций, термодинамика, механика жидкостей и газов, электромагнетизм), включая связанные междисциплинарные задачи (термопрочность, магнитоупругость и т.п.). ANSYS - это профессиональный конечно-элементный расчетный комплекс, позволяющий решать задачи прочности, теплообмена, электромагнетизма, гидрогазодинамики как по отдельности, так и совместно, в связанной постановке (т.н. 'multiphysics' или 'coupled field'). Количество рабочих мест ANSYS в мире превышало 90000 коммерческих и 130000 университетских на 2003г.

Система ANSYS - это гибкое и надежное средство проектирования и анализа. Она работает в среде операционных систем самых распространенных компьютеров - от PC до рабочих станций, высокопроизводительных кластеров и суперкомпьютеров. Особенностью программной системы является файловая совместимость всех членов семейства ANSYS для всех используемых платформ. Многоцелевая направленность программы (т.е. реализация в ней средств для описания отклика или реакции сложной системы на воздействия различной физической природы) позволяет использовать одну и ту же модель для решения таких связанных задач, как прочность при тепловых нагрузках, влияние магнитных полей на прочность конструкции, тепломассоперенос в электромагнитном поле. Модель, созданная на PC, может использоваться на суперкомпьютере. Это обеспечивает всем пользователям ANSYS удобные возможности для решения широкого круга инженерных задач.

Как новичкам, так и опытным пользователям эта программа предлагает непрерывно растущий перечень расчетных средств, которые позволяют:

- учесть разнообразные конструктивные нелинейности;
- решить самый общий случай контактного взаимодействия для пространственных тел сложной конфигурации;
- допускают наличие больших (конечных) деформаций, перемещений и углов поворота;
- выполнить многопараметрическую оптимизацию в интерактивном режиме;
- анализировать влияние электромагнитных полей;
- решать задач гидро- и аэродинамики,
- а также многое другое – вместе с параметрическим моделированием, адаптивным перестроением сетки, использованием р-элементов и обширными возможностями создания макрокоманд с помощью языка параметрического проектирования системы ANSYS – APDL.

Система меню (на основе разработки фирмы Motif) обеспечивает ввод данных и выбор действий программы с помощью панелей диалога, выпадающих меню и окон списка, помогая пользователю управлять

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докв.	Подпис	Дат		58

программой. Средства твердотельного моделирования включают в себя представление геометрии, основанное на использовании сплайновой технологии NURBS, геометрических примитивов и операций булевой алгебры (выполняемых модулем SHAPES фирмы XOX Corp., который встроен в систему ANSYS).

Модуль системы ANSYS Design Data Access (DDA) обеспечивает передачу в программу моделей, созданных средствами компьютерного проектирования (CAD), что исключает повторение выполненной ранее конструктором работы. Назначение модуля DDA состоит в том, чтобы дать пользователю возможность получить результаты конечно-элементного анализа, которые в полной мере обусловлены исходной информацией, содержащейся в проектной разработке, а также предоставить современные и самые совершенные средства обмена данными. Программные средства серии DDA Connection могут работать совместно с разработками многих ведущих поставщиков CAD-программ, включая компании Parametric Technology Corporation, EDS/Unigraphics и Computervision Corporation. Последней версией этой серии является программное средство DDA Interactive, позволяющее использовать для конечно-элементного анализа непосредственно CAD-модели за счет современного интерфейса и установления взаимосвязи между CAD-информацией и данными, требующимися для проведения анализа. Кроме того, возможности анализа и оптимизации системы ANSYS легко переносятся на CAD-модели за счет использования форматов IGES и STEP для пересылки геометрии или соответствующего интерфейса ведущих CAD-программ.

2.2 Расчет МКЭ в ANSYS

В качестве исходных данных для расчета служат сведения о геометрии рассчитываемой конструкции, характеристики ее материала, а также значения прилагаемых к ней сил и нагрузок.

Для расчета методом конечных элементов требуется:

- 1) Построить 3D-модель в программном комплексе SOLIDWORKS;
- 2) Перенести модель в ANSYS и задать граничные условия;
- 3) Построить сетку элементов, указать действие вращающего момента, ограничить перемещения поверхностей (деталей) модели.
- 4) Определить деформации и напряжения возникающие от момента сопротивления ЦЗП.

