

Министерство образования и науки Украины

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кафедра деталей машин и ТММ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин»
(раздел «Проектирование привода транспортера с червячным редуктором»)
для студентов специальности 6.090200

Составители: Бобошко А. А.
 Янчевский И. В.

Утверждено методическим
советом университета,
протокол № 4 от 19 декабря 2007 г.

Харьков, 2008 г.

Составители: Бобошко А. А., Янчевский И. В.

Кафедра деталей машин и ТММ

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Курсовой проект по деталям машин является важной самостоятельной инженерной работой студента, охватывающей вопросы расчета на прочность, жесткость, износостойкость, долговечность и другие виды работоспособности деталей машин и базирующейся на большинстве ранее изученных студентами дисциплинах (математика, физика, инженерная графика, ТММ, сопротивление материалов, ТКМ, проч.).

Курсовое проектирование имеет важное значение в развитии навыков самостоятельной творческой работы студентов, так как прививает им навыки научно-исследовательской работы, рационализации, изобретательства, пользования справочной литературой, государственными стандартами, нормами, таблицами и номограммами, а также навыки выполнения расчетов и составления расчетно-пояснительных записок к проектам.

Объем и содержание курсового проекта по деталям машин приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 – Объем и содержание КД по деталям машин

№ этапа	Содержание работы	Объем работы	К общему объему	Рекомендуемый формат	Указания к выполнению
1.	Расчет основных размеров привода и разработка эскизной компоновки	1. Расчет кинематической схемы привода. 2. Ориентировочный расчет зубчатых колес, валов и других деталей. 3. Схематический чертеж общего вида привода	20%		1. Предварительный расчет валов производится условно на кручение. 2. Подшипники (предварительно) выбираются по диаметрам валов. 3. Схематические чертежи выполняются для узелки расположения основных деталей и узлов.
2.	Проектирование редуктора	1. Полный расчет редуктора с уточненным расчетом валов, подшипников и других деталей.	35%	1 лист формата А1	1. Общий вид редуктора вычерчивается в трех проекциях в стандартном масштабе. Необходимо составить спецификацию всех деталей по ЕСКД на листах формата А4 и приложить к расчетно-пояснительной записке. 2. На чертеже общего вида должны быть приведены все монтажные и габаритные размеры. 3. Все стандартные детали должны выбираться по соответствующим стандартам. 4. Расчет деталей сопровождается эскизами деталей, поясняющими расчет.
3.	Проектирование деталей редуктора	Спроектировать следующие детали: 1. колесо зубчатое (червячное), 2. вал ведомый, 3. корпусную деталь.	20%	1-1.5 листа формата А1	1. Рабочие чертежи должны быть выполнены по ЕСКД и в них указываются: все необходимые размеры, классы чистоты поверхности, допуски и посадки, материалы, а также технические требования.
4.	Проектирование общего вида привода	Общий вид компонуется с учетом ранее спроектированных и выбранных узлов.	15%	1 лист формата А1	1. Общий вид проектируется на основе эскизного проекта. 2. На чертеже должны быть приведены габаритные присоединительные, основные расчетные и монтажные размеры, а также дана спецификация узлов и деталей.
5.	Оформление расчетно-пояснительной записки	В записку включаются как предварительные, так и уточненные расчеты в порядке их выполнения.	10%	25-40 листов формата А4	1. Записка должна сопровождаться эскизами, поясняющими расчет. 2. В записке указать все допущенные отступления от расчета и причины, вызывающие их. 3. Записка также содержит расчет фундаментных болтов и (при необходимости) тепловой расчет редуктора.

УКАЗАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Расчетно-пояснительная записка должна соответствовать требованиям ЕСКД, выполняется на листах формата А4 с одной стороны и начинается с титульного листа, который одновременно служит обложкой. Пример оформления титульного листа представлен в Приложении А.

На второй странице помещают основную надпись, форма которой представлена на рисунке 2.1. Надпись на последующих листах расчетно-пояснительной записки выполняется согласно рисунку 2.2.

					<i>АДТМ 31.71 ПЗ</i>							
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>Проектирование привода транспорта</i>			Лит.	Лист	Листов		
Разраб.		<i>Иванов И. И.</i>								2	31	
Провер.		<i>Янчевский И. В.</i>						<i>ХНАДУ</i>				
Реценз.												
Н. Контр.		<i>Бобошко А. А.</i>										
Утверд.												

Рис. 2.1. Надпись на второй странице пояснительной записки

					<i>АДТМ 31.71 ПЗ</i>					Лист.
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						28

Рис. 2.2. Надпись на последующих страницах пояснительной записки

В поле надписи «Обозначение документа» [1] указывается шифр специальности студента (А, АА, М, МА, РП, проч.), код кафедры (ДТМ), код группы студента (31, 32,...), номер схемы и номер варианта задания на курсовое проектирование (обозначение 71 соответствует 7-ой схеме и 1-му варианту).

Все разделы пояснительной записки должны соответствовать содержанию (см. табл. 1) и начинаются с новой страницы. Само содержание расчетно-пояснительной записки располагают на второй странице. Примерный вид содержания с указанием номеров страниц следующий:

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1. Энерго-кинематический расчет привода
 - 1.1. Выбор электродвигателя
 - 1.2. Мощности на валах привода и частоты их вращения
 2. Расчет клиноременной передачи
 3. Расчет червячной передачи
 4. Выбор смазочных материалов и системы смазки редуктора
 5. Эскизное проектирование
 - 5.1. Проектные расчеты валов, выбор подшипников и схемы их установки
 - 5.2. Размеры для вычерчивания эскиза редуктора
 6. Расчет выходного вала редуктора
 - 6.1. Расчет вала на статическую прочность
 - 6.2. Проверочный расчет вала на выносливость
 7. Расчет подшипников качения выходного вала на долговечность
 8. Расчет шпоночного соединения
- ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК**

Согласно приведенному выше содержанию на третьей странице записки располагают техническое задание на курсовое проектирование, которое применительно к заданию с червячным редуктором (7-ая схема) может быть оформлено в следующем виде:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Спроектировать привод транспортера, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи и червячного редуктора (рис. 1).

Исходные данные:

- *крутящий момент на выходном валу редуктора* $T_{\text{вых}} = 1.0 \text{ кНм};$
- *угловая скорость выходного вала редуктора* $\omega_{\text{вых}} = 3.0 \text{ с}^{-1};$
- *срок службы привода* $L_h = 10000 \text{ ч.}$

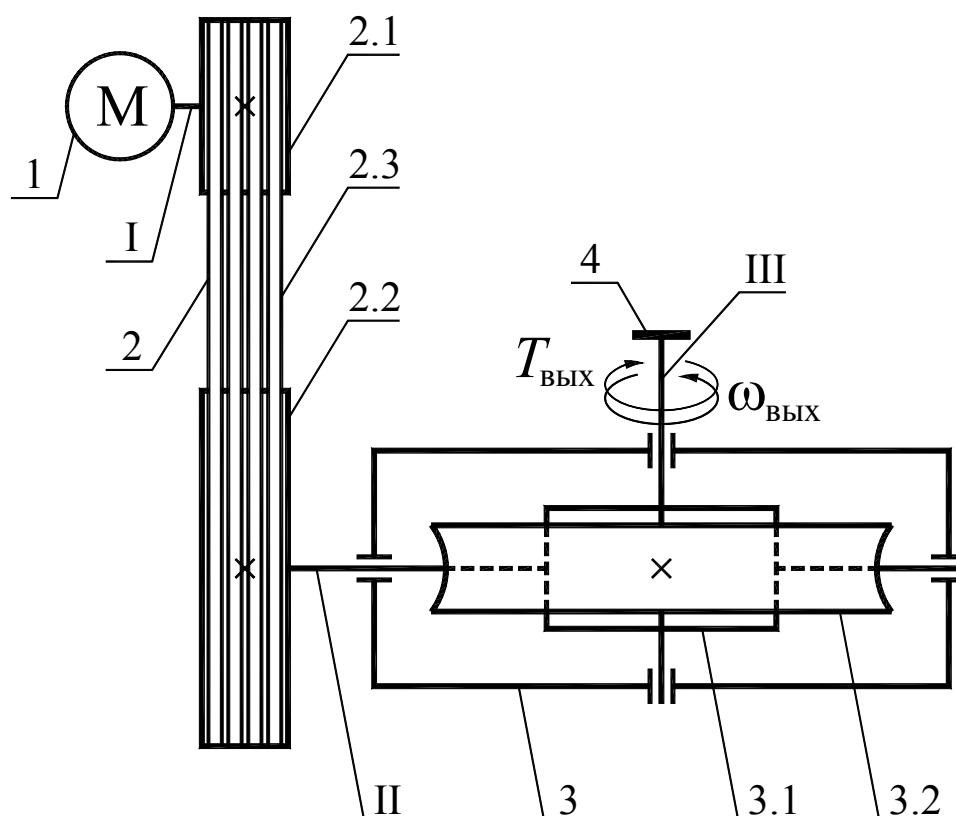


Рис. 1. Кинематическая схема привода транспортера:
 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – червячный редуктор; 4 – муфта;
 I – вал электродвигателя, входной вал ременной передачи;
 II – выходной вал ременной передачи, входной вал червячной передачи;
 III – выходной вал червячной передачи, выходной вал привода;
 2.1 – ведущий шкив ременной передачи; 2.2 – ведомый шкив червячной передачи;
 2.3 – ремень; 3.1 – червяк; 3.2 – червячное колесо.

На четвертой странице пояснительной записки желательно включить раздел «ВВЕДЕНИЕ», в котором кратко описывается разрабатываемый привод, приводится общая характеристика используемого редуктора, рекомендуемые условия работы, проч. Для привода с червячным редуктором этот раздел может быть оформлен как показано ниже.