					БР - 15.02.02 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		59

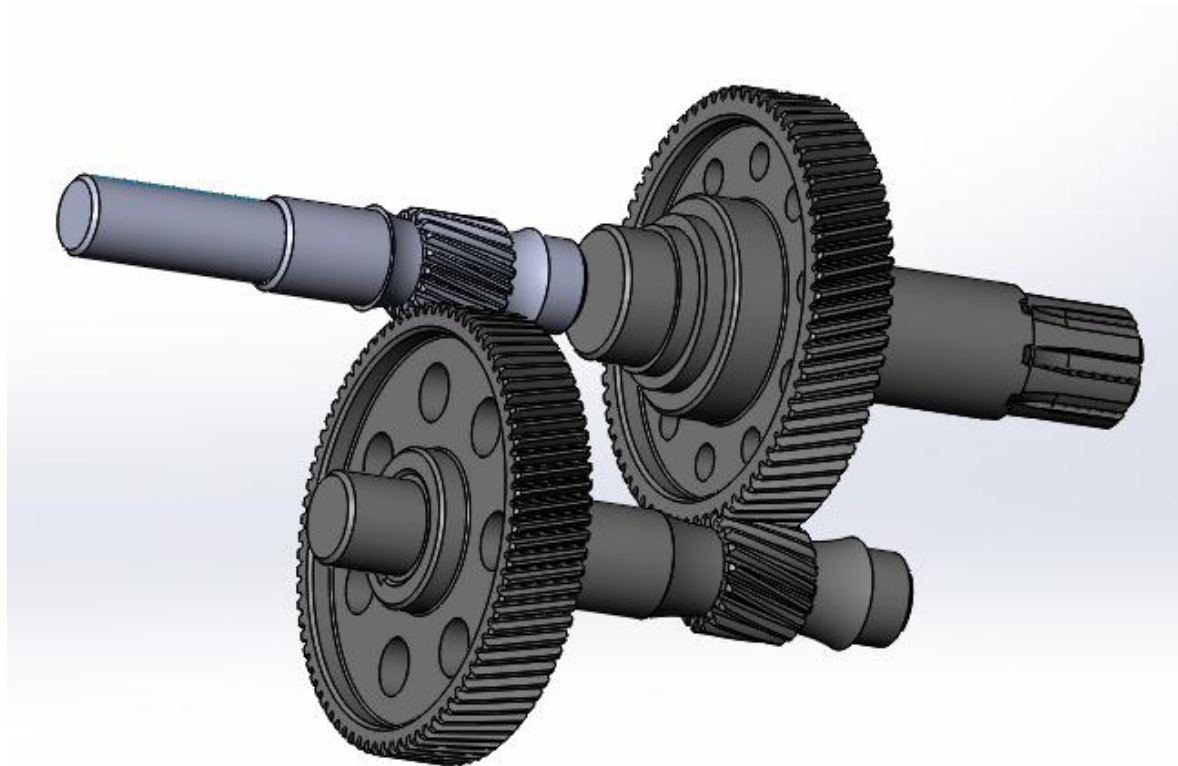


Рисунок 2.1 – 3Dмодель цилиндрической соосной двухступенчатой зубчатой передачи в SOLIDWORKS.

2.3 Граничные условия 3D модели соосной цилиндрической двухступенчатой передачи

Зададим граничные условия данной передачи в ANSYS (рис 2.2)