ВВЕДЕНИЕ

Редуктором называют механизм, выполненный в виде отдельного агрегата, служащий для понижения угловой скорости и, соответственно, повышения крутящего момента. В приводах общемашиностроительного назначения, разрабатываемых при курсовом проектировании, редуктор является неотъемлемым и наиболее трудоемким узлом.

Приведем краткую характеристику червячного редуктора. Редуктор с цилиндрическим червяком (рис. 2) применяется для передачи движения меж-

ду перекрещивающимися осями валов (обычно под прямым углом). Кинематически червячная передача аналогична передаче винт-гайка и состоит из неподвижного в осевом направлении червяка (представляющего однозаходный или многозаходный винт) и червячного колеса (сектора гайки изогнутого по окружности резьбой наружу). В отечественном машиностроении наибольшее распространение получили передачи с архимедовыми червяками. Ведущим звеном обычно является червяк, но встречаются передачи с ведущим колесом.

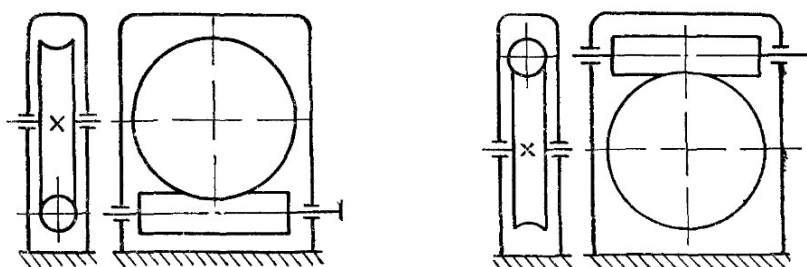


Рис. 2. Схемы червячных редукторов

Достоинства червячных передач – плавность и бесшумность работы, большие передаточные числа, возможность самоторможения.

Недостатки червячных передач – низкий КПД; значительное тепловыделение при длительной работе, что требует специальных мер для дополнительного охлаждения (оребрение корпуса, обдув и т. п.); необходимость применения для венцов червячных колес дорогостоящих антифрикционных сплавов; склонность к заеданию.

Различают две компоновочные схемы червячных редукторов: с нижним и верхним расположением червяка (рис. 2). При окружной скорости 4...6 м/с принимают нижнее расположение червяка, обеспечивающее лучшие условия смазки зацепления и подшипников.

Область применения силовых червячных передач ограничивается следующими параметрами: передаваемая мощность до 60 кВт (реже до 200 кВт), окружная скорость до 15 м/с, передаточные числа 14...80. В непрерывно работающих приводах ввиду большого тепловыделения применение червячных редукторов нецелесообразно.

УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТУ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПРИВОДА

Последующие страницы расчетно-пояснительной записки непосредственно связаны с расчетом основных размеров деталей и узлов привода и разработкой эскизной компоновки (см. этап 1 табл. 1.1). При изложении расчетов необходимо указывать литературу с указанием страниц, откуда взяты формулы, допускаемые напряжения и другие величины. Описание используемой литературы приводится в разделе «ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК» и располагают на последней странице пояснительной записки. Пример оформления раздела следующий:

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. *Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин: учебн. пособие для техн. вузов. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.*
2. *Павлище В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, мащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. – Львів: НУ «ЛП», 2001. – 136 с.*
3. *Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.*
4. *Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.*
5. *Перегон В. А., Гречко Л. П., Бобошко А. А., Коряк А. А., Никитин И. Ф. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин» для студентов дневного и заочного обучения специальностей 7.0902. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 27 с.*
6. *Курсовое проектирование по деталям машин и ПТМ. / П. Г. Гузенков, А. Г. Гришанов, В. П. Гузенков. – М.: Высш. школа, 1990. – 111 с.*

Выполнение проекта необходимо начать с уточнения кинематической схемы привода. При этом следует строго руководствоваться ГОСТ 2.770-68 на условные графические изображения в кинематических схемах различных типов ременных, зубчатых, червячных передач, а также опор. Поскольку размеры передач еще не известны, кинематическую схему выполняют без соблюдения масштаба (см. раздел «Техническое задание»). Далее изложен примерный вид данного раздела.

1. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

1.1. Выбор электродвигателя

1.1.1. Мощность на выходном валу привода (вал III, рис. 1)

$$N_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}} = 1.0 \cdot 3.0 = 3.0 \text{ кВт.}$$

1.1.2. Расчетная мощность электродвигателя (вал I, рис. 1)

$$N_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3.0}{0.745} = 4.03 \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода ([1], стр. 14):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{черв}} \cdot \eta_n^2 = 0.95 \cdot 0.8 \cdot 0.99^2 \approx 0.745,$$

$\eta_{\text{рем}} = 0.95$ – КПД ременной передачи ([1], стр. 15);

$\eta_{\text{черв}} = 0.8$ – КПД червячной передачи ([1], стр. 15);

$\eta_n = 0.99$ – КПД одной пары подшипников качения ([1], стр. 15).

1.1.3. Частота вращения выходного вала привода

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{ВЫХ}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 3.0}{3.14} = 28.65 \text{ об/мин.}$$

1.1.4. Предварительная частота вращения вала электродвигателя (вал I, рис. 1)

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{общ}} = 28.65 \cdot 32 = 916.73 \text{ об/мин,}$$

где $u_{\text{общ}}$ – общее передаточное число привода:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{черв}} = 2 \cdot 16 = 32,$$

$u_{\text{рем}} = 2$ – предварительное передаточное число ременной передачи ([1], стр. 15); $u_{\text{черв}} = 16$ – предварительное передаточное число червячной передачи ([1], стр. 15, табл. 8 приложения).

1.1.5. По $N_{\text{вх}} = 4.03$ кВт и $n_{\text{вх}} = 916.73$ об/мин принимаем асинхронный электродвигатель* серии 4А по ГОСТ 19523-81 ([1], табл. 2 приложения):

тип двигателя	4А112МВ6У3;
мощность	$N_{\text{дв}} = 4.0$ кВт;
частота вращения	$n_{\text{дв}} = 950$ об/мин;
перегрузка	$T_{\text{max}}/T_{\text{min}} = 2.2.$

1.2. Мощности на валах привода и частоты их вращения

Уточняем передаточное число ременной передачи при неизменном передаточном числе червячной:

* $n_{\text{вх}} \sim n_{\text{дв}}$; $N_{\text{вх}} \leq 1.05 \cdot N_{\text{дв}}$ (5%-ная перегрузка двигателя допускается).

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{950}{28.65} = 33.16 \Rightarrow u_{\text{рем}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{черв}}} = \frac{33.16}{16} = 2.07$$

Входной вал привода (вал I, рис. 1):

$$N_I = N_{\text{вх}} = 4.03 \text{ кВт};$$

$$n_I = n_{\text{дв}} = 950 \text{ об/мин.}$$

Входной вал редуктора (вал II, рис. 1):

$$N_{II} = N_I \cdot \eta_{\text{рем}} = 4.03 \cdot 0.95 = 3.82 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{\text{рем}}} = \frac{950}{2.07} = 458.4 \text{ об/мин.}$$

Выходной вал привода (вал III, рис. 1):

$$N_{III} = N_{II} \cdot \eta_{\text{черв}} \cdot \eta_n^2 = 3.82 \cdot 0.8 \cdot 0.99^2 = 3.00 \text{ кВт};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{\text{черв}}} = \frac{458.4}{16} = 28.65 \text{ об/мин.}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 1.

Таблица 1 – Мощности на валах привода и их частоты вращения (рис. 1)

№ вала	Передача	u	η	n , об/мин	N , кВт
I	Ременная	2.07	0.95	950	4.03
				458.4	3.82
II	Червячная	16	0.8	28.65	3.00

Методика расчета привода подробно описана в методических указаниях [2]. В общем случае исходными данными для расчета передач являются передаваемая мощность N_1 , частота вращения ведущего вала n_1 , передаточное число u , ресурс работы привода L_h .

И согласно представленному ранее содержанию одним из разделов курсового проекта может выступать расчет ременной передачи. Методика, порядок и примеры расчета плоскоремennых и клиноремennых передач приведены в [3, с. 138-153], [4, с. 232-241], [5, с. 19-27], [7, с. 35].

Пример оформления раздела, посвященного расчету клиноремennой передачи, представлен далее.

2. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные (см. табл. 1):

- передаваемая мощность $N_1=N_I=4.03$ кВт;
- частота вращения ведущего шкива $n_1=n_I=950$ об/мин;
- передаточное число $u=u_{рем}=2.07$;
- нагрузка спокойная, работа односменная.

2.1. Крутящий момент на быстроходном валу:

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{4.03}{950} = 39.68 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.2. При данном моменте по табл. 2.12 [1] принимаем сечение ремня «А» с размерами:

$$\begin{aligned} b_p &= 11 \text{ мм}; & h &= 8.0 \text{ мм}; & b_0 &= 13 \text{ мм}; & y_0 &= 2.8 \text{ мм}; \\ F_1 &= 0.81 \text{ см}^2; & d_{1min} &= 90 \text{ мм}; & q &= 0.1 \text{ кг/м}. \end{aligned}$$

2.3. В соответствии с рекомендациями принимаем диаметр меньшего шкива $d_{p1}=100$ мм (см. табл. 2.15 [1]).

2.4. Диаметр большего шкива $d_{p2} = d_{p1} \cdot u \cdot (1-\varepsilon) = 100 \cdot 2.07 \cdot (1-0.02) = 202.86$ мм. Принимаем $d_{p2}=200$ мм (табл. 2.21, [1]).

2.5. Фактическое передаточное число

$$u_{рем} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\varepsilon)} = \frac{200}{100 \cdot (1-0.02)} = 2.04.$$

2.5. Скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 100 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 4.97 \text{ м/с}.$$

2.6. Частота вращения ведомого вала передачи (вал II, рис. 1)

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{рем}} = \frac{950}{2.04} = 465.5 \text{ об/мин}.$$

2.7. Межосевое расстояние с учетом 30 % запаса

$$a = (a/d_{p2}) \cdot d_{p2} \cdot 1.3 = 1.19 \cdot 200 \cdot 1.3 = 309.878 \text{ мм},$$

где $(a/d_{p2})=1.19$ ([1], табл. 2.14)*.

2.8. Расчетная длина ремня

* Здесь и далее при вычислении коэффициентов используется аппроксимирующая формула $y = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x - x_1)$. В частности $y = 1.2 + \frac{1-1.2}{3-2} (2.04 - 2) = 1.19$.

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 309.88 + \frac{3.14}{2}(100 + 200) + \frac{(200 - 100)^2}{4 \cdot 309.88} = 1099.06 \text{ мм.}$$

Ближайшая стандартная длина ремня $L=1000$ мм ([1], стр. 26).

2.9. По стандартной длине L уточняем действительное межосевое расстояние

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1000 - 3.14 \cdot 300 + \sqrt{(2000 - 3.14 \cdot 300)^2 - 8 \cdot 100^2}}{8} = 259.57 \text{ мм.}$$

Минимальное межосевое расстояние для удобства монтажа и снятия ремней

$$a_{min} = a - 0.01 \cdot L = 259.57 - 0.01 \cdot 1000 = 249.57 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние для создания натяжения и подтягивания ремня при вытяжке

$$a_{max} = a + 0.025 \cdot L = 259.57 + 0.025 \cdot 1000 = 284.57 \text{ мм.}$$

2.10. Угол обхвата на меньшем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{200 - 100}{259.57} = 156.88^\circ > [\alpha_1] = 110^\circ.$$

2.11. Исходная длина ремня $L_0=1700$ мм ([1], табл. 2.15). Относительная длина $L/L_0=1000/1700=0.588$.

2.12. Коэффициент длины $C_L=0.877$ ([1], табл. 2.19).

2.13. Исходная мощность для ремня «А» при $d_{p1}=100$ мм и $v=4.97$ м/с $N_0=0.946$ кВт ([1], табл. 2.15).

2.14. Коэффициент угла обхвата $C_\alpha=0.94$ ([1], табл. 2.18).

2.15. Поправка к крутящему моменту на передаточное число $\Delta T_u=1.1$ Н·м ([1], табл. 2.20).

2.16. Поправка к мощности $\Delta N_u = 0.0001 \cdot \Delta T_u \cdot n_1 = 0.1$ кВт ([1], табл. 2.16).

2.17. Коэффициент режима работы при указанной нагрузке $C_p=0.84$ ([1], табл. 2.8).

2.18. Допускаемая мощность на один ремень

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_u) \cdot C_p = (0.946 \cdot 0.94 \cdot 0.877 + 0.1) \cdot 0.84 = 0.743 \text{ кВт.}$$

2.19. Расчетное число ремней

$$z = \frac{N_1}{[N]} = \frac{4.03}{0.74} = 5.31.$$

2.20. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки $C_z=0.9$ ([1], стр. 28).

2.21. Действительное число ремней

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{5.31}{0.9} = 5.9. \text{ Принимаем } z'=6.$$

2.22. Сила начального натяжения одного клинового ремня

$$S_{0.1} = \frac{780 \cdot N_1}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z'} + qv^2 = \frac{780 \cdot 4.03}{4.97 \cdot 0.94 \cdot 0.84 \cdot 6} + 0.1 \cdot 4.97^2 = 133.04 \text{ Н},$$

где $q=0.1$ кг/м – погонная масса ремня ([1], табл. 2.12).

2.23. Усилие, действующее на валы передачи

$$Q \approx 2 \cdot S_{0.1} \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 133.04 \cdot 6 \cdot \sin \frac{156.88^\circ}{2} = 1564.08 \text{ Н}.$$

2.24. Размеры обода шкивов ([1], табл. 2.21)

$$l_p=11 \text{ мм}; \quad h=8.7 \text{ мм}; \quad b=3.3 \text{ мм}; \quad e=15 \text{ мм}; \quad f=10 \text{ мм}; \\ r=1.0; \quad h_{1\min}=6 \text{ мм}; \quad \alpha_1=34^\circ; \quad \alpha_2=40^\circ.$$

2.25. Наружные диаметры шкивов

$$d_{e1} = d_{p1} + 2 \cdot b = 100 + 2 \cdot 3.3 = 106.6 \text{ мм}; \\ d_{e2} = d_{p2} + 2 \cdot b = 200 + 2 \cdot 3.3 = 206.6 \text{ мм}.$$

2.26. Ширина обода шкивов

$$M = (z' - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (6 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 95 \text{ мм}.$$

2.27. Ведущий шкив выполняется с диском (т.к. $d_{p1}=100$ мм), ведомый шкив выполняется со спицами (т.к. $d_{p2}=200$ мм, [1], табл. 2.2). Число спиц ведомого шкива $i_z=4$ (при $d_{e2}<450$ мм, [1], стр. 22).

Размеры спиц по внутреннему диаметру шкива

$$c = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0.4 \cdot z'}} = \sqrt[3]{\frac{76.93 \cdot 10^3}{0.4 \cdot 6}} = 31.77 \text{ мм},$$

где $T_2=T_1 \cdot i_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}} = 39.68 \cdot 2.04 \cdot 0.95 = 76.93 \text{ Н}\cdot\text{м} = 76.93 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – крутящий момент на валу ведомого шкива ременной передачи (вал II, рис. 1).

$$a = 0.4 \cdot c = 0.4 \cdot 31.77 = 12.71 \text{ мм}.$$

Размеры спицы по наружному диаметру шкива

$$c_0 = 0.8 \cdot c = 0.8 \cdot 31.77 = 25.41 \text{ мм};$$

$$a_0 = 0.8 \cdot a = 0.8 \cdot 12.71 = 10.17 \text{ мм}.$$

Далее следует расчет зубчатых или червячной передач. Следует помнить общие конструктивные особенности цилиндрических редукторов: при переходе от быстроходной ступени к тихоходной должны увеличиваться модуль зубчатых колес m , ширина венца колес b_w , межосевое расстояние a_w и диаметры валов, так как на последующих ступенях увеличивается передаваемый крутящий момент.

В цилиндрических редукторах, выполненных по развернутой схеме, передаточное число быстроходной ступени должно быть больше передаточного числа тихоходной ступени.

Рекомендации по разбивке передаточного числа приведены в [6, с. 56], [7, с. 129-132, 138, 139], [9, с. 7], [5, с. 39-42].

Методика и порядок проектирования зубчатых цилиндрических, конических и червячных передач с примерами расчета в численном виде изложены в соответствующих разделах [3-7].

Далее приведен пример расчета червячной передачи*:

3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные (см. табл. 1):

- | | |
|----------------------------|--|
| • передаваемая мощность | $N_I = N_{II} = 3.82 \text{ кВт};$ |
| • частота вращения червяка | $n_1 = n_2^{\text{рем}} = 465.5 \text{ об/мин};^\dagger$ |
| • передаточное число | $u = u_{\text{черв}} = 16;$ |
| • срок службы | $t = L_h = 10000 \text{ ч};$ |
| • работа | неревверсивная, непрерывная. |

3.1. Выбираем материал червяка сталь 45. С целью получения высоких качественных показателей передачи применяют закалку до твердости 45...50 HRC, улучшение, и последующее шлифование и полирование витков червяка. Рабочие поверхности витков шлифуют с высокой точностью конусным или торoidalным кругом.

С целью экономии дорогих оловянистых бронз принимаем материал венца червячного колеса Бр. АЖ 9-4 (отливка в песок) с механическими свойствами $\sigma_m = 200 \text{ МПа}; \sigma_s = 400 \text{ МПа}$.

3.2. Принимаем число заходов червяка $z_1 = 2$ (т.к. $u > 15$).

3.3. Крутящий момент на валу колеса

* См. [7], с. 131.

† См. пункт 2.6.

$$T_2 = 9550 \cdot 10^3 \frac{N_1 \cdot u \cdot \eta}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \frac{4.03 \cdot 16 \cdot 0.8}{465.5} = 984.75 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

где $\eta = \eta_{\text{черв}} = 0.8$ – КПД передачи (см. пункт 1.2).

3.4. Ориентировочная скорость скольжения

$$v_c = 0.0004 \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}} = 0.0004 \cdot 465.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{984.75 \cdot 10^3}{1000}} = 1.85 \text{ м/с}.$$

3.5. При данной скорости требуемая степень точности передачи 9-я ([1], табл. 3.35). Червяк с $HV \leq 350$ не шлифованный, колесо нарезано любым способом.

3.6. Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot v_c = 300 - 25 \cdot 1.85 = 253.69 \text{ МПа}.$$

3.7. Допускаемое контактное напряжение при расчете на действие максимальной нагрузки

$$[\sigma_{HM}] = 2 \cdot \sigma_m = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа}.$$

3.8. Допускаемое напряжение изгиба при базовом числе перемены напряжений $N_{F0} = 10^6$ для нереверсивной нагрузки

$$[\sigma_F]_0 = 102 \text{ МПа}.$$

3.9. Суммарное число циклов нагружений

$$N_\Sigma = N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 29.09 \cdot 10000 = 17.46 \cdot 10^6,$$

где $n_2 = n_1 / u = 465.5 / 16 = 29.09$ об/мин – частота вращения вала червячного колеса (вал III, рис. 1).