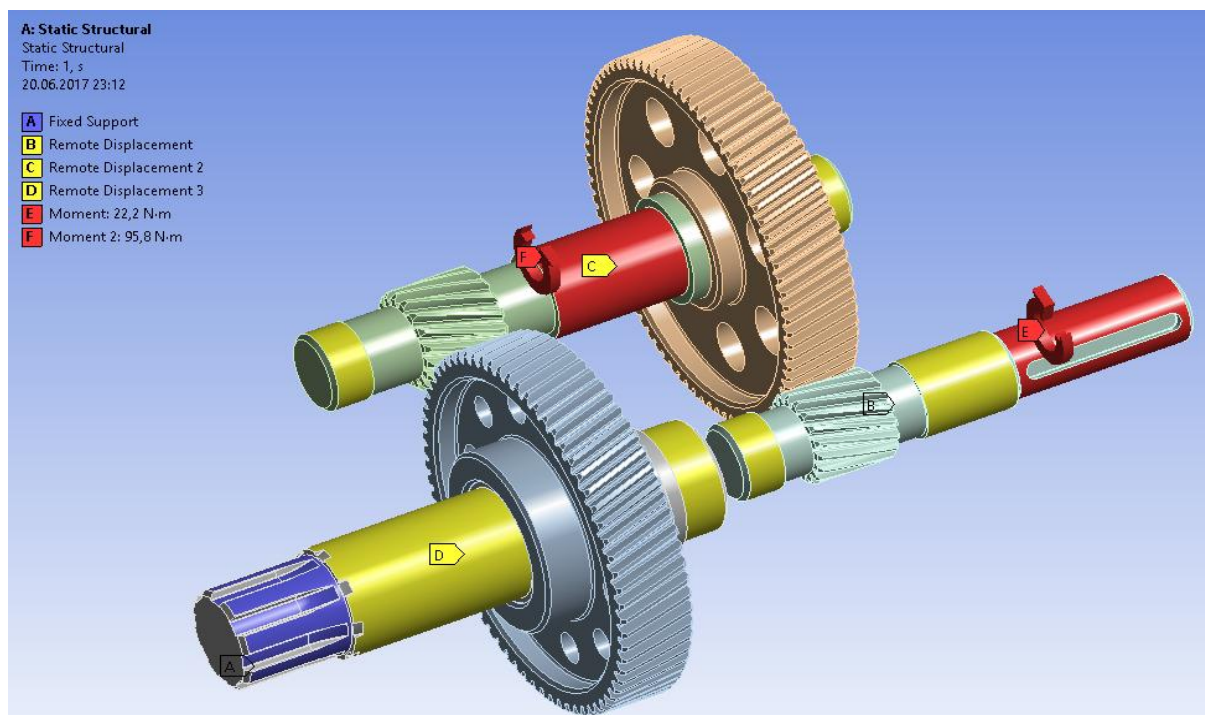


Рисунок 2.2 – Обозначение граничных условий с помощью функции RemoteDisplacement на валу.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дат

БР - 15.03.03 ПЗ

Лист
60

2.4 Сетка конечных элементов 3D модели ЦЗП

Произведем разбиение своей соосной цилиндрической двухступенчатой передачи на дискреты. Именно в узлах сетки определяются значения искомых переменных и накладываются граничные условия задачи.

Получим сетку, разбитую на 7 моделей:

- 1) Зубья шестерни быстроходного вала;
- 2) Быстроходный вал;
- 3) Зубчатое колесо промежуточного вала;
- 4) Промежуточный вал.
- 5) Зубья шестерни промежуточного вала;
- 6) Зубчатое колесо выходного вала;
- 7) Выходной вал;