3.10. Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{17.46 \cdot 10^6}} = 0.728.$$

3.11. Допускаемое напряжение на изгиб

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} = 102 \cdot 0.728 = 74.23 \text{ МПа}.$$

3.12. Допускаемое напряжение на изгиб при расчете на действие максимальной нагрузки

$$[\sigma_{FM}] = 0.8 \cdot \sigma_m = 0.8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа}.$$

3.13. Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 16 = 32.$$

3.14. Коэффициент диаметра червяка

$$q=0.25 \cdot z_2=0.25 \cdot 32=8,$$

что соответствует стандартному значению ([1], табл. 13 приложения).

3.15. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца ([1], стр. 86)

$$K_{H\beta}=K_{\beta}=1.$$

3.16. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку

$$K_{Hv}=0.3+0.1 \cdot n+0.02 \cdot v_c=0.3+0.1 \cdot 9+0.02 \cdot 1.85=1.237.$$

где $n=9$ – степень точности передачи.

3.17. Определяем межосевое расстояние передачи из условия контактной выносливости

$$\begin{aligned} a_w &= \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H] \cdot (z_2/q)} \right)^2 \cdot T_2 \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} } = \\ &= \left(\frac{32}{8} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{253.69 \cdot (32/8)} \right)^2 \cdot 984.75 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1.237 } = 162.28 \text{ мм.} \end{aligned}$$

3.18. Модуль зацепления

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 162.28}{32 + 8} = 8.11 \text{ мм.}$$

Принимаем по стандарту $m=8$ мм ([1], табл. 12 приложения).

3.19. При стандартном модуле межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m \cdot (z_2 + q)}{2} = \frac{8 \cdot (32 + 8)}{2} = 160 \text{ мм,}$$

что соответствует стандартному значению ([1], табл. 8 приложения).

3.20. Делительный угол подъема червяка ([1], табл. 3.22)

$$\gamma = 14^{\circ}02'10'' \approx 14.04^{\circ}.$$

3.21. Делительные диаметры:

- червяка $d_{w1}=q \cdot m=8 \cdot 8=64$ мм;
- червячного колеса $d_{w2}=z_2 \cdot m=32 \cdot 8=256$ мм.

3.22. Расчетная скорость скольжения

$$v_c = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma} = \frac{3.14 \cdot 64 \cdot 465.5}{60000 \cdot \cos(14.04^{\circ})} = 1.61 \text{ м/с,}$$

что меньше ранее принятой ориентировочной скорости $v_c=1.85$ м/с, поэтому необходимо уточнить параметры передачи.

3.23. При скорости $v_c=1.61$ м/с допустимое контактное напряжение

$$[\sigma_H]=300-25 \cdot 1.61=259.8 \text{ МПа.}$$

3.24. Рекомендуемая степень точности остается прежней ($n=9$).

3.25. Коэффициент динамической нагрузки при 9-ой степени точности

$$K_{Hv}=0.3+0.1 \cdot n+0.02 \cdot v_c=0.3+0.1 \cdot 9+0.02 \cdot 1.61=1.232.$$

3.26. Приведенный угол трения при работе бронзового колеса в паре со стальным червяком при $v_c=1.61$ м/с $\varphi'=2.49^\circ$ ([1], табл. 3.25).

3.27. КПД передачи

$$\eta'=(0.95 \dots 0.96) \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma+\varphi')}=0.955 \cdot \frac{\operatorname{tg}(14.04^\circ)}{\operatorname{tg}(14.04^\circ+2.49^\circ)}=0.805.$$

3.28. Фактический крутящий момент на валу червячного колеса

$$T'_2=9550 \cdot 10^3 \frac{N_1 \cdot u \cdot \eta}{n_1}=9550 \cdot 10^3 \frac{3.82 \cdot 16 \cdot 0.805}{465.5}=990.58 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

3.29. Проверяем контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{(z_2/q)} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2/q+1}{a_w}\right)^3} \cdot T'_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \\ &= \frac{170}{(32/8)} \cdot \sqrt{\left(\frac{32/8+1}{160}\right)^3} \cdot 990.58 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1.232 = 253.93 \text{ МПа} \\ &< [\sigma_H]=259.8 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

3.30. Проверяем контактную прочность зуба колеса при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\min}}} = 259.8 \cdot \sqrt{2.2} = 376.65 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 400 \text{ МПа,}$$

где $T_{\max}/T_{\min}=2.2$ (см. пункт 1.1.5); $[\sigma_{HM}] = 400$ МПа (см. пункт 3.7).

3.31. Проверяем выносливость зубьев червячного колеса на изгиб. Предварительно находим эквивалентное число зубьев

$$z_{\text{ЭКВ}} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3(14.04^\circ)} = 35.046.$$

Коэффициент формы зуба колеса $Y_F=1.64$ ([1], табл. 3.28).

Напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T'_2 \cdot \cos \gamma}{1.2 \cdot d_{w1} \cdot d_{w2} \cdot m} Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} =$$

$$= \frac{2 \cdot 990.58 \cdot 10^3 \cdot \cos(14.04^\circ)}{1.2 \cdot 64 \cdot 256 \cdot 8} 1.64 \cdot 1.0 \cdot 1.232 = 24.69 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 74.23 \text{ МПа},$$

где $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.0$; $K_{Fv} = K_{Hv} = 1.232$; $[\sigma_F] = 74.23 \text{ МПа}$ (см. пункт 3.11).

3.32. Проверяем прочность зуба на изгиб при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\min}} = 24.69 \cdot 2.2 = 54.32 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 160 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_{FM}] = 160 \text{ МПа}$ (см. пункт 3.12).

3.33. Окончательно принимаем параметры передачи

$$z_1 = 2; \quad z_2 = 32; \quad d_1 = d_{w1} = 64 \text{ мм}; \quad d_2 = d_{w2} = 256 \text{ мм}; \quad a_w = 160 \text{ мм}; \quad m = 8 \text{ мм}.$$

3.34. Полный геометрический расчет параметров червячной передачи ([1], табл. 3.23, табл. 3.58):

Число зубьев червяка	z_1	2
Число зубьев червячного колеса	z_2	32
Делительное межосевое расстояние	$a_w = a$	160 мм
Коэффициент смещения	x	0
Делительный и начальный диаметр червяка	$d_1 = d_{w1}$	64 мм
Делительный и начальный диаметр колеса	$d_2 = d_{w2}$	256 мм
Делительный и начальный угол подъема	$\gamma_w = \gamma$	14.04°
Осевой модуль	m	8 мм
Диаметр вершин витков червяка	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	80 мм
Диаметр вершин зубьев колеса	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	272 мм
Диаметр впадин витков червяка	$d_{f1} = d_1 - 2(1 + c^*) \cdot m^*$	44.8 мм
Диаметр впадин зубьев колеса	$d_{f2} = d_2 - 2(1 + c^*) \cdot m$	236.8 мм
Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$	284 мм
Длина нарезанной части червяка	$b_1 \geq (11 + 0.1 \cdot z_2) \cdot m$	115 мм
Ширина венца червячного колеса	$b_2 \leq 0.75 \cdot d_{a1}$ при $z_1 \leq 3$	60 мм
Условный угол обхвата	$2\delta, \sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0.5m}$	104.27°
Толщина ступицы	$\delta_{cm} = (0.35 \dots 0.45) \cdot d_{\text{вала}}$	20 мм
Толщина обода центра колеса	$c = (0.2 \dots 0.4) \cdot b_2$	18 мм
Толщина бандажа	$\delta_0 = (2.0 \dots 3.0) \cdot m$	20 мм
Длина ступицы	$l_{cm} = (1.0 \dots 1.6) \cdot d_{\text{вала}}$	70 мм

* $c^* = 0.2$ – коэффициент радиального зазора у поверхности впадин червяка и колеса.

Поскольку работа червячного редуктора сопровождается значительными тепловыделениями при длительной работе, то необходимо описать принятые меры охлаждения системы (раздел 4 расчетно-пояснительной записки):

4. ВЫБОР СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И СИСТЕМЫ СМАЗКИ РЕДУКТОРА

Для смазывания передач применяем картерную систему – в корпус редуктора заливается масло. Масло, разбрызгиваясь внутри корпуса, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей. При картерном смазывании передач подшипники смазываются брызгами масла и стекающим с колес, валов и со стенок корпуса маслом.

Масло выбираем в зависимости от окружной скорости $v_{окр}=v_c=1.61$ м/с и допустимых контактных напряжений $[\sigma_H]=259.8$ МПа. Рекомендуемая вязкость масла 40 мм²/с. Наиболее близкое масло по вязкости Цилиндровое 52 с вязкостью 52 мм²/с.

Объем масла в редукторе ([1], стр. 116)

$$V_M=(0.35 \dots 0.7) \cdot N=(0.35 \dots 0.7) \cdot 3.82=1.32 \dots 2.63 \text{ л} \approx 2 \text{ л},$$

где $N=N_{II}=3.82$ кВт – мощность, передаваемая редуктором.

Т.е. подшипники смазываются тем же маслом, что и детали передач. Однако для обеспечения надежного смазывания зацепления приходится значительно повысить уровень масла для погружения червяка и подшипники быстросходного вала. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа передачи и повышенного нагрева, а также излишнего полива маслом подшипники защищаем маслозащитными шайбами (кольцами).

Так как окружная скорость $v_{окр} < 3$ м/с, то применяем для смазывания подшипников консистентную смазку ЦИАТИМ-221 по ГОСТ 9433-80. Ее характеристики приведены ниже:

- температура каплепадения 200 °С;
- температура применения -60 °С... $+150$ °С.

Маслозащитные шайбы предназначены также для того, чтобы жидкая смазка в картере редуктора не вымывала консистентную.

УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА, РАСЧЕТУ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Эскизную компоновку зубчатого или червячного редуктора выполняют на миллиметровке формата А3 в упрощенном виде. Основные положения и методика выполнения эскизной компоновки с примерами содержатся в [2-7].

Пример оформления раздела расчетно-пояснительной записки, посвященного эскизной компоновке червячного редуктора, представлен далее.

5. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА

После расчета передач и установления размеров их основных деталей приступаем к составлению компоновочного чертежа редуктора. Он служит прообразом чертежа редуктора.

На первом, прикидочном, компоновочном чертеже редуктора проверяется возможность его компоновки по заданной схеме. Если по каким-либо причинам разместить детали редуктора невозможно, нужно пересчитать их геометрию или расположение.

Затем по мере расчета деталей и выбора их конструктивных форм первоначальная компоновка уточняется, что в свою очередь является основанием для уточнения расчетных схем деталей, например расположения опор валов, уточнения нагрузок и внесения поправок в ранее выполненные расчеты.

Основные этапы компоновки редуктора: конструирование валов и сопряжений их с посаженными деталями; выбор подшипников качения (или расчет подшипников скольжения) и конструирование подшипниковых узлов; определение размеров корпуса; окончательное оформление компоновочного чертежа (на миллиметровке); выбор вспомогательных деталей и элементов (шпонки, шлицы, болты, штифты) и их проверочные расчеты.

5.1. Проектные расчеты валов, выбор подшипников и схемы их установки

Диаметр валов в опасном сечении ориентировочно определяется из условий прочности при кручении в случае пониженных допускаемых напряжений

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot [\tau]}} \text{ (мм)},$$

где T – крутящий момент на валу, Н·мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение. Для редукторных валов $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа.

Входной вал (вал II, рис. 1):

$$d_{IImin} = \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0.2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{76.93 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 26.79 \text{ мм},$$

где $T_{II} = 9550 \cdot 10^3 \frac{N_{II}}{n_{II}} = 9550 \cdot 10^3 \frac{3.82}{465.5} = 76.93 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – крутящий момент

на валу червяка (см. также пункт 2.27).

Вычисленное значение диаметра сопоставляем с диаметром вала электродвигателя ($d_{де} = 32 \text{ мм}$, табл. 3 приложения [1]) и принимаем диаметр хвостовика вала червяка $d_{IImin} = 28 \text{ мм}$. Диаметр вала принимаем $\varnothing 45 \text{ мм}$.

Червяк в связи с большим расстоянием между опорами (подшипниками), устанавливаем по схеме с плавающей опорой – с одного конца вала устанавливаем шариковый радиально-упорный подшипник легкой серии 36207 со следующей геометрией ([1], табл. 16 приложения):

$$d = 35 \text{ мм}; \quad D = 72 \text{ мм}; \quad B = 17 \text{ мм}; \quad d_{2min} = 42 \text{ мм}; \quad C = 24000 \text{ Н}; \quad \alpha = 12^\circ;$$

с другой стороны принимаем два роликовых радиально-упорных подшипника легкой серии 7206 со следующей геометрией ([4], табл. 2.9):

$$d = 30 \text{ мм}; \quad D = 62 \text{ мм}; \quad B = 16 \text{ мм}; \quad d_{2min} = 36 \text{ мм}; \quad C = 29800 \text{ Н}; \quad \alpha = 14^\circ.$$

Такая конструкция необходима для разгрузки червячных подшипников от дополнительных осевых нагрузок, возникающих в результате расширения материала вала при нагреве (см. Приложение Б).

Выходной вал (поз. III на рис. 1):

$$d_{IIImin} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0.2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{990.58 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 30}} = 54.86 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр хвостовика вала $d = 50 \text{ мм}$ под зубчатую муфту общего назначения типа МЗ ГОСТ 5006-55 (табл. 31 приложения [1]) и допускаемым крутящим моментом

$$[T] = 14000 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ (номер муфты – 2)} > T_M = K \cdot T_2 = 1.75 \cdot 990.58 = 1733.5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $K = 1.75$ – коэффициент запаса ([1], табл. 7.1). При этом длина посадочной поверхности $l = 70 \text{ мм}$.

Опоры в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор применяем конические роликовые подшипники. Вал червячного колеса устанавливаем по схеме в распор на двух роликовых радиально-упорных подшипника сверхлегкой серии 2007913 с посадочным диаметром 65 мм и следующей геометрией ([2], табл. 2.9):

$$d = 65 \text{ мм}; \quad D = 90 \text{ мм}; \quad B = 16 \text{ мм}; \quad T = 17 \text{ мм}; \quad d_{2min} = 72 \text{ мм}; \\ C = 30900 \text{ Н}; \quad e = 0.42; \quad \alpha = 16^\circ; \quad X = 0.4; \quad Y = 1.42.$$

5.2. Размеры для вычерчивания эскиза редуктора

Формулы для вычисления размеров для вычерчивания эскизов корпуса, крышек, болтов, винтов редуктора, пр. приведены в [1], табл. 4.2 и 4.3, а сам вид эскиза на рис. 4.23.

Толщина стенки корпуса

$$\delta = 0.04 \cdot a_w + 2 = 0.04 \cdot 160 + 2 = 8.4 \text{ мм.}$$

Толщина стенки крышки

$$\delta_1 = 0.032 \cdot a_w + 2 = 0.032 \cdot 160 + 2 = 7.12 \text{ мм. Принимаем } \delta_1 = 7.5 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего фланца корпуса

$$s_2 = 2.35 \cdot \delta = 2.35 \cdot 8.4 = 19.74 \text{ мм. Принимаем } s_2 = 20 \text{ мм.}$$

Толщина верхнего фланца корпуса

$$s = (1.5 \dots 1.75) \cdot \delta = 1.675 \cdot 8.4 \approx 14 \text{ мм.}$$

Толщина фланца крышки корпуса

$$s_1 = (1.5 \dots 1.75) \cdot \delta_1 = 1.675 \cdot 7.5 \approx 12 \text{ мм.}$$

Диаметры фундаментных болтов

$$d_1 = (0.03 \dots 0.036) \cdot a_w + 12 = 0.033 \cdot 160 + 12 = 17.3 \text{ мм. Принимаем } d_1 = 18 \text{ мм.}$$

Диаметры болтов, стягивающих корпус и крышку у бобышек

$$d_2 = (0.7 \dots 0.75) \cdot d_1 = 0.725 \cdot 18 = 13.05 \text{ мм. Принимаем } d_2 = 14 \text{ мм.}$$

Диаметры болтов, стягивающих фланцы корпуса и крышки

$$d_3 = (0.5 \dots 0.6) \cdot d_1 = 0.55 \cdot 18 = 9.9 \text{ мм. Принимаем } d_3 = 10 \text{ мм.}$$

Ширина фланца

$$k_3 = 28 \text{ мм (под } d_3 = 10 \text{ мм).}$$

Ширина опорной части у бобышек

$$k_2 = 35 \text{ мм (под } d_2 = 14 \text{ мм).}$$

Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса

$$t = k_2 + 1.5 \cdot \delta = 35 + 1.5 \cdot 8.4 = 47.6 \text{ мм.}$$

Толщина ребер

$$c_1 = (0.8 \dots 1.0) \cdot \delta = 0.9 \cdot 8.4 \approx 7.6 \text{ мм.}$$

Минимальный зазор между колесами и стенкой корпуса

$$b = 1.2 \cdot \delta = 1.2 \cdot 8.4 \approx 10 \text{ мм.}$$

Расстояние от внутренней стенки редуктора до торца вращающейся детали

$$e_1 = (1.0 \dots 1.2) \cdot \delta = 1.1 \cdot 8.4 \approx 9 \text{ мм.}$$

Расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса редуктора

$$e = 8 \dots 12 \text{ мм. Принимаем } e = 10 \text{ мм.}$$

Размеры накладных крышек на подшипниковые камеры принимаем по наружному диаметру подшипников ([1], табл. 4.3, рис. 4.5):

- под подшипник 36207

$$D_1 = D = 72 \text{ мм; } D_2 = 95 \text{ мм; } D_3 = 115 \text{ мм; } d_4 = 10 \text{ мм; } z = 4; \delta_2 = d_4 = 10 \text{ мм;}$$

$$H = 7 \text{ мм; } S = 17 \text{ мм – геометрия головки винтов ([1], табл. 8.1);}$$

- под подшипник 7206

$$D_1 = D = 62 \text{ мм; } D_2 = 85 \text{ мм; } D_3 = 105 \text{ мм; } d_4 = 8 \text{ мм; } z = 4; \delta_2 = d_4 = 8 \text{ мм;}$$

$H=5.5$ мм; $S=14$ мм – геометрия головки винтов ([1], табл. 8.1);

- под подшипник 2007913
 $D_1=D=90$ мм; $D_2=115$ мм; $D_3=135$ мм; $d_4=10$ мм; $z=6$; $\delta_2=d_4=10$ мм;
 $H=7$ мм; $S=17$ мм – геометрия головки винта ([1], табл. 8.1).

Расстояние от вращающихся деталей до неподвижных

$$l_4=d_4\approx 10 \text{ мм.}$$

Размеры резиновых манжет исполнения I ([1], табл. 30 приложения):

- на входном валу редуктора
 $d=35$ мм; $D_1=58$ мм; $h=10$ мм.
- на выходном валу редуктора
 $d=60$ мм; $D_1=85$ мм; $h=12$ мм.

Компоновочный чертеж выполняем (на миллиметровке) в масштабе 1:2 (оформить как Приложение Б к записке).