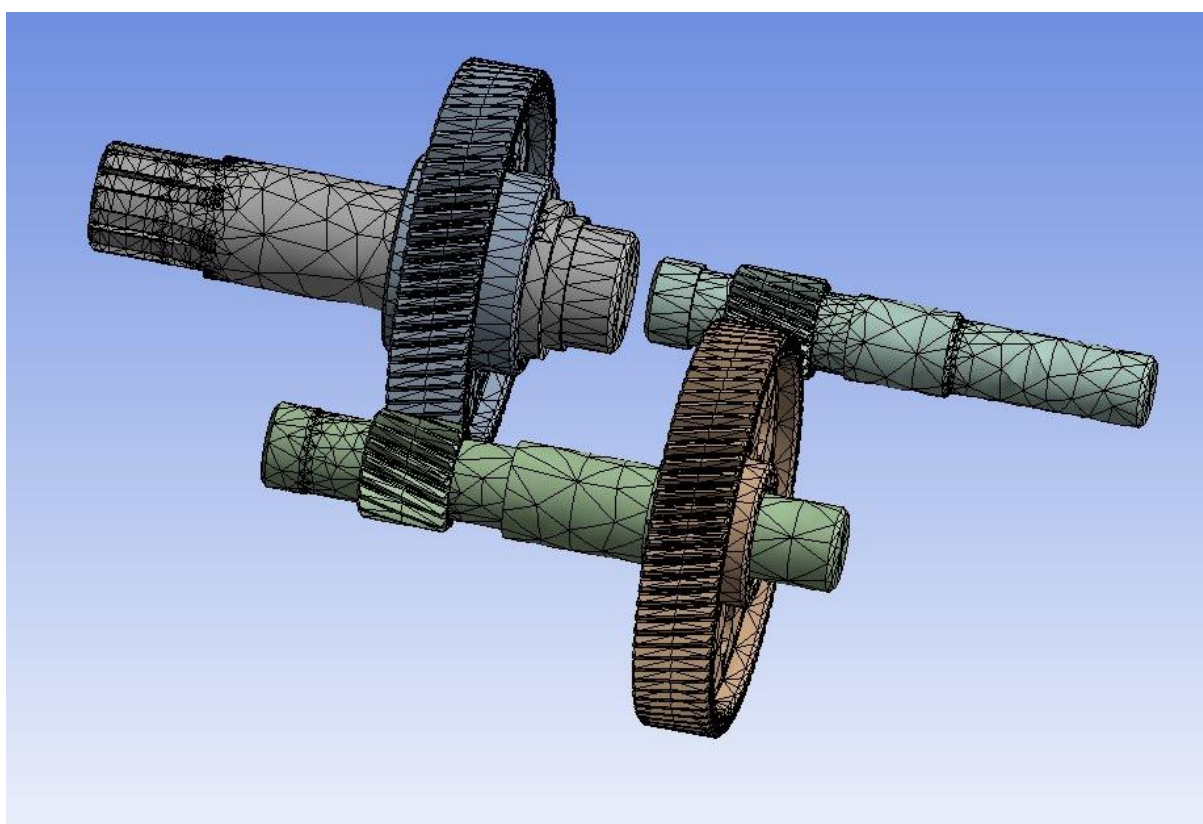


Рисунок 2.3 – Сетка конечных элементов на 3D-модели цилиндрической зубчатой двухступенчатой передачи.

Статистика сетки: 54130 элементов, 95118 узлов.

2.5 Определение деформаций соосной цилиндрической двухступенчатой передачи

Для определения деформаций с учетом граничных условий, крутящего момента и фиксации вала, воспользуемся функцией TotalDeformation.

Данная функция позволяет определить какие деформации возникают на нашей 3D-модели.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		61

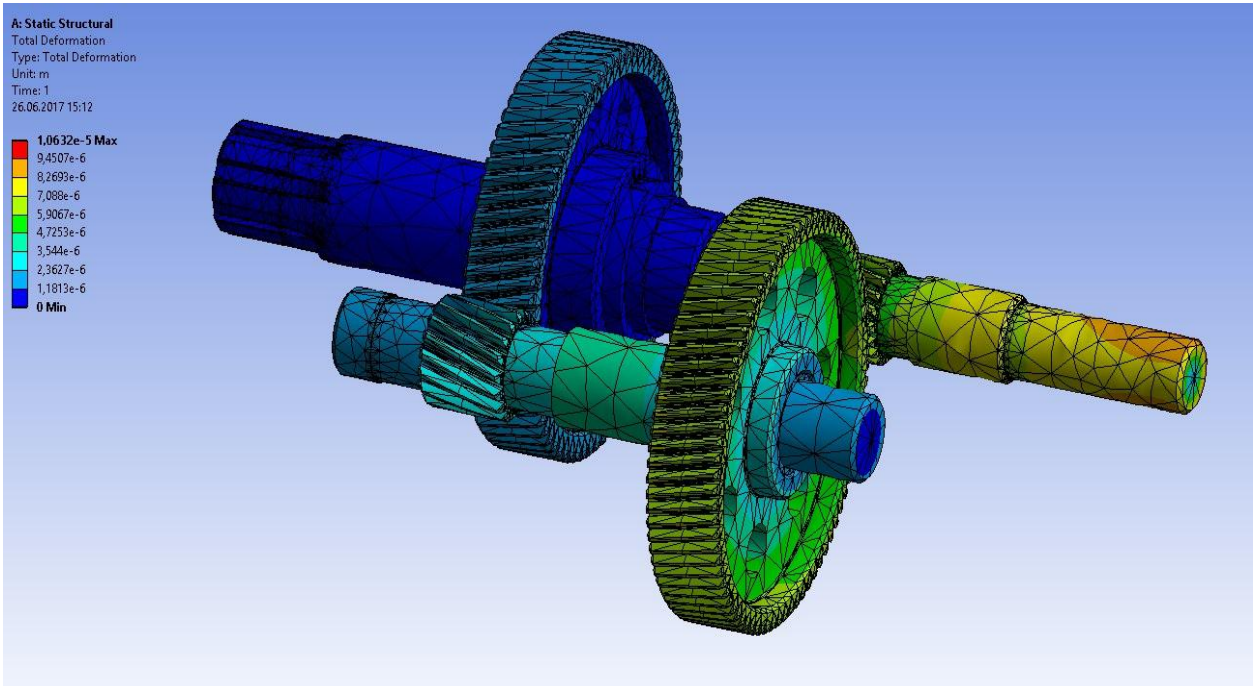


Рисунок 2.4 – Деформация зубчатых колес, быстроходного, промежуточного и выходного вала.

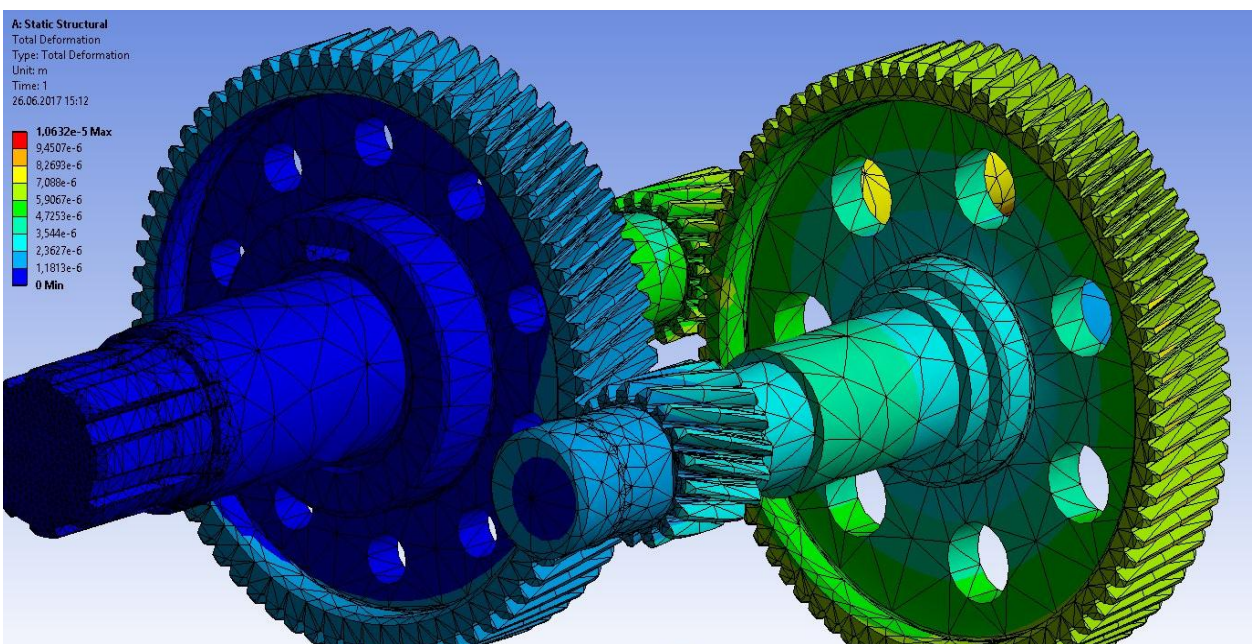


Рисунок 2.5 – Деформация зубчатых колес, быстроходного, промежуточного и выходного вала.