Получив осевые размеры валов с эскизной компоновки редуктора, составляют расчетные схемы валов и производят их расчет на сложное сопротивление (кручение и изгиб) [6, 7].

Общие рекомендации по конструированию валов, а также ссылки на методическую литературу даны в [6, с. 137-144].

Проверочный расчет тихоходного вала на выносливость производят только после выполнения рабочего чертежа, по которому могут быть оценены концентраторы напряжений, снижающие усталостную прочность вала. Методика и последовательность выполнения расчета вала на выносливость представлены в [3, с. 275-279], [4, с. 263-266], [6, с. 112-116], [7, с. 172].

6. РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

6.1. Расчет вала на статическую прочность

6.1.1. Силы, действующие на червячное колесо:

- окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{III}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 990.58 \cdot 10^3}{256} = 7738.91 \text{ Н;}$$

- радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 7738.91 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 2816.73 \text{ Н;}$$

- осевая сила

$$F_a = \frac{2 \cdot T_{II}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 76.93 \cdot 10^3}{64} = 2404.17 \text{ Н.}$$

6.1.2. Изгибающий момент, действующий на вал, вследствие установки зубчатой муфты ([1], стр. 171).

$$M_M = 0.1 \cdot T_{III} = 0.1 \cdot 990.58 \cdot 10^3 = 99.06 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Направление момента принимаем как наиболее неблагоприятное (рис. 4).

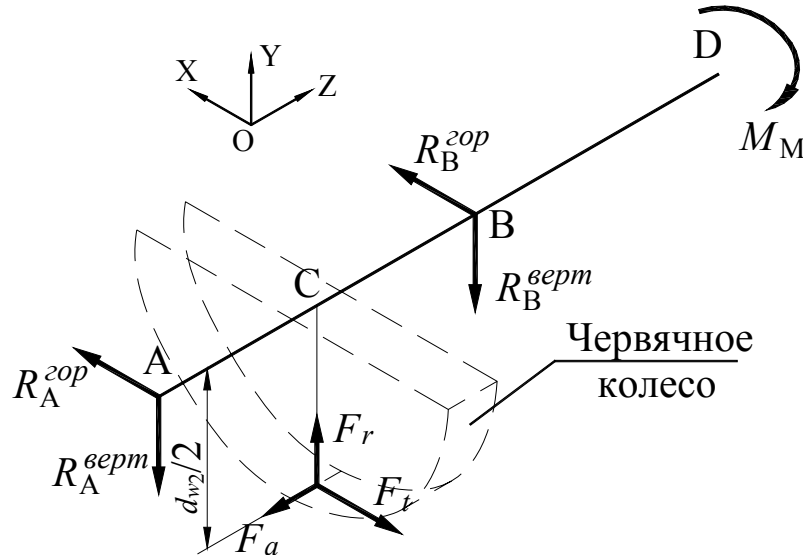


Рис. 4. Схема нагружения выходного вала редуктора:
 $AC \approx 65 \text{ мм}$; $CB \approx 65 \text{ мм}$; $BD \approx 90 \text{ мм}$.

6.1.3. Построение эпюр моментов, действующих на вал.

6.1.3.1. Построение эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.

6.1.3.1.1. Определение опорных реакций:

$$\sum M_B = 0: F_t \cdot CB - R_A^{zop} \cdot (AC + CB) - M_M = 0 \Rightarrow$$

$$R_A^{zop} = \frac{F_t \cdot CB - M_M}{AC + CB} = \frac{7738.91 \cdot 65 - 99.06 \cdot 10^3}{65 + 65} = 3107.47 \text{ Н};$$

$$\sum M_A = 0: -F_t \cdot AC + R_B^{zop} \cdot (AC + CB) - M_M = 0 \Rightarrow$$

$$R_B^{zop} = \frac{F_t \cdot AC + M_M}{AC + CB} = \frac{7738.91 \cdot 65 + 99.06 \cdot 10^3}{65 + 65} = 4631.44 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum X_i = 0: R_A^{zop} - F_t + R_B^{zop} = 0 \Rightarrow 3107.47 - 7738.91 + 4631.44 = 0 \Rightarrow 0 = 0.$$

6.1.3.1.2. Определение моментов по участкам.

$$M'_1 = R_A^{zop} \cdot AC = 3107.47 \cdot 65 = 201.99 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M'_2 = -M_M = -99.06 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

6.1.3.2. Построение эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

6.1.3.2.1. Определение опорных реакций:

$$\sum M_B = 0: -F_r \cdot CB + R_A^{вепм} \cdot (AC + CB) - F_a \cdot d_{w2}/2 = 0 \Rightarrow$$

$$R_A^{вепм} = \frac{F_r \cdot CB + F_a \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{AC + CB} = \frac{2816.73 \cdot 65 + 2404.17 \cdot \frac{256}{2}}{65 + 65} = 3775.55 \text{ Н};$$

$$\sum M_A = 0: F_r \cdot AC - R_B^{вепм} \cdot (AC + CB) - F_a \cdot d_{w2}/2 = 0 \Rightarrow$$

$$R_B^{вепм} = \frac{F_r \cdot AC - F_a \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{AC + CB} = \frac{2816.73 \cdot 65 - 2404.17 \cdot \frac{256}{2}}{65 + 65} = -958.82 \text{ Н};$$

Проверка:

$$\sum Y_i = 0: -R_A^{вепм} + F_r - R_B^{вепм} = 0 \Rightarrow -3775.55 + 2816.73 + 958.82 = 0 \Rightarrow 0 = 0.$$

6.1.3.2.2. Определение моментов по участкам.

$$M'_1 = -R_A^{вепм} \cdot AC = -3775.55 \cdot 65 = -245.41 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M'_2 = -R_B^{вепм} \cdot CB = 958.82 \cdot 65 = 62.32 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

6.1.3.3. Построение эпюры суммарных изгибающих моментов (рис. 5):

$$M = \sqrt{(M^{зоп})^2 + (M^{вепм})^2}.$$

6.1.3.4. Построение эпюры крутящего момента (рис. 5):

$$T = T_{III} = 990.58 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

6.1.3.5. Построение эпюры приведенного момента (рис. 5):

$$M_{пр} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2},$$

где $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{\sigma_0} = \frac{55}{95} = 0.58$ – коэффициент, учитывающий различия в характеристиках циклов напряжений изгиба и кручения; где $[\sigma_{-1}] = 55 \text{ МПа}$ – допускаемое знакопеременное напряжение для вала с $\sigma_e = 600 \text{ МПа}$ ([1], табл. 5.3); $[\sigma_0] = 95 \text{ МПа}$ – допускаемое пульсирующее от нуля напряжение ([1], табл. 5.3).

6.1.4. Расчетные диаметры вала в опасных сечениях:

- под червячным колесом

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0.1 \cdot [\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{612.19 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 55}} = 48.1 \text{ мм} < d = 70 \text{ мм (Приложение Б)};$$

- на хвостовике вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0.1 \cdot [\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{583.01 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 55}} = 47.33 \text{ мм} < d=50 \text{ мм (Приложение Б)}.$$

Следовательно, условие статической прочности спроектированного вала выполнено. Однако с целью снижения массы, габаритов и стоимости изготовления редуктора принимаем следующие диаметры сечений выходного вала: под червячным колесом – 50 мм (> 48.1 мм); под подшипниками и манжету – 45 мм; под муфту – 40 мм. Допустимость этого решения будет проверена в последующих расчетах.

6.2. Проверочный расчет вала на выносливость*

Проверяем запас прочности по пределу выносливости выходного вала редуктора. Принимаем материал вала – ВСт. 5 пс 2 ([1], табл. 5.1) с характеристиками: $\sigma_s=600$ МПа, $\sigma_{-1}=(0.4...0.5) \cdot \sigma_s=0.45 \cdot 600=270$ МПа, $\tau_{-1}=(0.2...0.3) \cdot \sigma_s=0.25 \cdot 600=150$ МПа, коэффициенты чувствительности материала и асимметрии цикла напряжений при изгибе и кручении $\psi_\sigma=0$; $\psi_\tau=0$.

Вал работает в нереверсивном режиме. Допускаемый запас выносливости $[n]=1.6$ ([1], стр. 185).

6.2.1. Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении под червячным колесом (сечение I-I Приложения Б), в котором $M=317.86 \cdot 10^3$ Н·мм – изгибающий момент в сечении; $T=990.58 \cdot 10^3$ Н·мм – крутящий момент в сечении (рис. 5). Концентрация напряжений в этом сечении обусловлена шпоночным пазом и посадкой ступицы на вал.

6.2.1.1. Находим эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении от шпоночного паза. По табл. 5.12 [1] для вала из ВСт. 5, имеющей $\sigma_s=600$ МПа, со шпоночным пазом, выполненным пальцевой фрезой эффективные коэффициенты концентрации напряжений $K_\sigma=1.75$, $K_\tau=1.55$. Масштабный коэффициент при изгибе и кручении для вала диаметром $d=50$ мм $\varepsilon_\sigma=0.78$, $\varepsilon_\tau=0.68$ ([1], табл. 5.16). Коэффициент состояния поверхности при шероховатости $R_a=0.63$ – $K_\sigma^n=K_\tau^n=1.075$ ([1], табл. 5.14).

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала при изгибе и кручении в случае отсутствия технологического упрочнения

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1.75 + 1.075 - 1}{0.78} = 2.28;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} = \frac{1.55 + 1.075 - 1}{0.68} = 2.32.$$

* См. [7], с. 188.

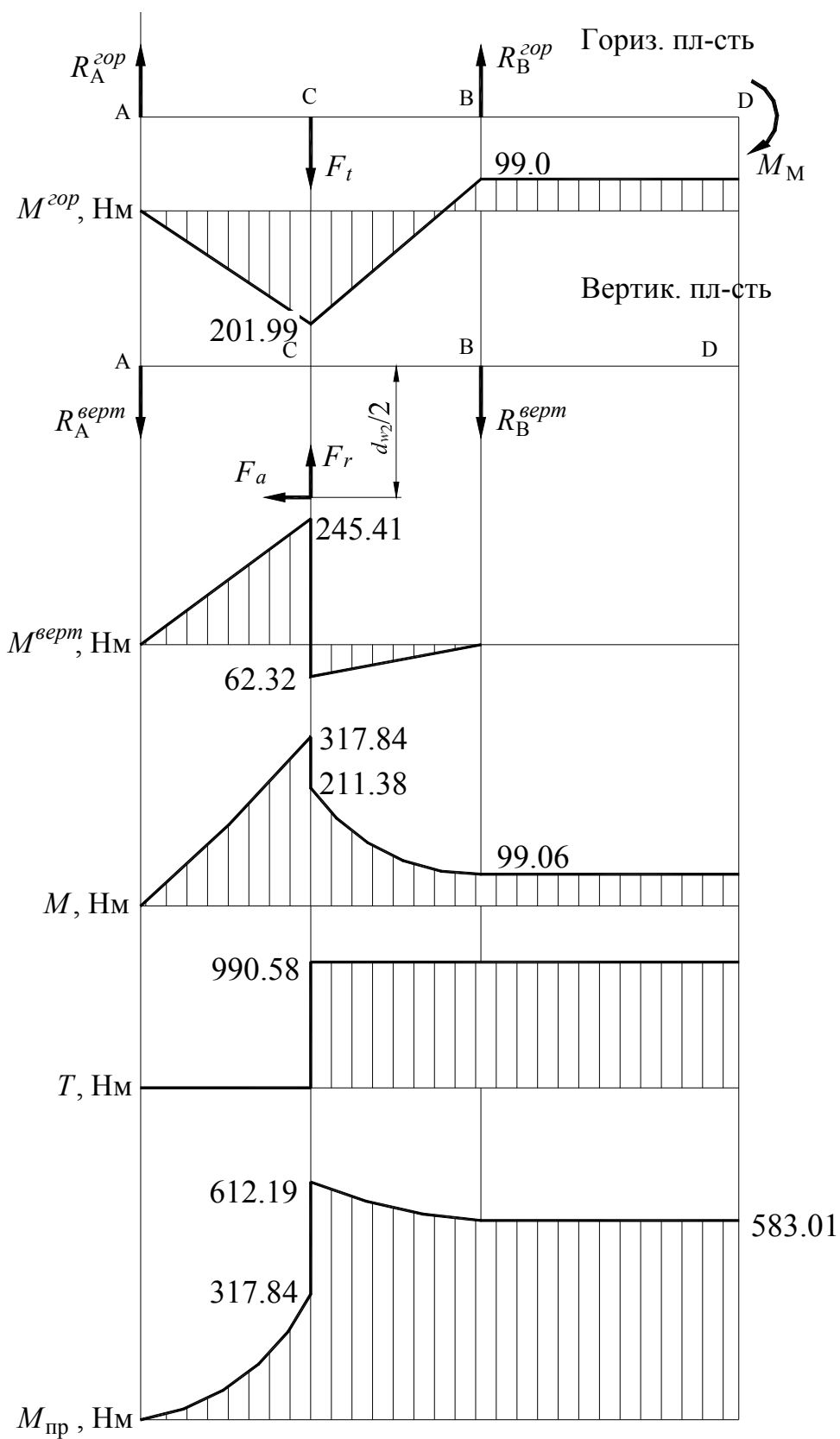


Рис. 5. Эпюры моментов на выходном валу редуктора

6.2.1.2. Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении вала, обусловленные ступицей колеса, наса-

женной на вал по посадке H7/k6. По табл. 5.15 [1] при $\sigma_s=600$ МПа и $d=50$ мм $K_{\sigma D}=2.525$, $K_{\tau D}=2.025$.

Поскольку в проверяемом сечении два концентратора напряжений, то при дальнейшем расчете учитываем один из них – тот, для которого $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ наибольшие, т.е. принимаем $K_{\sigma D}=2.28$ и $K_{\tau D}=2.32$.

6.2.1.3. Определяем запас прочности для нормальных напряжений

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{270}{2.28 \cdot 29.43 + 0 \cdot 0} = 4.02,$$

где среднее значение номинальных напряжений изгиба $\sigma_m=0$, а амплитуда номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{317.86 \cdot 10^3}{10800} = 29.43 \text{ МПа},$$

где $W_0=10800$ мм³ – осевой момент сопротивления при $d=50$ мм ([1], табл. 5.9).

6.2.1.4. Находим запас прочности для касательных напряжений. Предварительно определяем полярный момент сопротивления при $d=50$ мм $W_p=23050$ мм³ ([1], табл. 5.9). Напряжение кручения

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{990.58 \cdot 10^3}{23050} = 42.98 \text{ МПа}.$$

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{42.98}{2} = 21.49 \text{ МПа}.$$

Запас прочности для касательных напряжений

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{150}{2.32 \cdot 21.49 + 0 \cdot 21.49} = 3.01.$$

6.2.1.5. Общий запас прочности в сечении

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{4.02 \cdot 3.01}{\sqrt{4.02^2 + 3.01^2}} = 2.41 > [n]=1.6.$$

6.2.2. Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении вала II-II (приложение Б), где концентрация обусловлена галтельным переходом от диаметра $d_2=45$ мм к диаметру $d_3=40$ мм. В этом сечении $M=99.06 \cdot 10^3$ Н·мм и $T=990.58 \cdot 10^3$ Н·мм (см. рис. 5).

6.2.2.1. При $d_2=45$ мм, $d_3=40$ мм и $r=1$ мм определяем отношения

$$\frac{h}{r} = \frac{(d_2-d_3)/2}{r} = \frac{(45-40)/2}{1} = 2.5, \quad \frac{r}{d_3} = \frac{1}{40} = 0.025$$

и по табл. 5.11 [1] находим эффективные концентрации напряжений в галтели при изгибе и кручении: $K_\sigma=1.944$, $K_\tau=1.619$. Масштабный фактор при изгибе и кручении для диаметра вала $d_3=40$ мм – $\varepsilon_\sigma=0.833$; $\varepsilon_\tau=0.733$ ([1], табл. 5.16). Коэффициент состояния поверхности при шероховатости галтели $R_a=2.5$ мкм $K_\sigma^n=K_\tau^n=1.075$ ([1], табл. 5.14).

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала при отсутствии технологического упрочнения

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1.944 + 1.075 - 1}{0.833} = 2.423;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} = \frac{1.619 + 1.075 - 1}{0.733} = 2.311.$$

Амплитуда номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{M}{0.1 \cdot d_3^2} = \frac{99.06 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 40^3} = 15.48 \text{ МПа.}$$

Номинальные напряжения кручения

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0.2 \cdot d_3^2} = \frac{990.58 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 40^3} = 77.39 \text{ МПа.}$$

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{77.39}{2} = 38.69 \text{ МПа.}$$

6.2.2.2. Запас прочности для нормальных напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{270}{2.423 \cdot 15.48 + 0} = 7.2.$$

6.2.2.3. Запас прочности для касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{150}{2.311 \cdot 38.69 + 0 \cdot 38.69} = 1.677.$$

6.2.2.4. Общй запас прочности в сечении

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{7.7 \cdot 1.677}{\sqrt{7.2^2 + 1.677^2}} = 1.633 > [n] = 1.6.$$

Следовательно, условия выполняются. Т.о. на выходном валу устанавливаем радиально-упорные конические подшипники особо легкой серии 2007109 с посадочным диаметром 45 мм и следующей геометрией:

$$d=45 \text{ мм}; \quad D=75 \text{ мм}; \quad B=19 \text{ мм}; \quad T=20 \text{ мм}; \quad d_{2min}=51 \text{ мм}; \quad D_{2max}=72 \text{ мм}; \\ C=40000 \text{ Н}; \quad e=0.3; \quad \alpha=11^{\circ}; \quad X=0.4; \quad Y=2.0.$$

Размеры накладных крышек на подшипниковые камеры:

$$D_1=D=72 \text{ мм}; \quad D_2=95 \text{ мм}; \quad D_3=115 \text{ мм}; \quad d_4=10 \text{ мм}; \quad z=4; \quad \delta_2=d_4=10 \text{ мм}; \\ H=7 \text{ мм}; \quad S=17 \text{ мм}.$$

На хвостовике вала устанавливаем муфту 1 ([1], табл. 31 приложения) с $[T]=7100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, диаметром посадочной поверхности $d=40 \text{ мм}$ и длиной $l=55 \text{ мм}$.

Размеры резиновой манжеты:

$$d=45 \text{ мм}; \quad D_1=65 \text{ мм}; \quad h=10 \text{ мм}.$$

После расчета валов следует расчеты шпонки на смятие [7, с. 190] и расчет подшипников качения выходного вала, который в задании производят по динамической грузоподъемности. При этом используют значения реакций, полученные при расчете вала на сложное сопротивление. Методика и порядок расчета подшипников качения приведены [6, с. 126-133], [7, с. 201-203]:

7. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ВЫХОДНОГО ВАЛА НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Находим суммарные радиальные нагрузки на подшипники (опоры А и В, рис. 4):

$$F_{r1} = R_A = \sqrt{(R_A^{септ})^2 + (R_A^{зоп})^2} = \sqrt{3775.55^2 + 3107.47^2} = 4889.9 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = R_B = \sqrt{(R_B^{септ})^2 + (R_B^{зоп})^2} = \sqrt{958.82^2 + 4631.44^2} = 4729.65 \text{ Н}.$$

Осевая сила: $F_{ab}=F_a=2404.17 \text{ Н}$ (см. пункт 6.1.1).