Из Рисунков 2.4, 2.5 можно сделать вывод, что возникают деформации зубчатых колес и быстроходного вала

Максимальная деформация наблюдается на рисунках равна 0,0082693мм. Данная деформация является незначительной.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дат

БР - 15.03.03 ПЗ

Лист
62

2.6 Определение напряжений соосной цилиндрической двухступенчатой передачи

Для определения напряжений с учетом граничных условий, крутящего момента и фиксации вала, воспользуемся функцией StaticStructural.

Данная функция позволяет определить какие напряжения возникают на нашей 3D-модели.

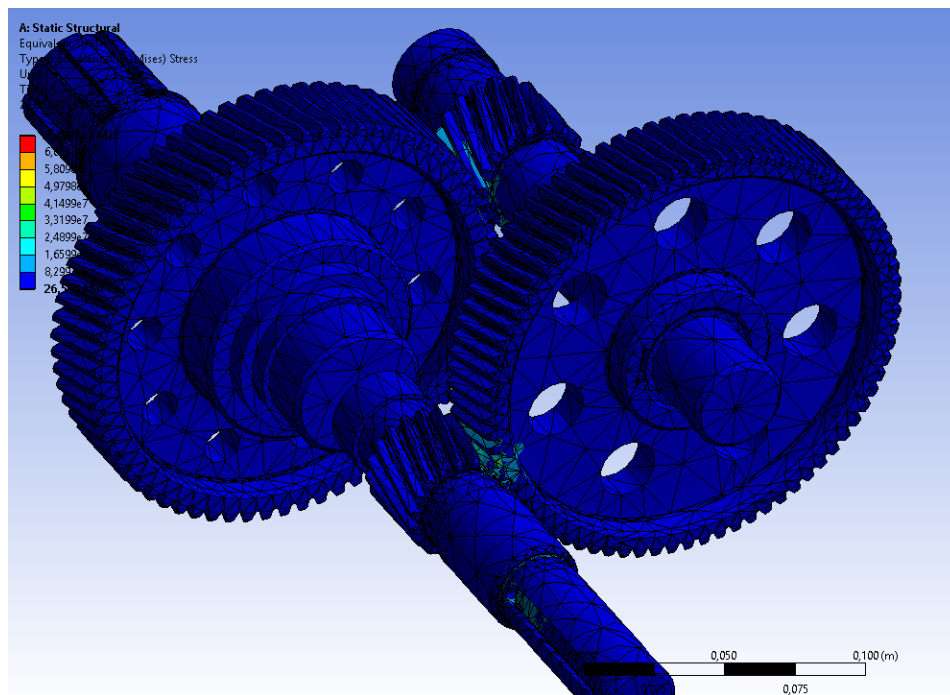
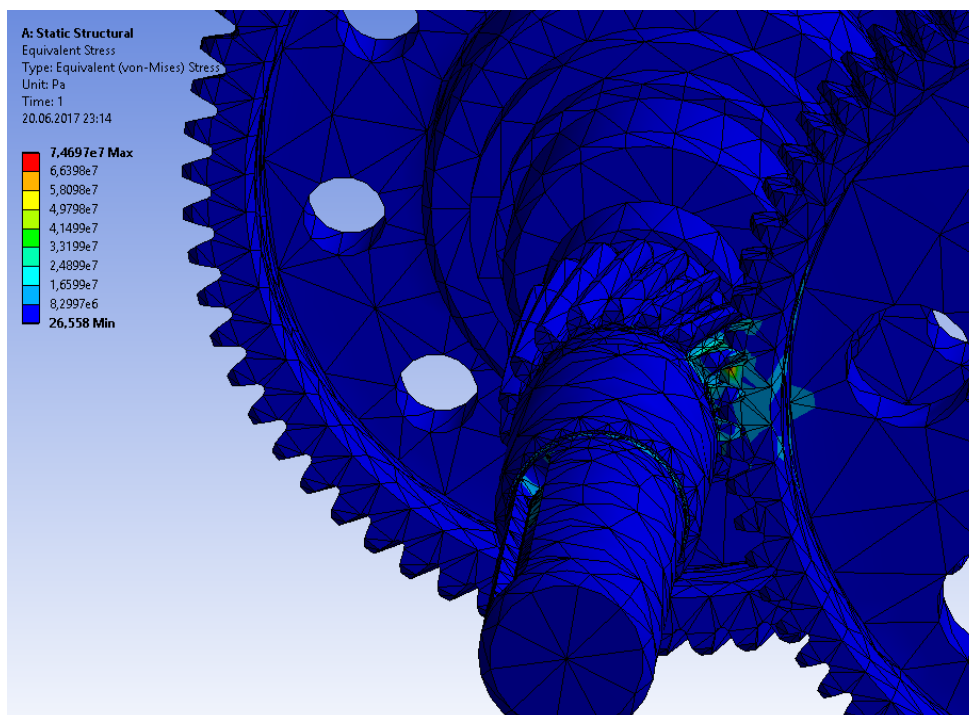