Частота вращения вала $n=n_{III}=n_{II}/i_{черв}=465.5/16=29.09 \text{ об/мин}$.

Предварительно были выбраны подшипники роликовые радиально-упорные конические подшипники особо легкой серии 2007109, динамическая грузоподъемность которых $C=40000 \text{ Н}$; коэффициенты $Y=2.0$ и $e=0.3$.

7.1. Осевые составляющие радиальных нагрузок:

- для подшипника А: $F_{s1} = e \cdot F_{r1} = 0.3 \cdot 4889.9 = 1466.97 \text{ Н};$
- для подшипника В: $F_{s2} = e \cdot F_{r2} = 0.3 \cdot 4729.65 = 1418.9 \text{ Н}.$

7.2. Поскольку $F_{s1} > F_{s2}$ расчетная осевая нагрузка следующая:

- для подшипника В: $F_{a2} = F_{s2} = 1418.9 \text{ Н};$
- для подшипника А: $F_{a1} = F_{s2} + F_{ab} = 1418.9 + 2404.17 = 3823.07 \text{ Н}.$

Поскольку для обеих опор подшипники выбираются одинаковые, дальнейший расчет проводится для наиболее нагруженного подшипника – подшипника А.

7.3. Эквивалентная расчетная нагрузка

$$P = (X \cdot V \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_{\sigma} \cdot K_m = (0.4 \cdot 1 \cdot 4889.9 + 2.0 \cdot 3823.07) \cdot 1.4 \cdot 1 = 13353.19 \text{ Н},$$

где $K_{\sigma} = 1.4$ – коэффициент безопасности ([1], табл. 6.3); $K_m = 1.0$ – температурный коэффициент ([1], табл. 6.4).

7.4. Определяем долговечность выбранного подшипника:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{40000}{13353.19} \right)^{10/3} = 38.75 \text{ млн. об.};$$

где $p = 10/3$ – показатель степени для роликоподшипников;

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 38.75}{60 \cdot 29.09} = 22200 \text{ ч},$$

которая больше заданной $L_h = 10000 \text{ ч}$ (см. раздел 1). Т.о. условие долговечности подшипников выполняется.

8. РАСЧЕТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Проверяем выполнение условия прочности по напряжениям смятия для шпонки из стали 45 с закругленными торцами (исполнение 1, [1], стр. 190), установленной на хвостовике выходного вала редуктора:

$$l \geq \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{см}]} + b,$$

где $l = 50 \text{ мм}$ – длина шпонки с рабочего чертежа редуктора; $T = T_{III} = 990.58 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – крутящий момент на валу; $d = 40 \text{ мм}$ – диаметр хвостовика; $b = 12 \text{ мм}$ – ширина шпонки ([1], табл. 5.19); $h = 8 \text{ мм}$ – высота шпонки; $t_1 = 5 \text{ мм}$ – глубина шпоночного паза; $[\sigma_{см}] = 260 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение смятия в случае предельных статических перегрузок ([1], стр. 191).

Подставляем значения:

$$50 \text{ мм} < \frac{2 \cdot 990.58 \cdot 10^3}{40 \cdot (8 - 5) \cdot 260} + 12 = 75.5 \text{ мм}.$$

Следовательно, условие прочности шпонки по напряжениям смятия не выполняется. В этом случае на хвостовике вала устанавливаем оппозитно две шпонки. Тогда условие прочности по напряжениям смятия запишется в виде

$$l=50 \text{ мм} > \frac{2 \cdot T}{2 \cdot d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{\text{см}}]} + b = \frac{2 \cdot 990.58 \cdot 10^3}{2 \cdot 40 \cdot (8 - 5) \cdot 260} + 12 = 43.75 \text{ мм.}$$

Т.о. условие прочности шпоночного соединения обеспечено.

Далее выполняется графическая часть курсового проекта, которая состоит из 3.5 или 4 листов формата А1 и согласно табл. 1.1 включает: сборочный чертеж редуктора; общий вид привода; рабочие чертежи отдельных деталей редуктора (корпус или крышка, вал, зубчатое или червячное колесо).

Чертежи привода машины, редуктора и деталей должны быть выполнены в строгом соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) [1].

Рабочие чертежи курсового проекта выполняют только на часть деталей, а спецификацию составляют на все детали сборочной единицы. Чертежи габаритный и монтажный объединяют с чертежом общего вида изделия (привод).

Пример оформления чертежей и спецификации представлен в Приложениях В и Г.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Момот Д.И., Янчевский И.В. Методические указания к выполнению и оформлению чертежей к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин» (для студентов специальности 6.090200). – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 40 с.
2. Перегон В.А., Гречко Л.П., Бобошко А.А., Коряк А.А., Никитин И.Ф. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин» для студентов дневного и заочного обучения специальностей 7.0902. – Харьков: ХНАДУ, 2003.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1986.
4. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1984.
5. Момот Д.И., Янчевский И.В. Методические указания по выполнению эскизной компоновки редуктора привода машины к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин» (для студентов специальности 6.090200). – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 36 с.
6. Устиненко В.Л., Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Основы проектирования деталей машин. – Харьков: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1983.
7. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991.
8. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1975.
9. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 1985.
10. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. Кудрявцева В.Н. – Л.: Машиностроение, 1984.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Министерство образования и науки Украины

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кафедра теории механизмов и машин и деталей машин

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

*к курсовому проекту по деталям машин на тему
«Проектирование привода транспортера»*

*Схема – 7
Вариант – 1*

*Выполнил: ст. гр. А-31
Иванов И. И.*

*Проверил:
доц. Янчевский И. В.*

Харьков, 2008 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				<u>Документация</u>		
A1			АДТМ 31.71 ВО	Вид общий		
			АДТМ 31.71 ПЗ	Пояснительная записка		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1		Рама	1	
A1		2	АДТМ 31.71.20 СБ	Редуктор червячный	1	
		3		Салазки	2	
				<u>Детали</u>		
		4		Болт анкерный М24	4	
		5		Шкив	1	
		6		Шкив	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		7		Болт М10×45.58 ГОСТ 7798-70	4	
		8		Болт М20×65.58 ГОСТ 7798-70	4	
				Гайка ГОСТ 5915-70		
		9		М10-6Н.5	4	
		10		М20-6Н.5	4	
		11		М24-6Н.5	8	
		12		Двиг.4А112МВ6 ГОСТ 19523-81	1	
		13		Ремень А-1000 ГОСТ 1284-80	6	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		14		10.65Г	4	
		15		20.65Г	4	
		16		24.65Г	4	
				Шайба косая ГОСТ 10906-78		
		17		10	4	
		18		20	4	
		19		24	4	
				АДТМ 31.71 ВО		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		
<i>Разраб.</i>		Иванов И.И.		20.04	Привод транспортера	<i>Лит.</i>
<i>Провер.</i>		Янчевский И.В.				<i>Лист</i>
<i>Н.контр.</i>		Бобошко А.А.				<i>Листов</i>
<i>Утв.</i>						1 1
					ХНАДУ	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				<u>Документация</u>		
A1			АДТМ 31.71.20 СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A3	1		АДТМ 31.71.20.100 СБ	Колесо червячное	1	
	2			Крышка смотрового окна	1	
	3			Маслоуказатель в сборе	1	
				<u>Детали</u>		
A3	4		АДТМ 31.71.20.004	Вал	1	
	5			Кольцо маслоотбрасывающее	1	
	6			Кольцо маслоотбрасывающее	1	
	7			Кольцо маслоотбрасывающее	2	
	8			Кольцо упорное	1	
A2	9		АДТМ 31.71.20.009	Корпус редуктора	1	
	10			Крышка подшипника	1	
	11			Крышка подшипника	1	
	12			Крышка подшипника	1	
	13			Крышка подшипника	1	
	14			Крышка редуктора	1	
	15			Пробка сливная	1	
	16			Прокладка		Набор
	17			Прокладка		Набор
	18			Прокладка	1	
	19			Прокладка	1	
	20			Прокладка	1	
	21			Прокладка	1	
	22			Стакан	1	
	23			Червяк	1	
				АДТМ 31.71.20 СБ		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		
<i>Разраб.</i>		Иванов И.И.		20.04	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>
<i>Провер.</i>		Янчевский И.В.				<i>Листов</i>
<i>Н.контр.</i>		Бобошко А.А.				
<i>Утв.</i>						
Редуктор червячный						
ХНАДУ						

Учебное издание

БОБОШКО Александр Андреевич
ЯНЧЕВСКИЙ Игорь Владиславович

Методические указания

к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин»
(раздел «Проектирование привода транспортера
с червячным редуктором»)
для студентов специальности 6.090200

Ответственный за выпуск	<i>В.А. Перегон</i>
Редактор	<i>Т.В. Каплунова</i>
Компьютерная верстка	<i>И.В. Янчевского</i>

План 2008 г. Поз. 14.

Подписано к печати

Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman.

Печать RISO. Усл. печ. л. 2,2. Уч.-изд. л. 1,8.

Заказ № / . Тираж 100 экз. Цена договорная.

Издательство ХНАДУ, 61002, г. Харьков-ГСП, ул. Петровского, 25
Тел./факс: (057) 700-38-64, 707-37-03; e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

*Свидетельство Государственного комитета информационной политики,
телевидения и радиовещания Украины о внесении субъекта издательского
дела в государственный реестр издателей, изготовителей и распространителей
издательской продукции, серия ДК № 897 от 17.04.2002 г.*