Рисунок 2.7 – Напряжения зубчатых колес, быстроходного, промежуточного и выходного вала.



Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дат

БР - 15.03.03 ПЗ

Лист
63

Рисунок 2.8 – Напряжения зубчатых колес, быстроходного, промежуточного и выходного вала.

На рисунке 2.7, 2.8 изображены напряжения двухступенчатой соосной зубчатой передачи от крутящего момента. В зоне контакта возникают максимальные напряжения равные 63 МПа, что не превышает допустимых значений (470 Мпа).

					<i>БР - 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лис</i>
						64
<i>Изм.</i>	<i>Лис</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. По заданным характеристикам был спроектирован соосного цилиндрического двухступенчатого редуктора, а также средствами пакета SOLIDWORKS создана 3D – модель.
2. Расчет зубчатых передач методом конечных элементов показал, что при нагружении колес крутящим моментом возникают деформации, которые являются незначительными для данной передачи.
3. В том числе зубчатые колеса были нагружены моментом и были вычислены напряжения, которые возникают в зубчатом зацеплении. напряжения составляют 63МПа и получаются меньше допускового значения.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис
						65
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОНИКОВ

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. Заведений / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. — 12-е изд., стер. — М.: Издательский центр «Академия», 2009 г. — 496 с.
2. Чернавский, С.А Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие / С.А.Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: ИНФРА-М, 2011. — 414 с.; ил. — (Среднее профессиональное образование)
3. Ряховский О.А. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие / [Б.А.Байков и др.]; под ред. О.А.Ряховского, О.П.Леликова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во МГТУ им Н.Э.Баумана, 2009.—400 с. : ил.
4. Гусев, А. А. Технология машиностроения (специальная часть): Учебник для машиностроительных специальностей вузов / А. А. Гусев, Е. Р. Ковальчук, И.М. Колесов и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.: ил.
5. Горбачев, А. Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / А. Ф. Горбачев, В. А. Шкред. – 4-е изд., дораб. и доп. – Мн.: Высш. школа, 1983. – 256 с., ил.
6. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. завед. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 9-е изд., прераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.
7. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением. В 2 ч. – М.: Экономика, 1990. – Ч. 1: Нормативы времени. – 207 с.
8. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением. В 2 ч. – М.: Экономика, 1990. – Ч. 2: Нормативы режимов резания. – 473 с.
9. Общемашиностроительные нормативы вспомогательного времени и времени на обслуживание рабочего места на работы, выполняемые на металлорежущих станках. Массовое пр-во. – М.: Экономика, 1988. – 365 с.
10. Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования. – М.: Экономика, 1989. – 236 с.
11. Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т. / Ред. совет: Б. Н. Вардашкин (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1984 – Т. 2 / Под ред. Б. Н. Вардашкина, В. В. Донилевского, 1984. – 656 с., ил.
12. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы / Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
13. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 541с.
14. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред / Пер. с англ. – М.: Мир, 1976. – 464 с.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лис 66
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		